

СБОРНИК ТРУДОВ

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

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Кафедра горных машин и комплексов

СБОРНИК ТРУДОВ

XX Международной научно-технической конференции
«Чтения памяти В. Р. Кубачека»

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

07-08 апреля 2022 г.

Под общей редакцией проф. Ю.А. Лагуновой

г. Екатеринбург

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 07-08 апреля 2022 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2022. – 377 с.

ISBN: 978-5-9967-0446-0

В сборнике трудов представлены научные исследования и обзоры в области оборудования для горной и нефтегазовой отрасли. Рассмотрены **вопросы** автоматизации и роботизации горного и транспортного оборудования, современных технологий машиностроения, появления нового и совершенствования существующего оборудования, диагностики и ремонта, моделирования и расчетов сложных технических систем, а также предлагаются антикризисные программы для предприятий в условиях действия антироссийских санкций.

Конференция посвящена памяти (90-летие со дня рождения) одного из заведующих кафедрой горных машин и комплексов Масленникова Владилена Андриановича.

© 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), председатель конференции (г. Екатеринбург);
2. ***Калянов Александр Евгеньевич*** – канд. техн. наук, сопредседатель конференции (г. Екатеринбург);
3. ***Суслов Николай Максимович*** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
4. ***Комиссаров Анатолий Павлович*** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
5. ***Шестаков Виктор Степанович*** – канд. техн. наук, профессор УГГУ (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. ***Семенов Виктор Владимирович*** – канд. техн. наук, генеральный директор ЗАО «Копейский машиностроительный завод»;
9. ***Червяков Сергей Алексеевич*** – канд. техн. наук, советник ген. директора по конструкторским разработкам ПАО «Уралмашзавод».

Международный программный комитет

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

ПЛЕНАРНОЕ ЗАСЕДАНИЕ

УДК 929.00

ВОСПОМИНАНИЯ О ВЛАДИЛЕНЕ АНДРИАНОВИЧЕ МАСЛЕННИКОВЕ

Ю.А. Лагунова, Л.А. Гаврилова, Н.В. Савинова

Приводятся воспоминания о душевном и чутком руководителе кафедры, о неординарном педагоге, об интересном эрудированном и веселом человеке с хорошим чувством юмора, велосипедисте-любителе, создателе оригинальной звездочки в приводе велосипеда, о мудром инженере-конструкторе конусных дробилок.

***Ключевые слова**: воспоминания, руководитель, человек, конструктор*

ДУШЕВНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ

Руководители бывают разные: справедливые и несправедливые, добрые и злые, ответственные и безответственные, строгие и мягкие, а Владилен Андрианович был **душевным руководителем**. Он болел душой за каждого сотрудника подчиненного ему коллектива.

Это был человек, который дарил окружающим радость. Простой звонок Владилена Андриановича в праздник или выходной давал запал бодрости и настроения на весь день не только мне, но и моим домашним, да и другим сотрудникам кафедры. А уж когда он исполнял романсы по телефону, настроение повышалось вдвойне.

По настоянию Владилена Андриановича в 1994 году я поступила в аспирантуру. Это было напряженное время – время перестройки, когда не было на кафедре хоздоговорных тем, не было поддержки предприятий. Для того чтобы провести эксперимент по моей диссертационной работе, необходим был пресс с самозаписывающим устройством. Такой пресс был только на Уралмаше. Владилен Андрианович, используя свои дружеские отношения с уралмашевцами, договорился о моей работе на этом прессе. При этом он заплатил за аренду пресса 10 тысяч рублей, это были его личные деньги. Не каждый научный руководитель будет так переживать за работу своего аспиранта. Кроме того, уже, будучи прикованным к постели, Владилен Андрианович раз в неделю обязательно устраивал встречи со своими аспирантами. Во время таких встреч, кроме консультаций по работе, были беседы о жизни, о поэзии, о людях.

Владилен Андрианович любил жизнь, любил людей, любил поэзию и особенно произведения А. С. Пушкина. Люди, цитирующие Пушкина, покоряли сердце Владилена Андриановича. Так, у Владилена Андриановича был любимый студент монгол Турмунх. Ему прощалось многое: и небрежное отношение к учёбе и мелкие шалости - только потому, что Турмунх знал наизусть более ста произведений Александра Сергеевича. В 2000 году, когда я преподавала в Монголии (в Эрдэнэте), у меня произошла встреча с господином Турмунхом. Первый вопрос, который последовал из

его уст при встрече: «Как живет Масленников? Это мой любимый преподаватель!». Он был сильно расстроен, когда узнал, что Владилена Андриановича уже нет, стал вспоминать годы учебы в СГИ и общение с руководителем дипломного проекта, которым и был Масленников. До защиты оставалось 15 дней, а специальная часть дипломного проекта была не готова. На очередной консультации с монголами Владилен Андрианович обратился к Турмунху: «У тебя опять чистые листы? Турмунх, ну какой из тебя инженер, да еще механик? Тебе надо было в университет поступать, на филолога учиться!». На что Турмунх искренне ответил: «Так я бы с удовольствием, но направления с Эрдэнэта были только на механиков». Далее Масленников сказал: «Хорошо. Я постараюсь помочь тебе», и встал за кульман. В течение последующих трех дней Масленников чертил чертежи Турмунху в его присутствии, поясняя ему каждую линию, а Турмунх читал Пушкина вслух. Диплом Турмунх защитил на «удовлетворительно». Когда Турмунх вернулся в Монголию с дипломом, его определили на СП «Эрдэнэт» механиком, но он смог проработать там только полгода, а потом ушел в предприниматели. И это у него получилось прекрасно. Масленников был прав!

Владилен Андрианович любил спорт, практически все его виды: и лыжи, и коньки, и плавание, но особенно велоспорт. Он пытался привить эту любовь всем. На кафедре стоял велостанок (тренажер), который он смастерил сам. В большой перерыв он громко провозглашал: «Девчонки, марш на станок. Я держать буду!». Мы переодевались в спортивную форму и шли на станок. Против воли заведующего не попрешь, тем более, что он заботился о нашем здоровье. Наверное, благодаря этому, все девушки на кафедре были стройными.

Владилен Андрианович очень любил семью, заботился о жене, сыне, снохе и внуке Максимке.

Он вообще обо всех заботился и, в первую очередь, о вверенном ему коллективе. Даже будучи прикованным к постели и находясь в больнице, он ежедневно беседовал со мной и расспрашивал об успехах кафедры. Он очень переживал за будущее кафедры (это были тяжелые 90-е годы), за её новое руководство, и до последнего дня надеялся, что встанет на ноги и вернётся «к рулю».

Рано ушел из жизни Владилен Андрианович, он многое не успел, и кафедре не хватает его чуткого руководства, его заботы, доброты, внимания, оптимизма и детской непосредственности.

БЛАГОСЛОВЕНИЕ

Владилен Андрианович Масленников сыграл значительную роль в моей судьбе.

Первое яркое событие начала моей работы на кафедре горных машин и комплексов – это командировка на обогатительную фабрику Качканарского ГОКа. В то время (1985 г.) основное направление научно-

исследовательской деятельности кафедры было обусловлено активной работой Отраслевой научно-исследовательской лаборатории дробильно-размольного оборудования Минтяжмаша СССР (ОНИЛ ДРО). И я, выпускница первого выпуска СГИ по специализации “Геологоразведочные машины и оборудование”, была принята инженером по тематике “Энергоемкость дробления руд”, поэтому поехала в командировку с “маститыми” специалистами В. А. Масленниковым, А. А. Лаутеншлейгером, В. И. Саитовым, А. Д. Табариным, В. М. Юрковым. Дружная компания пешком преодолевала расстояния между “объектами” г. Качканара под неутомимые шутки и рассказы Владилена Андриановича. А уж как он увлекательно и доходчиво рассказывал мне про обогатительное оборудование, перемещаясь по крутым лесенкам фабрики. А когда спустя месяц мне пришлось сказать ему – заведующему кафедрой, что близится декрет, он отругал меня не за то, что я, молодой специалист, “подвожу работу”, а за то, что рисковала здоровьем на “опасных трассах фабрики”.

И потом весело вспоминал историю, когда после моего ошибочного (из-за перестраховки медицинских служб) попадания в больницу всей кафедре провели вакцинацию от дифтерии. Владлен Андрианович лихо провозгласил себе освобождение от прививки и весело руководил “операцией” привития дифтерии остальным сотрудникам кафедры.

И каково после всего этого было сообщать ему о моем втором декрете, спустя всего полгода после первого?! Каково же было мое изумление, когда Владилен Андрианович обрадовался моему известию! Он сказал, что самое важное для женщины – это дети. “Надо, чтоб были “красные” дети”. “Как это?!” – изумилась я. “Это – мальчик и девочка”, – услышала ответ. Это было ***благословение***! У меня родилась дочь. И я доложила любимому наставнику, что у меня теперь Иван да Марья. Он был очень доволен и всегда приветствовал, когда мы приводили своих детей на кафедру. Не одно поколение горняков выросло в стенах Горного в лабораториях кафедры ГМК, пока родители трудились во благо родного вуза.

Это было время энтузиазма и творчества молодежи. Под руководством В. А. Масленникова, оставшись на кафедре после окончания института, прошли великолепную научную и жизненную школу С. В. Мартьянов, С. В. Титлинов, В. Е. Эпштейн, И. М. Стрельцов, Д. В. Аристов, Б. М. Ирго. После выполнения “главного предназначения женщины” я с радостью окунулась в научную деятельность уже по специальности, так как началось развитие нового направления деятельности кафедры – проектирование бурового оборудования. И, конечно же, под руководством Владилена Андриановича. А самым удивительным был тот факт, что Владилен Андрианович не был сторонником мнения многих мужчин-механиков о том, что женщины и техническая наука несовместимы. Он не побоялся взять к себе в аспирантуру четырех молодых женщин: Ю. А. Лагунову, Л. А. Гаврилову, Н. В. Савинову, Л. Д. Чучманову. Трое из них защитились,

четвертая, несмотря на жизненные трудности, не бросает начатое дело и готова дойти до конца. Великий мудрец В. А. Масленников будто предвидел, что именно они выстоят в тяжелое для вуза время и внесут свой вклад в укрепление и развитие кафедры. Очень жаль, что его безвременный уход лишил нас надежной поддержки, и защищались мы уже без научного руководителя, но он мысленно был с нами. После трудной защиты своей диссертации я сразу же (до банкета) поехала в ночь к Владилену Андриановичу на Сибирское кладбище возложить цветы с известием о победе.

Жизнелюбие, остроумие, доброжелательность и деликатность гармонично сочетались с мальчишеским озорством. Ему надо было, чтобы везде кипела жизнь! Все “просыпалось”, когда Владилен Андрианович приезжал на своем велосипеде и входил в здание. Это было подобно взмаху волшебной палочки, наполняющей красками черно-белый формат. Уже от входа звучали звуки романса, начиналось оживление, шум, и кафедра даже при закрытых дверях знала, что идет заведующий!

Огромная заслуга Владилена Андриановича – это сплоченная дружная кафедра ГМК, которой завидовал весь институт. Кафедра не только активно работала, но и дружно, разнообразно отдыхала. С весны, когда уже подсыхало, раз в неделю, можно сказать по расписанию, мы все дружно шагали в Зеленую рощу играть в волейбол или в футбол. Наша любимая площадка была в окружении сосен. Это было неповторимое ощущение радости, задора и единения, заряд энергии для новых идей.

Дружно и интересно проходили и кафедральные праздники, когда все принимали активное участие, как в подготовке, так и в самом проведении мероприятий. А Владилен Андрианович всегда был в курсе всех дел. Больше всего ему нравилось инспектировать процесс приготовления еды. Он появлялся в нашей “столовой” со словами: “Я тут у вас украду немного из каждой тарелки – никто и не заметит”. Это благодаря нашему любимому заведующему и его подарку – электрической печке – на кафедре организовалось дежурство по приготовлению обедов, и мы знали, что каждый день в большой перерыв нас всех ждет горячий обед, пусть не всегда изысканный, но зато из хороших продуктов. Экономично и полезно.

А как мы дружно лепили пельмени на его день рождения! Он отдавал команду, но с какой радостью она выполнялась!.. И как потом под водочку все это уплеталось, и гостей с других кафедр кормили...

Еще одна яркая страничка – это колхоз, уборка морковки и капусты. То, что выезжает вся кафедра в полном составе, это даже не обсуждалось, а считалось обычным делом, как работа. Ну, аксакалы наши, конечно, уже были в возрасте, и на поле мы их не допускали. Владилен Андрианович, Юрий Альфредович Муйземнек и Лев Сергеевич Скобелев выбирали место для пикника и руководили приготовлением обеда, сопровождая с сумками кого-нибудь из девчонок (женщин-сотрудниц). Мы же, тем временем, выполняли и перевыполняли кафедральную норму, зная, какой приз нас

ждет впереди, – пикник дружной **кафедральной семьей**. Кроме этого, заработанной капустой обеспечивались не только участники кафедрального “капустного десанта”, но и делались заготовки на саму кафедру. И, конечно же, ехать молча в автобусе Владилен Андрианович просто не мог. Как всегда балагурил, всех тормошил и организовывал “хоровое пение”. Во время одного из таких выездов и родился кафедральный гимн, который мы передаем всем нашим выпускникам на последнем звонке, как напутствие.

Кафедра продолжает традиции, заложенные мудрым учителем, великолепным организатором и человечным наставником. Владилен Андрианович Масленников навсегда останется в наших сердцах и делах.

СЕКРЕТ

Мое знакомство с Владиленом Андриановичем произошло много лет назад на базе отдыха Свердловского горного института в Верхней Сысерти, где я отдыхала вместе со своей мамой. В то время всех взрослых мы называли не профессорами или преподавателями, а дядями и тетями, и чаще всего, они были папами и мамами кого-нибудь из нашей шумной ватаги. Вот и Владилен Андрианович отдыхал там со своим сыном Андрюшей.

Нас, то есть детей, вечно хотели чем-то занять, придумывали так называемые культурные мероприятия. Некоторые из них мы очень любили, например, волейбол вперемешку с родителями, а от других пытались куда-нибудь смыться, но план есть план, тем более утвержденный. В один прекрасный день нам объявили о проведении масштабных спортивных игр, что-то вроде мини-олимпиады. Самое интересное, что записали нас на соревнования без учета наших интересов или способностей, так, например, я оказалась участницей прыжков в длину с места. Я и с разбега прыгать в длину никогда не умела, а тут с места. Воспитание не позволило мне проигнорировать такое жуткое для меня мероприятие, тогда как многие другие просто ушли на пруд или в лес. Главным судьей моего мучения случилось быть Владилену Андриановичу. Нас пришло только трое, очень разных и по возрасту, и по физическим параметрам. Мы прыгнули раза по три, все это было тщательно с рулеткой Владиленом Андриановичем замерено, хотя и без рулетки все было ясно. Он нас всех похвалил за участие, а не явившимся поставил «баранки».

Вечером было объявлено торжественное награждение участников соревнований. Подарков и грамот было, наверное, больше, чем участников. И поэтому, когда Владилен Андрианович объявил, что я награждаюсь за третье место в прыжках в длину, мне стало жутко. Я сказала Владилену Андриановичу, что награждаюсь не за третье место, а за последнее. На что он, хитро прищурясь, мне ответил, что никто об этом не узнает, это будет наш маленький секрет. С грамотой, секретом и мамой я и уехала с базы СГИ.

Прошло много лет, у меня были уже свои дети, когда моя судьба круто повернула. При случайной встрече Владилен Андрианович предло-

жил мне поступить в аспирантуру на кафедру горных машин и комплексов, мотивировав это необходимостью «разбавить» выпускников этой кафедры. На тот момент я посчитала это неплохим вариантом, как мне казалось, временного пристанища. При первом нашем разговоре о моих «склонностях и предпочтениях» в научной деятельности Владилен Андрианович мне вдруг сказал: «А помнится мне, у нас был, какой-то общий секрет». Чем окончательно сразил меня: «Да, говорю, свидетельство моего позора все еще где-то пылится дома». На что он возразил: «Участие позором быть не может». Вот наш маленький секрет перестает таковым быть.

За время моего общения с Владиленом Андриановичем я часто слышала от него один и тот же ответ: «Это не сложно – сама разберешься». Поначалу это обижало, «горные машины» – не моя специальность, и было трудно, но проходило какое-то время, и клубочек непонимания распутывался как-то сам собой. Слова Владилена Андриановича придали мне уверенности в собственных силах. Прочитав мою первую статью (которую, к счастью, не опубликовали), он взял ручку и написал мне полстранички текста. Владилен Андрианович очень просто объяснил, зачем нужно то, чем я занимаюсь. А потом добавил: «Это поставишь в начале, а потом то, что у тебя, но только не по-детски! Пора взрослеть!», – что я пытаюсь сделать с того времени.

Все секреты теперь раскрыты, а воспоминания об этом добром и чутком человеке останутся со мной навсегда.

Список литературы

1. Владилен Андрианович Масленников – конструктор, ученый, педагог: очерки-воспоминания / сост. Ю.А. Лагунова; Урал. гос. Горный ун-т – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 80 с.

УДК 929.00

1971 год (*Посвящение В.А. Масленникову*)

Простых времён – как и решений – нет.

Всегда так было, есть и дальше будет.

В тот год в Египте Асуанский ГЭК*

Страны советской запустили люди.

В тот год открыл свои ворота ВАЗ

И два «Союза» взмыли с космодрома.

А в Ленинграде строили каркас

Для атомного сердца ледокола.

А на Урале в Горный Институт

В тот год пришёл конструктор с «Уралмаша»…

Так незаметно начали свой путь

И Кафедра сама, и братство наше!

Павел Жиганов, канд. техн. наук,
выпускник кафедры ГМК

УДК 004.94:622.23.05

ПРИМЕНЕНИЕ MFBD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА СТРУКТУРНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ШАССИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Хламов Д.А., технический консультант, ООО «МБД Софт»

В статье описываются возможности динамического моделирования многотельных систем (MFBD) для вибрационного анализа подвески карьерного самосвала и исследования результирующего напряженно-деформированного состояния структурных элементов самосвала при движении по поверхностям переменного профиля.
***Ключевые слова**: карьерные самосвалы, вибрационный анализ, динамическое многотельное моделирование, MFBD.*

USE OF MFBD-APPROACH METHODS TO ASSESS VIBRATIONS IMPACT ON STRUCTURAL COMPONENTS OF MINING DUMP TRUCKS CHASSIS

Khlamov D.A.

The study deals with MFBD-approach for vibrational analysis of mining dump truck suspension system and assessment of resulting deformations and tensions in structural elements of dump truck chassis in dynamics, when driving on uneven roads.
***Keywords**: mining dump truck, vibrational analysis, multi-body dynamics, MFBD.*

Решение задач по вибрационному анализу карьерного самосвала предполагает комплексный поход. Результирующие вибрации в исследуемой точке механической системы, например, на валу электродвигателя или раме, могут иметь различное (или, в большинстве случаев, комплексное) происхождение и обуславливаться, в том числе:

- Работой системы демпфирования (подвески)
- Контактными взаимодействиями шестеренных зацеплений в мотор-редукторе
- Вибрациями ДВС, передающимися на раму и далее через кинематические связи на мотор-колеса
- Явлениями резонанса и собственными частотами самих структурных компонентов шасси
- Формой поверхности движения и взаимодействия с поверхностью колеса/покрышки

Для решения задач вибрационного анализа и оценки влияния возникающих при движении карьерных самосвалов вибраций на их структурные элементы, предлагается применять комплексный подход на основе динамического моделирования многотельных (механических) систем с учетом податливости (деформируемости) элементов, или MBFD-моделирования (MFBD, Multi Flexible Body Dynamics). Данный подход объединяет в себе методы классического кинематического анализа механических систем (MBD) в комбинации с методами конечно-элементного анализа (FEA), при

этом одно, несколько, или все тела модели механической (многотельной) системы представляются в виде конечно-элементных моделей. В данной статье рассматриваются возможности MFBD-моделирования карьерных самосвалов при помощи программного обеспечения RecurDyn от компании FunctionBay.

Одна из основных задач при моделировании движения карьерного самосвала – получение адекватной динамической модели контакта «шина-поверхность», так как результирующие силовые воздействия этого контакта являются основой для всего последующего моделирования. Моделирование контакта «шина-поверхность» является задачей, требующей значительных трудозатрат, как в виду того, что поверхность движения карьерного самосвала обладает переменным профилем, так и потому, что шина карьерного самосвала является нестандартной, что делает необходимым наличие большого массива экспериментальных данных для параметризации ее модели. При этом условий для стендовых испытаний настолько больших шин может не быть у компании-разработчика карьерных самосвалов. Для моделирования взаимодействия шина-поверхность RecurDyn в сотрудничестве с Техническим университетом Регенсбурга (OTH Regensburg) предлагает свою полуэмпирическую модель шин TMEasy, которая была создана специально для моделирования движения большегрузного колесного транспорта, сельскохозяйственной и дорожно-строительной техники. Данная модель не требует больших трудозатрат для параметризации, оставляя пользователю выбор аналитического или эмпирического задания значений параметров шин, при этом, однако, обладая большой точностью.

Так, для оценки кривизны поверхности движения, положения и ориентации шины относительно поверхности, данная модель использует аппроксимацию поверхности по 4 точкам, в которых строятся касательные плоскости и нормальные векторы к ним, затем, исходя из взаимного положения этих плоскостей, строится результирующая плоскость, на которой будет раскапываться расчетная точка контакта, для которой будут построены математические зависимости контактных взаимодействий. (Рисунок 1).



Рисунок 1. Оценка кривизны дороги переменного профиля в 2 проекциях. M – центр вращения шины, R1…R4 – референсные точки оценки кривизны поверхности движения и относительного положения шины, en - нормаль эквивалентной расчетной плоскости, P – эквивалентная точка контакта

Модель шин TMEasy максимально точно (близко к экспериментальным значениям) учитывает зависимости продольных и поперечных сил от коэффициента проскальзывания Fx=Fx(sx), Fy=Fy(sy) (Рисунок 2).

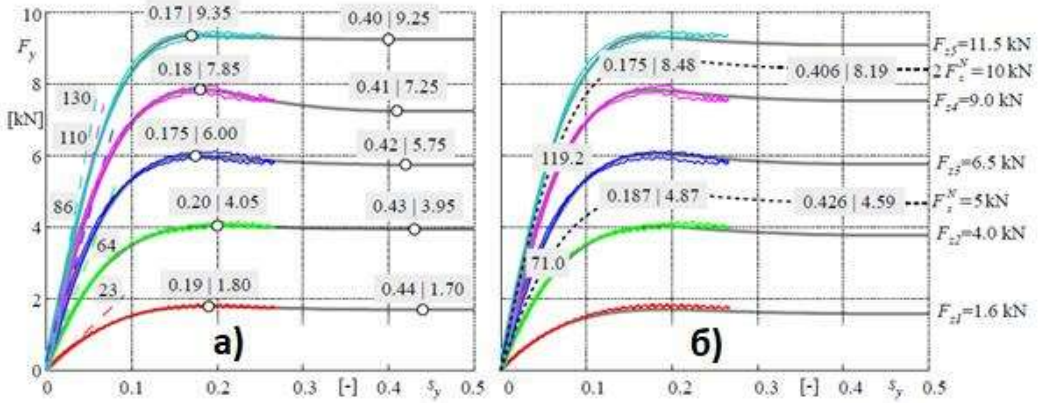


Рисунок 2 – Вычисленные согласно матмодели шин TMEasy зависимости Fy (поперечной силы) от коэффициента проскальзывания sy и действующих вертикальных нагрузок Fz и их соответствие экспериментально измеренным величинам. Вариант а) Параметризация с использованием полного массива эмпирических (экспериментальных) данных для параметризации шины б) Параметризация шины с использованием аналитическо-эмпирических зависимостей с минимально необходимым набором параметров.

При моделировании движения ТС по пересеченной местности активируется динамический колебательный процесс брекера шины. TMeasy учитывает первые две моды собственных колебаний, которые возникают от колебаний брекера, и которые значительно влияют на динамические изменения продольных (тяговых) усилий. Для этих целей применяется модель колеса, разделенная на жесткий обод (брекер) и диск колеса, соединенных между собой упругими связями (физически – боковинами шины), нелинейное поведение которых затем описывается уравнениями динамики второго порядка с учетом свойств жесткости и демпфирования. Представление колеса, разделенного на жесткие обод и диск с деформируемыми боковинами, показано на рисунке 3.

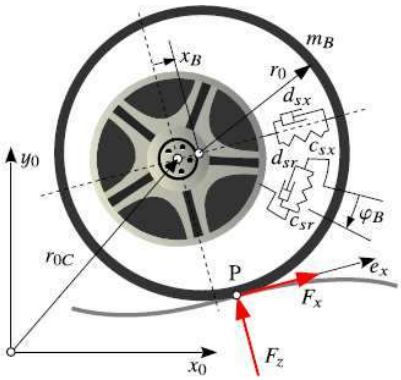


Рисунок 3 – Представление шины TMEasy для учета нелинейности поведения (колебательных процессов).

Модель карьерного самосвала в интерфейсе программной среды RecurDyn с интерфейсом параметризации моделей шин показана на рисунке 4.

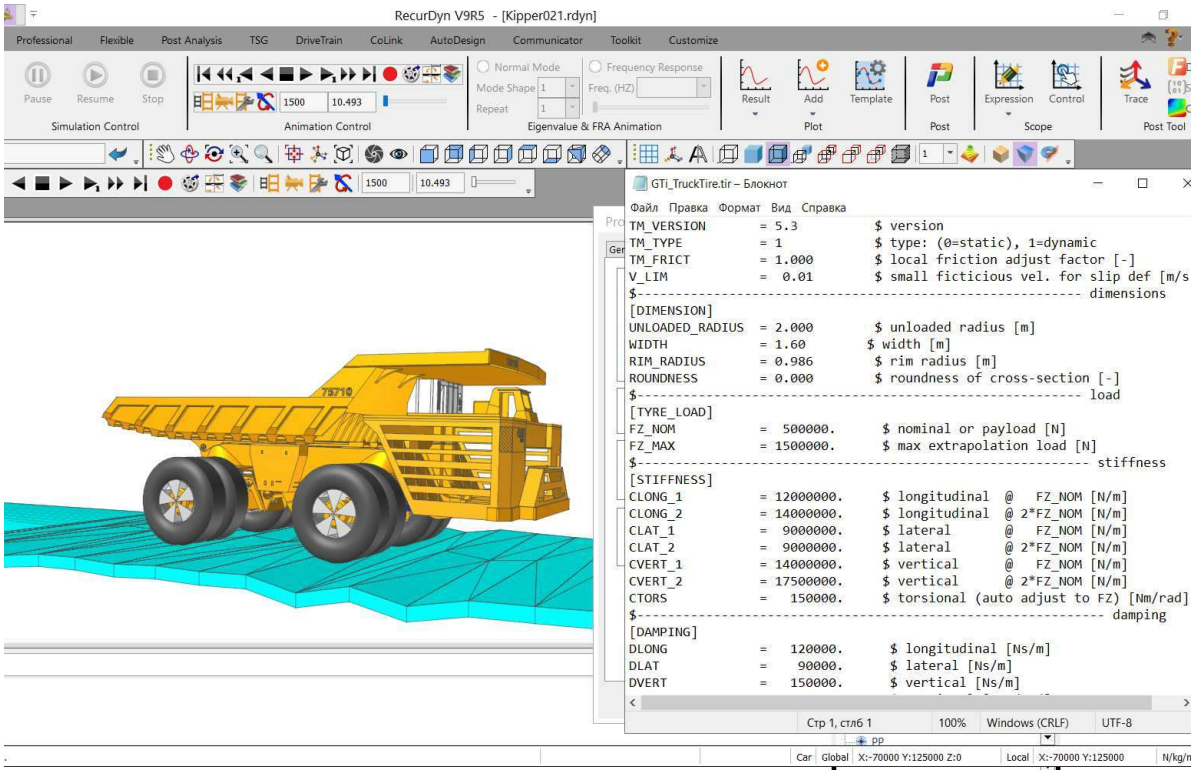


Рисунок 4 – Действующая модель БЕЛАЗ 75710 в RecurDyn с применением модели шин TMEasy

Результирующие силовые воздействия от колес передаются на ось и далее на раму через систему демпфирования (подвески). Для моделирования системы демпфирования (подвески) программное обеспечение RecurDyn располагает всем необходимым инструментарием – возможно построение полной модели системы демпфирования, с учетом гидроци-

линдров демпфирования вертикальных нагрузок, штанг поперечных нагрузок, центрального шарнира. Все эти элементы объединяются в общую многотельную модель подвески с назначением им упруго-демпфирующих характеристик и ограничений степеней свободы.

Дополнительным источником вибраций, существенным для структурных расчетов, являются вибрации, возникающие при работе редукторных систем и зубчатых зацеплений. Анализ редукторных систем для MFBD-расчетов в программной среде RecurDyn выполняется при помощи модуля DriveTrain (Трансмиссии). Данный модуль разработан совместно с ведущим мировым производителем ПО для расчетов редукторных систем KISSSoft. Инструментарий модуля позволяет строить редукторные и трансмиссионные системы любой сложности (в том числе планетарные) при помощи мастеров задания шестеренных зацеплений со всеми необходимыми стандартизированными параметрами. Модуль позволяет проводить вибрационный анализ редукторных систем, анализировать воющий и ударный шум при неточностях установки шестерен или при наличии зазоров в шестеренных зацеплениях, определять доминирующую причину шумов и вибраций и вырабатывать стратегию по снижению общего шума или улучшению вибрационных характеристик редуктора.

Полученные силовые воздействия от различных источников (подвески, редуктора) через точки закрепления поступают на целевые структурные компоненты карьерного самосвала, представленные в виде конечно-элементных моделей. Данные конечно-элементные модели могут быть либо так называемыми полными КЭ-моделями (FullFlex), которые учитывают все перемещения узлов сетки КЭ-модели по всем шести степеням свободы при приложении нагрузок или силовых воздействий на узел, либо, что актуально для больших сборок механических систем, FullFlex модели могут быть преобразованы в редуцированные (ReducedFlex) КЭ-модели, базирующиеся на принципе суперпозиции линеаризованных мод данного узла. Редуцированные модели при этом позволяют значительно сэкономить время расчета, и облегчают пакетные вычисления. На рисунке 5 показана часть модели задней оси самосвала БЕЛАЗ 75710 с двухступенчатым редуктором, кронштейн крепления электродвигателя к задней оси представлен конечно-элементной моделью.

Результатом MFBD-расчета является как информация о напряженно-деформированном состоянии исследуемого структурного элемента (в данной статье – кронштейна крепления мотор-редуктора к задней оси), так и информация о силовых воздействиях, влияющих на напряженно-деформированное состояние в интересующих точках системы – например, силы реакции в зубчатых зацеплениях, результирующие силы от демпфирующих элементов подвески, реакции на приводном валу редуктора. При этом MFBD-расчеты показывают информацию о силовых воздействиях и карту напряженного состояния структурных элементов именно в динами-

ке, как результат работы систем карьерного самосвала при движении по заданному виртуальному испытательному полигону с криволинейной поверхностью. На рисунке 6 показаны результаты MFBD-расчета ходовой части самосвала с исследованием напряженного состояния кронштейна крепления мотор-редуктора к его задней оси – видны колебания сил в точках контактов зубчатого зацепления, а также вибрации, передающиеся от колеса к точке закрепления его на редукторе.

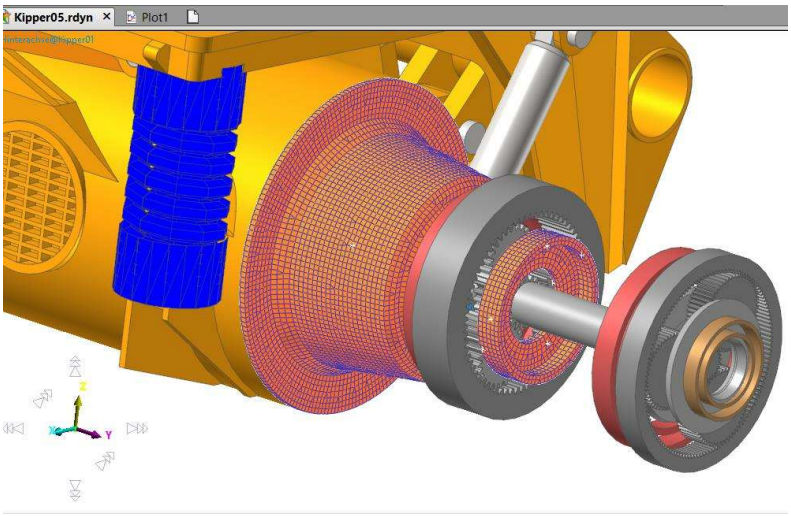


Рисунок 5 – Двухступенчатый мотор-редуктор (вид без корпуса редуктора). Кронштейн крепления к задней оси – конечно-элементная модель. Гидроцилиндры демпфирования вертикальных перемещений представлены элементом масса-демпфер-пружина.

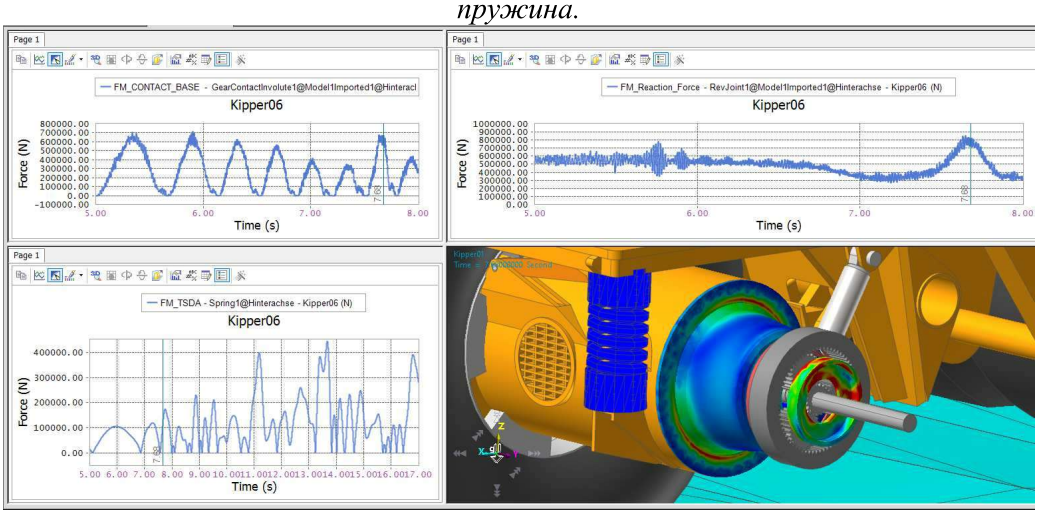


Рисунок 6 – Результаты MFBD-расчета карьерного самосвала.
Слева направо – 1. Силы в зубчатом зацеплении первой ступени приводного редуктора, 2. Силы реакции в точке закрепления колеса. 3. Результирующие силовые воздействия вертикальных демпфирующих элементов подвески задней оси. 4. Карта напряженно-деформированного состояния кронштейна крепления колесного мотор-редуктора к задней оси самосвала.

Резюмируя вышеизложенное, можно сказать, что применение MFBD-расчетов дает ощутимые преимущества при проектировании систем и подсистем как карьерных самосвалов, так и других изделий тяжелого и специального машиностроения. Динамическое многотельное моделирование с учетом напряженно-деформированного состояния структурных элементов позволяет оценить силовые воздействия, возникающие в системах проектируемого изделия в динамике, при выполнении рабочих операций с наложением моделей условий эксплуатации.

Полученная информация о силовых воздействиях, в свою очередь, является исходными данными для проектирования структурных элементов, подбора необходимых характеристик приводных и демпфирующих систем. При этом, за счет комплексности MFBD-расчетов и применения конечно-элементных моделей и становится возможным проанализировать напряженно-деформированное состояние деталей и узлов механической системы в динамике, выбрать необходимые коэффициенты запаса прочности, оценить надежность и долговечность элементов конструкции, провести вибрационный анализ и найти пути уменьшения вибраций и шумности проектируемого изделия.

Список литературы:

1. Mastinu G. Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook / G. Mastinu, M. Ploechl, - London: CRC Press, 2014, - 1662 p.

Rill G. Sophisticated but quite simple contact calculation for handling tire models / G. Rill // Multibody System Dynamics / Springer Science+Business Media B.V., – Wiesbaden, 2019. – P. 131-153.

2. Chiyu Hao Rigid-flexible coupling dynamics simulation of planetary gear transmission based on MFBD// Guangbin Feng, Huagang Sun, Haiping Li / Journal of Vibroengineering Vol. 19, Issue 8. / JVE International / Kaunas, 2017, P. 5668-5678.

3. Belingardi G. Multibody approach for the dynamic analysis of gears transmission for an electric vehicle//G. Belingardi, V. Cuffaro, F. Cura / PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. PART C, JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE Vol. 232 Issue 1 / SAGE, London, 2018. – P. 57–65.

Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ

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

Доц. П.А. Жиганов

УДК 621.879.322

ВЛИЯНИЕ РОСТА МОЩНОСТИ КАРЬЕРНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Бессонов А.Е., аспирант**; Шибанов Д.А.,** доц.; **Михайлов А.В.,** проф.
Санкт-Петербургский Горный Университет, г. Санкт-Петербург, Россия

В статье приведены основные параметры карьерных электрических экскаваторов различных производителей, проанализированы отличительные особенности современного оборудования. Также проведен анализ основных параметров рабочего оборудования экскаваторов различной мощности одного производителя и продемонстрированы основные тенденции развития конструкций.
***Ключевые слова**: открытые горные работы, экскавация, карьерные электрические экскаваторы, рабочее оборудование*

INFLUENCE OF POWER GROWTH OF MINING ELECTRIC EXCAVATORS ON THE PARAMETERS OF WORKING EQUIPMENT

Bessonov A., Shibanov D., Mikhailov A.

This article presents the main parameters of quarry electric excavators of various manufacturers, analyzes the distinctive features of modern equipment. The parameters of the working equipment of excavators of various capacities of one manufacturer are also shown and the main trends in the development of this direction are demonstrated. This article presents the main parameters of quarry electric excavators of various manufacturers, analyzes the distinctive features of modern equipment. The parameters of the working equipment of excavators of various capacities of one manufacturer are also shown and the main trends in the development of this direction are demonstrated.
***Keywords:** open-pit mining, excavation, open-pit electric excavators, working equipment*

Карьерные экскаваторы на данный момент используются повсеместно при открытой добыче полезных ископаемых и выполняют свыше 80% общего объёма работ. Электрические карьерные экскаваторы при этом, как правило, работают в самых тяжелых условиях, там, где гидравлические экскаваторы не могут обеспечить достаточную надежность. Применение канатных экскаваторов во всём мире наиболее оправданно на карьерах средней и большой мощности при сроках эксплуатации свыше 20 лет на разработке месторождений самых разных полезных ископаемых, на которых они выполняют основные работы по вскрыше и добыче полезных ископаемых, а также по переэкскавации на перегрузочных пунктах и отвалообразовании при железнодорожном транспортировании [1, 4].

На данный момент электрические экскаваторы производит такие компании как: Caterpillar; Komatsu; P&H; Taiyuan Heavy Industry Co (TYHD); ООО "ИЗ-КАРТЕКС" и Уралмашзавод (УЗТМ). Перспективы развития горнодобывающей отрасли тесно связаны с состоянием и развитием современных горных машин и оборудования, соответствующих техническим и качественным требованиям, предъявляемым горными предприятиями. Предприятия ориентированы на количественную оценку – объемы добычи полезных ископаемых, зависящие от эффективности функционирования

перспективного ряда горных машин, к которым относятся современные карьерные экскаваторы [2,3].

В современном мире присутствует тенденция на увеличение объема экскавируемой массы за один цикл [5, 6], вследствие чего, некоторые компании не производят экскаваторы с малым объемом ковша. В таблице 1 представлены основные производители карьерных электрических экскаваторов и напрямую конкурирующие между собой модели.

Таблица 1

Основные параметры карьерных электрических экскаваторов

Производитель	Картэкс	Картэкс	P&H	CAT	TAIYUAN	TAIYUAN
Модель	32P	35K	2800XPC	7395	WK-27	WK-35
Тип напорного механизма	Реечный	Канатный	Реечный	Канатный	Реечный	Реечный
Исполнение рукояти	Двухбалочное	Однобалочное	Двухбалочное	Однобалочное	Двухбалочное	Двухбалочное
Исполнение стрелы	Однобалочное	Двухбалочное	Однобалочное	Двухбалочное	Однобалочное	Однобалочное
Рабочие параметры						
Полезная нагрузка в ковше, т	63	63	59	64	-	-
Вместимость основного ковша (сменных), $м^3$	35(20-45)	35(20-45)	26,8-33,6	20,6-55,8	27(23-46)	35(25-54)
Усилие на блоке ковша наибольшее, т	240	240	-	-	-	-
Продолжительность цикла, с	31	30	-	-	30	30
Высота копания наибольшая, м	18,3	19	16,6	14,9	16,8	16,2
Высота разгрузки наибольшая, м	11,8	11,8	9,1	9,4	10,2	9,4
Радиус копания наибольший, м	24	24	24,2	22,8	23,4	24
Радиус копания на уровне стояния, м	16,1	17,0	16,4	16,0	15,5	15,8
Радиус разгрузки наибольший, м	21,0	21,0	-	-	20,4	20,9

Как следует из таблицы 1, составленной по материалам из открытых данных, предоставленных производителями, основную часть машин составляют экскаваторы с реечным типом напорного механизма. Также можно выделить наибольшую высоту копания у экскаваторов Картэкс в отличии от аналогов. Однако же в остальном можно считать, что модели идентичны.

Вследствие чего следует рассмотреть экскаваторы одного производителя, но разной производственной мощности, в данном случае на экскаваторах фирмы Картэкс. С учетом энергоемкости процесса экскавации первым делом стоит обратить внимание на массу составных частей рабочего оборудования. Как следует из таблицы 2 масса стрелы реечного экскаватора 18Р меньше, чем у модели 20К, в отношении рукояти экскаватора – ситуация обратная.

Таблица 2

Основные параметры рабочего оборудования экскаваторов Картэкс

Модель	ЭКГ-12К	ЭКГ-15М	ЭКГ-18Р	ЭКГ-20К	ЭКГ-32Р
Тип напорного механизма	Канатный	Канатный	Реечный	Канатный	Реечный
Ковш					
Габариты, м	3,1*3,6*3,3	3,9*3,9*3,5	3,2*3,9*3,5	3,2*3,9*3,5	3*4*4,5
Масса, т	19,8	29,2	33,66	33,66(25,43)	26,9
Толщина (наиб), мм/ материал: передней стенки	55(130)/ 110Г13Л	45(120)/ 110Г13Л	49(170)/ 110Г13Л	49(170)/ 110Г13Л	100(180)/ 110Г13Л
боковой стенки	60/09Г2С	70/09Г2С	125/110Г13Л	125/110Г13Л	60/S690QL
плита днища	35/110Г13Л	55/110Г13Л	40/10ХСНД	40/10ХСНД	50/09Г2С
Стрела					
Габариты, м	16*2,6*3,3	19*4,5*2,5	16*2,9*4,2	10,5*2,5*4,2	19*2,2*4,4
Масса, кг	28730	42800	38900	42100	60700
Материал (верх/ниж)	В20/09Г2С	В20/09Г2С	10ХСНД	S460ML	10ХСНД
Рукоять					
Габариты, м	11,3*1,5*1,5	13*1,1*1,8	11,7*1,7*3,2	13*1,1*1,8	1,5*3,2*4,4
Масса, кг	11100	15500	24000	15500	41440
Материал	S460ML	S460ML	12ГН2МФАЮ	S460ML	S500ML

Также стоит обратить внимание на изменение толщины передней стенки ковша экскаватора и массы самого ковша, что свидетельствует о

наличии конструкторских нововведений у более современных и больших моделей машин.

Выводы:

1. Современные карьерные электрические экскаваторы в плане основных механических узлов по большей части идентичны, вследствие чего оборудование по добыче подбирается уже по другим критериям, таким как, оснащенность системами контроля положения ковша экскаватора, возможности проведения быстрого ремонта и, разумеется, стоимости оборудования.

2. Современную тенденцию на рост объемов экскавируемой массы за один цикл следует проанализировать по критериям увеличения производительности и снижения энергоемкости процесса экскавации.

Список литературы

1. Иванов С. Л. Изменение времени работы современных отечественных экскаваторов ЭКГ в зависимости от условий их эксплуатации. // Записки Горного института. 2016. С. 692-700.

2. Шибанов Д.А., Иванов С.Л., Фокин А.С., & Звонарев И.Е. Совершенствование стратегии технического сервиса карьерных экскаваторов введением в систему total productivity maintenance. Записки Горного Института Т. 209. 2014. С. 109–115.

3. Angeles E., Kumral M. Optimal Inspection and Preventive Maintenance Scheduling of Mining Equipment // Journal of Failure Analysis and Prevention. 2020. V. № 4 (20). P. 1408–1416.

4. Botyan E., Pushkarev A. Improving the methodology of choosing machinery models for the formation of an excavator and vehicle fleet during the modernization of a mining transport system, with account for the Arctic specifics // Transportation Research Procedia. 2021. (57). P. 106–112.

5. Danko G. L. Loading excavator analysis for trajectory control improvement // IFAC Secretariat, 2013. P. 134–141.

6. Gromov V. E. et al. Physical and technical fundamentals of technology used to increase the wear resistance of working surfaces of large volume excavator buckets // Institute of Physics Publishing, 2018. P. 25 – 30.

УДК 621.879

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ КАРЬЕРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА РАЗРЕЗАХ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

П.Г. Безкоровайный, ст.преп.[1], аспирант[2]
[1]Карагандинский технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан
[2]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

В статье выполнен анализ применения гидравлических карьерных экскаваторов на горнодобывающих предприятиях, приведены достоинства гидравлических экскаваторов, дана оценка и показаны перспективы внедрения экскаваторов с гидрофицированным рабочим оборудованием, приведено сравнение по удельным затратам на экскавацию канатных и гидравлических экскаваторов.
Ключевые слова: *карьерный экскаватор, мехлопата, гидравлический экскаватор, себестоимость.*

ANALYSIS OF THE APPLICATION OF MINING HYDRAULIC SHOVEL IN THE MINES OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

Bezkorovainy P.G.

The article analyzes the use of hydraulic mining shovels at mining enterprises, shows the advantages of hydraulic excavators, evaluates and shows the prospects for the introduction of excavators with hydraulic working equipment, compares the unit costs for excavation of cable and hydraulic shovels.
Keywords: *mining excavator, mechanized shovel, hydraulic excavator, prime cost. excavators.*

В последние 20-25 лет наблюдается стабильный рост спроса на полезные ископаемые. Также в этот период (и в настоящее время) в Казахстане проводится модернизация горно-обогатительных предприятий, что позволяет увеличить процент извлечения полезных ископаемых из минерального сырья. Все это привело к тому, что стало экономически выгодно разрабатывать месторождения полезных ископаемых с относительно небольшими запасами сырья (срок эксплуатации карьера 10-15 лет), а также карьеров с маломощными пластами полезного ископаемого.

В связи с этим явлением на горных предприятиях Казахстана возникает вопрос о выборе типа экскаватора как основного средства механизации для выемочно-погрузочных работ при разработке месторождений открытым способом.

Для обеспечения высокой производительности добывающего предприятия возникает проблема выбора экскаватора с электромеханическим приводом (мехлопаты) или с дизель-гидравлическим приводом (гидравлический экскаватор).

Сравнительный анализ эксплуатации гидравлических экскаваторов и механических лопат позволяет отметить следующее:

- гидравлические экскаваторы с равной вместимостью ковша по сравнению с канатными обладают рядом преимуществ: 1) меньшей в 1,8...2,2 раза металлоемкостью; 2) большими в 1,3…1,5 раза усилиями копания; 3)

обеспечение селективной добычи полезных ископаемых, зачистки подошвы уступа; 4) уменьшение динамических воздействий при разгрузке горной массы в транспортные средства. В некоторых случаях вышеперечисленные факторы позволяют повысить производительность труда на открытых горных работах [1, 2, 3, 4]. Таким образом, гидравлические экскаваторы позволяют решить задачи по снижению металлоемкости горных машин (себестоимости), повышению производительности труда, а именно:

- удельная себестоимость выемки горной массы гидравлическими экскаваторами на 15 % меньше, чем у мехлопат [5];

- эксплуатация гидравлических экскаваторов на относительно небольших отрезках времени (10-15 лет) заметно выгодней, чем мехлопат (рисунок 1);

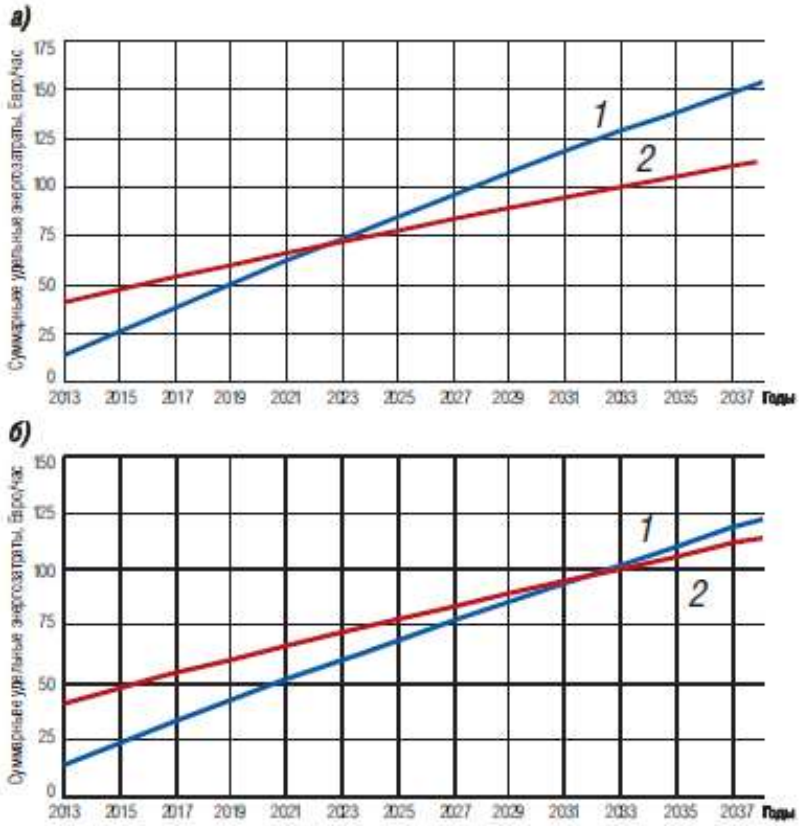


Рисунок 1 - Удельные затраты на эксплуатацию механических лопат (2) и гидравлических (1) экскаваторов с дизельным (а) и электрическим (б) приводами главных насосов за 25 лет

- к преимуществам гидравлических экскаваторов также относятся высокие энергосиловые возможности, обеспечивающие расширение сферы их применения в сложных горно-геологических условиях и эффективную работу в конце уступа или при зачистке пласта;

- гидравлические экскаваторы отличаются мобильностью и меньшими затратами времени на перемещение;

- в качестве преимуществ современных гидравлических экскаваторов стоит отметить их модульность, что обеспечивает простоту монтажно-демонтажных работ, проведение ремонтов отдельных узлов машины.

Ремонты не требуют наличия, непосредственно на карьерах, специализированных ремонтных баз, так как имеется в наличие сети филиалов официальных дистрибьюторов, которые предлагают полный спектр услуг – от продажи всех видов техники до ее сервисного обслуживания.

Вывод: В долгосрочной перспективе, с большой долей вероятности, на большинстве карьерах Казахстана, количество гидравлических экскаваторов будет увеличиваться. Применение экскаваторов с гидрофицированным рабочим оборудованием экономически целесообразней, чем применение механических лопат по основным показателям: себестоимость, производительность труда, затраты на эксплуатацию, количество простоев при ремонте. Также у гидравлических экскаваторов более обширная область применения, позволяющая проводить наиболее полное извлечение минерального сырья при отработке нарушенных и маломощных пластов, удаленных и ранее не разрабатываемых участков действующих разрезов.

Список литературы

1. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. – М.: ЛЕНАНД, 2014. – 296 с.

2. Лагунова Ю. А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. - 228 с.

3. Подэрни Р.Ю., Петер Б. Эффективность применения мощных гидравлических экскаваторов – результат повышения их надежности //Горная промышленность. 2015. № 1 (119). С. 46.

4. Иванов И.Ю., Комиссаров А.П., Телиман И.В., Лукашук О.А. Анализ рычажно-гидравлических механизмов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции.– Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2017. – 410 с., С. 51-54

5. Булес П. Эффективность эксплуатации на горных предприятиях карьерных экскаваторов с электромеханическим и гидравлическим приводом основных механизмов // Горная промышленность. – 2014. - № 6. - С. 36.

УДК 629.1

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Каюмов Д.А.[1], студ., **Каримов Р. Д.**[1], канд. техн. наук, **Берлов М. А.**[1], студ., **Ахмедьянов И.М.**[1], студ.

[1] Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Рассмотрена актуальность использования карьерных экскаваторов с электроприводом для добычи природных ресурсов. Приведены типы приводов с различными электродвигателями и рассмотрены достоинства и недостатки каждого из них. На примере двух зарубежных компаний рассмотрены типы электродвигателей, установленные на электрических экскаваторах.

***Ключевые слова**: электродвигатели, привод, карьерные экскаваторы*

ELECTRIC MOTORS FOR MINING EXCAVATORS IN THE MINING INDUSTRY

Kaiumov D.A., Karimov R.D., Berlov M.A., Akhmedyanov I.M.

The relevance of the use of open-pit excavators with electric drives for the extraction of natural resources is considered. Types of drives with different electric motors are given and advantages and disadvantages of each of them are considered. On the example of two foreign companies the types of electric motors installed on electric excavators are considered.

***Keywords:** electric motors, drive, mining excavators.*

В настоящее время наблюдается рост городского населения, который увеличивается год за годом. К 2030 году ожидается, что почти 590 миллионов человек во всем мире переедут в города. Это увеличит спрос на природные ресурсы, что в свою очередь, увеличит спрос на горнодобывающее оборудование. Объем мирового рынка горнодобывающего оборудования составил $125 274,0 млн. в 2020 году и, как ожидается, достигнет $182 119 млн. к 2030 году, увеличиваясь на 4,6 % в период с 2021 по 2030 год [1]. Современную горнодобывающую промышленность по методу добычи можно разделить на два вида: открытый способ добычи, когда материалы добываются в карьере, и подземный, с сооружением шахт. При открытой добыче основным видом техники для погрузки и транспортировки являются карьерные экскаваторы и самосвалы соответственно. Оптимизация погрузки и транспортировки является одним из наиболее важных вопросов для обеспечения доходности карьерных работ. На выбор системы погрузки и транспортировки может повлиять множество внешних факторов: среди них очень важную роль играют местный рельеф, условия устойчивости и размер вынимаемого материала [2]. Многие виды полезных ископаемых в настоящее время добываются открытым способом. Это обуславливает востребованность и активное использование карьерных экскаваторов.

На открытых горных работах в связи с разнообразием технологических процессов широко применяются электродвигатели постоянного и переменного тока. Традиционные электрические приводы экскаваторов, ис-

пользуемые в настоящее время используемые в основном в открытых карьерах, основаны на конфигурации генератор-постоянный двигатель. Эти приводы имеют существенные недостатки, которые влияют на производительность экскаваторов. Машины с постоянным током требуют регулярного технического обслуживания коллекторно-щеточного узла, коммутаторов и подшипников. В экскаваторах нового поколения используются системы с двигателями переменного тока. Использование новых систем привода значительно повышает производительность экскаваторов и снижает их энергопотребление [3]. Основным общим требованием, предъявляемым ко всем электроприводам главных механизмов экскаваторов, является снижение частоты вращения до нуля при предельном увеличении нагрузки.

Для электропривода экскаваторов при открытых горных разработках широко применяются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым и фазным роторами. Двигатели с короткозамкнутым ротором просты по конструкции, имеют большой пусковой момент, но их недостаток в невозможности автоматического регулирования частоты вращения. Двигатели с фазным ротором позволяют регулировать частоту вращения, а также производить плавный пуск и остановку.

Известна зарубежная машиностроительная компания Liebherr, которая занимается разработкой и поставкой карьерных экскаваторов для горнодобывающей промышленности [4]. В 2021 году компании представила два электрических гусеничных экскаватора R 967-E и R 980 SME-E. Созданные для работы в экстремальных условиях, они весят 90 и 100 тонн соответственно. Технология, реализованная в R 976-E и R 980 SME-E, имеет множество преимуществ. Экскаватор с электродвигателем имеет увеличенный срок службы благодаря постоянному режиму работы независимо от нагрузки. Его переходная мощность с высокой готовностью к комбинированным движениям машины также обеспечивает очень высокую производительность. Низковольтный асинхронный электродвигатель, установленный на R 976-E, приводит в действие гидравлическую систему. Электрическая система нового гусеничного экскаватора Liebherr R 976-E мощностью 400 кВт питается напряжением 6000 В через кабельное соединение с кабельным вводом в центре ходовой части или по бокам.

Ещё одной зарубежной компанией, которая занимается разработкой и поставка горнодобывающего оборудования, в частности карьерных экскаваторов, является Hitachi [5]. Уже в 2016 году было представлено 5 экскаваторов с электрическим приводом. В данных моделях расположены приводные электродвигатели с нулевым выбросом. В основном на данных видах экскаваторов установлены трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутой обмоткой ротора и полностью закрытым исполнение воздушного охлаждения TFOA-KK. На данный момент некоторые российские компании приобрели данные виды экскаваторов, в их число входят:

«Ургалуголь», «Майнинг Сервис», «Русский Уголь». Ниже в таблице представлены технические характеристики электродвигателей для экскаваторов с электроприводом.

Таблица 1. Технические характеристики электродвигателей компании «Hitachi» для карьерных экскаваторов

Вид экскаватора	EX1900E-6	EX2600E-6	EX3600E-6
Тип двигателя	TFOA-KK	TFOA-KK	TFOA-KK
Мощность, кВт	610	860	1200
Напряжение при 50 Гц, В	6000-6600	6000-6600	6000-6600
Количество полюсов	4	4	4
Частота вращения, об/мин	1500	1500	1500
Номинальный ток, А	69	92	124

Таким образом, росту производства электрических экскаваторов могут поспособствовать урбанизация и более жесткие требования относительно окружающей среды, что может дать хороший трамплин для создания большего количества электрических экскаваторов и их применения в горнодобывающей промышленности.

Список литературы

1. Mining Equipment Market by Type (Mineral Processing Equipment, Surface Mining Equipment, Underground Mining Equipment, Mining Drills & Breakers, Crushing & Screening Equipment, and Others), Application (Metal Mining, Mineral Mining, and Coal Mining), and Solution (Products, and Services): Global Opportunity Analysis and Industry Forecast, 2021–2030 [Электронный ресурс]. – URL: https://www.alliedmarketresearch.com/mining-equipment-market.

2. Cardu, Marilena & Lovera, Enrico & Patrucco, Mario. (2005). Loading and haulage in quarries: criteria for the selection of excavator-dumper system. Conference: 14th International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection-MPESAt: Banff, Canada.

3. Malafeev, S.I., Zakharov, A.V. & Safronenkov, Y.A. A New Series of Asynchronous Frequency-Controlled Motors for Mining Excavators. Russ. Electr. Engin. 90, 299–303 (2019). https://doi.org/10.3103/S1068371219040060.

4. Liebherr introduces two new electric mining excavators [Электронный ресурс]. – URL: https://www.equipmentjournal.com/construction-equipment/liebherr-introduces-two-new-electric-mining-excavators/.

5. Каталог компании Hitachi [Электронный ресурс]. – URL: https://www.hitachiconstruction.com/.

УДК 622.271

УНИВЕРСАЛЬНОЕ РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Комиссаров А.П., проф., **Масленников О.А.,** аспирант
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Рассматривается техническое решение в виду универсального рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора, совмещающего в себе прямую и обратную лопаты. Данное решение позволяет повысить универсальность экскаватора и, соответственно, повысить его технико-экономические показатели.
Ключевые слова: *экскаватор, универсальное рабочее оборудования, ковш, прямая и обратная лопата.*

UNIVERSAL WORKING EQUIPMENT OF HYDRAULIC EXCAVATOR

Komissarov A.P., Maslenikov O.A.

The technical solution is considered in view of the universal working equipment of a single-bucket hydraulic excavator combining a forward and reverse shovel. This solution makes it possible to increase the versatility of the excavator and, accordingly, to increase its technical and economic indicators.
Keywords: *excavator, universal working equipment, bucket, forward and reverse shovel.*

Одним из основных направлений совершенствования техники и, в частности, дорожно-строительных машин, является универсализация машин, заключающаяся в расширении диапазона выполняемых рабочих операций [1, 2, 4-10].

Предложено техническое решение по универсальному рабочему оборудованию гидравлического экскаватора (прямая и обратная лопата) по патенту на полезную модель RU110389, опубликованное 20.11.2011г. [3].

Универсальное рабочее оборудование экскаватора (рис.1) содержит в себе стрелу 1, рукоять 2, ковш 3, выполненный с шарнирно установленной на оси 4 и размещенной между боковыми стенками 5 подвижной стенкой 6, перемещение которой ограничивается упорами 7, закрепленными на боковых стенках, причем днище 8 ковша 3 имеет округлую форму и оснащено двумя режущими кромками 9, закрепленными на торцах днища, гидроцилиндры поворота стрелы 10, рукояти 11 и ковша 12, а также тяги 13 и 14.

Рабочее оборудование экскаватора действует следующим образом: при копании прямой лопатой верхним черпанием (рис. 2а) подвижная стенка 6 опускается до упора 7 под собственным весом и при внедрении кромки ковша 9 в массив породы происходит его заполнение. При разгрузке ковша стенка 6 опускается и собственным весом дополнительно способствует быстрому опорожнению ковша.

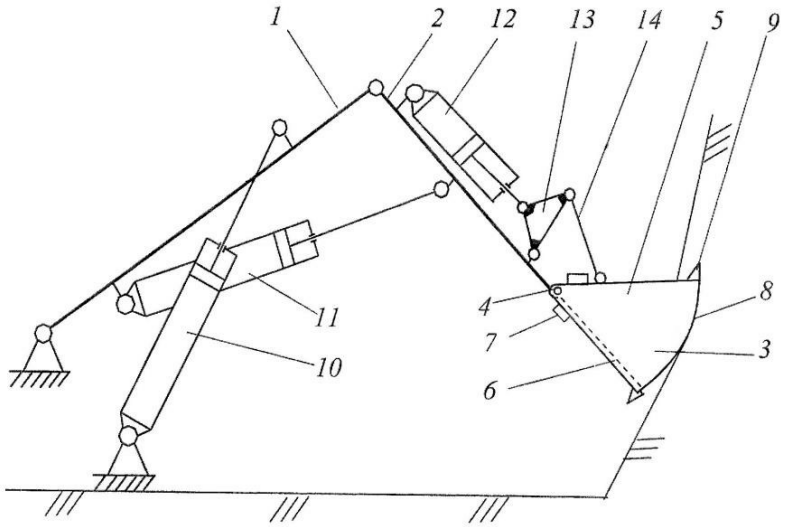


Рис. 1. Универсальное рабочее оборудование гидравлического экскаватора

При копании обратной лопатой нижним черпанием (рис. 2б) подвижная стенка 6 под напором породы, поступающей в ковш, поворачивается до упора 7 по мере заполнения ковша 3. Далее рабочий цикл происходит аналогично.

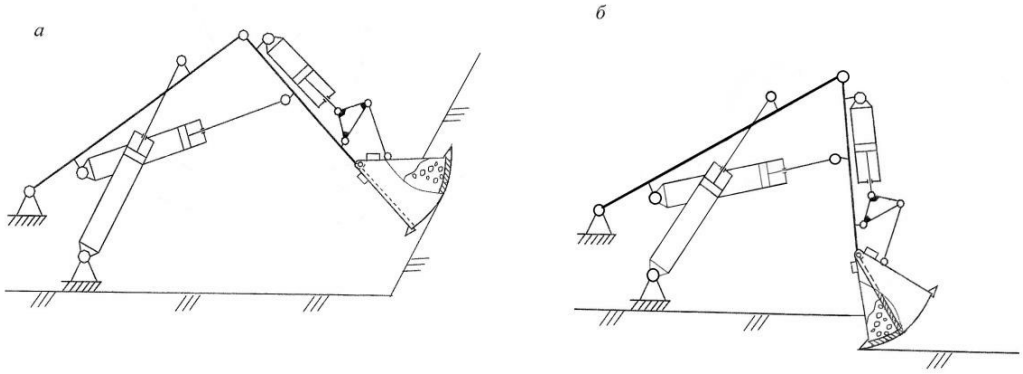


Рис. 2. Схема работы универсального рабочего оборудования: а) верхнее черпание прямой лопатой; б) нижнее черпание обратной лопатой

Универсализация машин позволяет повысить коэффициент использования оборудования, сократить число объектов производства (специализированных машин).

В данном случае, основное преимущество универсального рабочего оборудования гидравлического экскаватора заключается в том, что его применение обеспечивает значительное увеличение высоты забоя Н (рис.

3). Как итог, при этом существенно улучшаются технико-экономические показатели благодаря сокращению количества транспортных горизонтов. По предварительной оценке сокращение объема горных работ на 1 км фронта в результате применения универсального рабочего оборудования ожидается на уровне 15...20%.

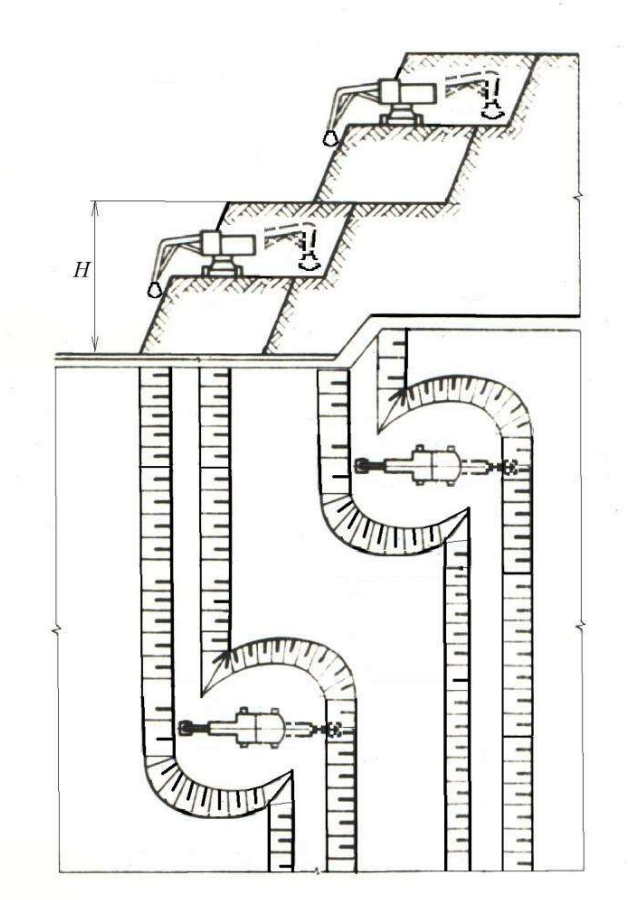


Рис. 3. Схема работы экскаватора с универсальным рабочим оборудованием

Выводы:

Рассматриваемое рабочее оборудование, совмещающее в себе функции прямой и обратной лопаты, позволяет значительно повысить универсальность одноковшового гидравлического экскаватора и, соответственно, улучшить технико-экономические показатели при использовании экскаватора с таким оборудованием.

Список литературы

1. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С., Нестеров В.И. Оптимизация рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 6 (158). – С. 3-8 – DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-3-8

2. Иванов И.Ю., Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Интенсификация процессов экскавации горных пород // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2015. – № 3. – С. 94-100.

3. Кожушко Г.Г., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Рабочее оборудование экскаватора. Патент на изобретение № RU110389U1, Рос.Федерация, опубл.20.11.2011, Бюл. № 32.

4. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Лукашук О.А. Эволюция конструкций карьерных одноковшовых экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2019 года / Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2019. – С. 67-72.

5. Комиссаров А.П., Хорошавин С.А., Соколов С.В. Инновационные технические решения рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта, Екатеринбург, 06 декабря 2019 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – С. 122-124.

6. Лукашук О.А., Комиссаров А.П., Летнев К.Ю. Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет: учебное пособие: Рекомендовано методическим советом Уральского федерального университета для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки 23.03.02 - Наземные транспортно-технологические комплексы, 23.05.02 — Транспортные средства специального назначения / Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2018. – 128 с. – ISBN 978-5-7996-2386-9.

7. Макарова В.В., Лагунова Ю.А., Ковязин Р.А., Нестеров В.И. Новый подход к созданию гидравлических экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 6 (158). – С. 9-14 – DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-9-14.

8. Никитин Д.А., Хромой М.Р. Современное состояние и перспективы развития конструкций рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов // Научный вестник МГГУ. 2011. № 12. С. 46-58.

9. Подэрни Р.Ю. Современное состояние мирового рынка выемочно-погрузочного карьерного оборудования (колесных фронтальных погрузчиков и гидравлических экскаваторов) // Горная промышленность. – 2014. – № 1(113). – С. 22.

10. Слесарев Б.В., Булес П. Исследование условий и параметров экскавации мощных карьерных экскаваторов // Материалы конференции «Машины и оборудование для открытых горных работ». В рамках 19-й Международной выставки «Горное оборудование, добыча и обогащение руд и минералов», 21 апреля 2015, Москва, С. 3-4.

УДК 622.673.1

ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ ПАО «УРАЛМАШЗАВОД» ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

В.Б. Кошурников[1], гл. инж. пр., **А.В. Муравьева**[1,2], аспирант,
А.С. Милючев[1], гл. инж. пр.
[1]ПАО «Уралмашзавод», г. Екатеринбург, Россия
[2]Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Легкодоступные, неглубоко залегающие запасы металлических руд постепенно истощаются, поэтому увеличивается глубина разработок, что определяет растущее значение подземной добычи. В России подземным способом добывается около 10 % железной руды, до 30 % угля, медной руды – почти 50 %, цинка – около 80 % [1]. Шахтная подъемная машина является одним из ключевых элементов в технологической цепочке подземной добычи полезных ископаемых. Сегодня в России эксплуатируется порядка тысячи шахтных подъемных машин. Часть из них нуждается в реконструкции и замене, машины требуются и для новых строящихся шахт. Одним из стратегических направлений развития ПАО «Уралмашзавод», предприятия с многолетним опытом комплексного проектирования, внедрения и эксплуатации горного оборудования, является разработка, изготовление и поставка шахтных подъемных машин.
Ключевые слова: *шахтный подъемный комплекс, подъемная установка, шахтная подъемная машина, скиповой ствол, скип, клеть, бадья.*

Сегодня в России эксплуатируется порядка тысячи шахтных подъемных машин (ШПМ). Часть из них нуждается в реконструкции и замене, машины требуются и для новых строящихся шахт. При этом в последние годы собственных производителей этого вида оборудования в России не было.

Одним из стратегических направлений развития ПАО «Уралмашзавод», предприятия с многолетним опытом комплексного проектирования, внедрения и эксплуатации горного оборудования, является реализация комплексных проектов в сфере создания новых и реконструкции действующих крупных объектов горной отрасли.

С 2017 г. ПАО «Уралмашзавод» выполняет разработку, изготовление и поставку шахтных подъемных машин: скиповых для доставки горных пород, клетевых для доставки людей, грузов и мобильных проходческих. По итогам 2020 года доля ПАО «Уралмашзавода» на рынке ШПМ составила 73 %.

В августе 2019 г. состоялся ввод в промышленную эксплуатацию первой спроектированной и изготовленной ПАО «Уралмашзавод» скиповой ШПМ 5×8 и клетевой МК5×4 для ПАО «Гайский ГОК» (входит в группу УГМК). При проектировании ШПМ особое внимание уделялось соблюдению нормам безопасности. Это одна из самых крупных машин на мировом рынке шахтных подъемных установок. Диаметр ее канатоведущего шкива составляет 5 м, а количество ручьев на шкиве – 8. Она способна поднимать за один цикл до 50 т горной массы с горизонта 1310 м. ШПМ оснащена двумя электродвигателями мощностью 5,5 МВт каждый, дисковой гидрав-

лической тормозной системой, системой автоматического управления и шахтно-стволовой сигнализацией [2]. Машина успешно подтверждает гарантийные показатели, заложенные заказчиком в техническом задании. Ее производительность составляет 14,5 тыс. т/сутки, полный цикл работы (от загрузки до возвращения на исходную позицию) занимает 144 сек.

Успешная работа первой машины стала основой для создания других видов и типоразмеров подъемных машин. Основные заказчики: группа компаний УГМК и ПАО «ГМК «Норильский никель».



Рисунок 1 – Многоканатная шахтная подъемная машина 5х8 для ПАО «Гайский ГОК»

ПАО «Уралмашзавод» заключило контракты на разработку и поставку более десяти шахтных подъемных машин:

ПАО «Гайский ГОК»: ШПМ 5×8гв; ШПМ 5×4гв; ШПМ УЦР-6,75×6,2/1,95;

АО «Сибирь-Полиметаллы»: ШПМ 5×4 кн; ШПМ 3,25×4 кн;

ООО «Шахтостроительное управление»: ШПМ 2,6×2,2В;

АО «Учалинский ГОК»: ШПМ ЦШН 5×8 ун; ШПМ 5×4 ун;

ООО «Башкирская Медь»: ШПМ 5×6 НБ; ШПМ 4×4 НБ;

ЗФ ПАО «ГМК «Норильский Никель»: ШПМ МК5×4нв; ШПМ У2Ц-6,3×2,8 «Запад»; ШПМ У2Ц-6,3×2,8 «Восток».

ШПМ производства ПАО «Уралмашзавода» ни в чем не уступают машинам иностранных производителей [2], так как предусмотрен высокий уровень автоматизации с современной системой управления, защит и блокировок.

Особое внимание уделяется проектированию ШПМ, так как это одна из основных и важнейших звеньев шахтного подъемного комплекса (ШПК). Очень важно при создании современного ШПК учитывать комплексный подход в процессе формирования его составных частей, особенно при создании ШПК для скиповых стволов.

Таблица 1. Характеристики шахтных подъемных машин

Основные характеристики	ПАО «Гайский ГОК»			АО «Сибирь-Полиметаллы»		ООО «Шахтостроительное управление» и АО «Учалинский ГОК»			ООО «Башкирская Медь»		ПАО «Норильский Никель»	
	ШПМ 5х8гв	ШПМ 5х4гв	УЦР-6,75х6,2/1,95	ШПМ 5х4 кн	ШПМ 3,25х4 кн	ШПМ 2,6х2,2В	ЦШН 5х8 ун	ШПМ 5х4 ун	ШПМ 5х6 НБ	ШПМ 4х4 НБ	МК 5х4нв	У2Ц-6,3х2,8
Размещение оборудования	копровое	копровое	наземное	наземное		наземное	наземное	наземное	наземное	наземное	копровое	наземное
Высота подъема, м	1 375	1 410	1 477	1 102	1 130	1 190	1 390	1 538	1 032	1 070	1 132	1 450
Тип подъемного сосуда	скип	клеть	скип	скип	клеть	бадья	скип	клеть	скип	клеть	скип	скип
Производительность, тыс. тонн в год	4500	-	1600	2500	-	-	4500	-	3600	-	-	-
Грузоподъемность, т	50	14,4	15	33	10	10	40	25	40	15	25	16
Максимальная скорость подъема, м/с	16,5	12	15	11	9,35	8	16,5	12	16,5	12	14	16
Мощность электродвигателя, кВт	2 х 5500	2 х 1100	1 х 4800	3000	1000	2 х 1250	2 х 5500	2 х 1600	2 х 4000	1600	-	5 000

Накопленный опыт эксплуатации оборудования ШПК, особенно в подземной взрывоопасной части рудника позволяет нам заниматься разработкой, изготовлением и поставкой механического оборудования, в том числе оборудования, предназначенного для повышения эффективности и безопасности эксплуатации ШПК, оснащённых гибкой армировкой (системы натяжения проводниковых канатов, скипы с системой центровки и балансировки, оборудование комплекса загрузки скипов, бункеры-дозаторы с системой весоизмерения, системы разгрузки скипов и другое оборудование по требованию заказчика). Специалисты ПАО «Уралмащзавода» выполняют предварительное компьютерное моделирование движения сосудов в стволах для определения нагрузок на подъемные сосуды и гибкую армировку. Поставка автоматизированных систем управления и диспетчеризации процессами горных технологических комплексов, систем шахтной стволовой сигнализации и связи для ШПК в исполнениях: рудничное нормальное (РН), рудничное взрывобезопасное (РВ), рудничное особо взрывобезопасное (РО) является частью комплексной работы ПАО «Уралмашзавод». Все системы, модули, аппаратура имеют действующие сертификаты соответствия техническому регламенту Таможенного союза (сертификат ТР ТС).

Выполнение комплекса работ силами ПАО «Уралмашзавод» на этапах от проектирования до сервисного обслуживания обеспечивает единую ответственность Исполнителя за достижение утверждённых Заказчиком показателей проекта.

ШПМ эффективно эксплуатируются и для добычи кимберлитовой руды. Например, для рудника «Мир» в Якутии рассматривается скиповая шахтная подъемная машина типа ЦР для вертикального подъема скипа вместимостью 11 м^3 и грузоподъемностью не менее 15 тонн подъема с нижних горизонтов отработки (высота подъема 1470 м) с ревизией ствола шахты.

ШПМ имеет цилиндрический разрезной канатонавивочный барабан (КНБ) с диаметром барабана по канатам 6,75 м (рисунок 2) и работает с однослойной навивкой двух головных канатов.

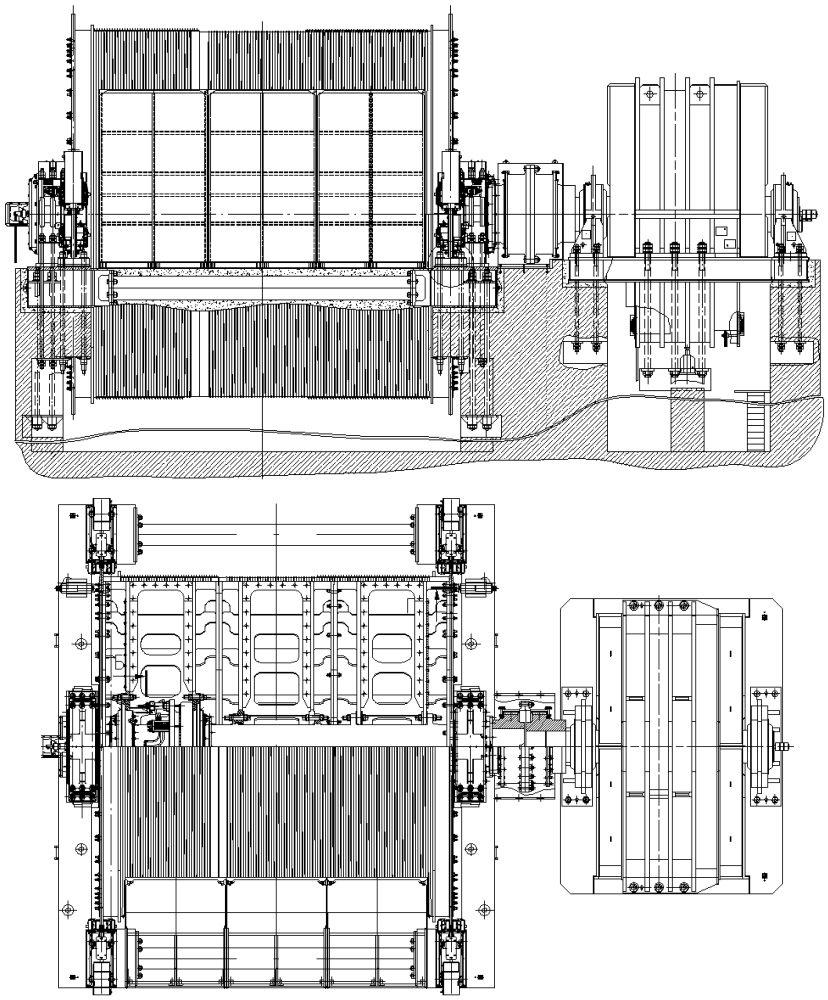


Рисунок 2 – Скиповая шахтная подъемная машина УЦР-6,75×6,2/1,95

В одном цикле работы ШПМ происходит подъем загруженного полного скипа и одновременное опускание второго скипа. После чего двигатель ШПМ останавливается на паузе, и канатонавивочный барабан фиксируется тормозами. Во время этой паузы полный скип разгружается в копре ствола, а пустой скип одновременно загружается внизу ствола. После завершения загрузки-выгрузки тормоза снимаются, и двигатель включается на реверс, пустой скип опускается вниз на горизонт загрузки, одновременно полный скип поднимается. После остановки на следующей паузе цикл работы ШПМ повторяется.

При проектировании данного типа ЦР ШПМ нами предварительно были проведены расчеты узлов натяжения канатов и нагрузок на все подшипники и подшипниковые опоры КНБ и копрового шкива (КШ).

Статические натяжения канатов соответствуют трем уровням нагрузок оборудования:

1. Статические нагрузки (при стоянке груженого скипа или при движении его с постоянной скоростью). Действуют постоянно и меняются медленно;

2. Динамические нагрузки (при ускорении и/или замедлении во время подъема груженого скипа). Пульсирующие нагрузки, возникающие регулярно;

3. Аварийные нагрузки (при порыве одного каната во время ускорения и/или замедления при подъеме груженого скипа). Возникают очень редко.

Все статические и динамические нагрузки учитываются при проработке и в расчетах на долговечность требуемого механического оборудования ШПМ и систем тормозов и выдаются как рабочие нагрузки на фундаменты.

При расчете кинематики ШПМ ЦР при глубине шахты 1470 м наибольшая скорость подъема принимаем 15,0 м/с, которую может обеспечить диаметр барабана по канатам 6,75 м и двигатель с частотой вращения 43 об/мин. В итоге время движения скипа составит 145,8 с, а полный цикл движения скипа с паузой 12 с составит 157,8 с. Это соответствует средней скорости подъема 10,1 м/с, частоте подъема 22,8 скипа в час и часовой производительности 342 т/час. При расчете годовой производительности учитываем 3 смены в сутки и 305 суток работы в год, грузоподъемность скипа 15 т и коэффициент 1,3 неравномерности загрузки. Годовая производительность составит 1,686 млн. т в год при 7 часах работы в смену или 1,445 млн. т в год при 6 часах работы в смену. Отметим, что принято время скипового подъема 21 час в сутки. В то же время правилами ВНТП 13-2-93 рекомендует принимать 16 часов в сутки при высоте подъема 1400…1600 м.

Тогда годовая производительность добычи породы при таком типе шахтной подъемной машины ЦР составит 1,284 млн. т в год.

В России ПАО «Уралмашзавод» является лидером поставки оборудования для подземной добычи полезных ископаемых и готов предложить комплексную поставку, включая: шахтные подъёмные машины; комплексы загрузки скипов; подъёмные сосуды; оборудование контроля состояния и натяжения канатов; стволовую сигнализацию и связь; системы электропривода и автоматизации; компенсирующие установки; модульные здания; главные вентиляторные установки и установки местного проветривания; оборудование для навески, замены и регулировки длин канатов; оборудование для навески и замены подъёмных сосудов.

Объемы подземных разработок во всех отраслях горной промышленности только увеличиваются, следовательно, растет потребность в оборудовании для подземной добычи, включая шахтные подъемные машины. Также необходимо учитывать и переход с отработанных горизонтов шахты на более глубокие горизонты, а это, в свою очередь, влечет к увеличению грузоподъемности, повышению уровня безопасности машин.

Потенциальные заказчики ШПМ – это предприятия горной отрасли стран СНГ: УГМК, Уралкалий, Беларуськалий, Михайловский ГОК, Лебединский ГОК, Стойленский ГОК, Высокогорский ГОК, Лавоозерский ГОК, АЛРОСА, Апатит, Воркутауголь, СУБР, ЕвроХим и другие предприятия Российской Федерации и ближнего зарубежья [1].

Основной целью ПАО «Уралмашзавод» является полное обеспечение потребности, прежде всего российских горнодобывающих предприятий, сокращение потребления шахтных подъемных машин импортного производства.

Список литературы

1. Смирных К.В., Бычкова Н.С., Гриневич М.А., Вяткин А.А., Юнышев Л.В. Освоение производства шахтоподъемных машин на ПАО «Уралмашзавод» // Горная Промышленность. – 2018. № 2(138). – 22 с.
2. Уралмашзавод расширяет присутствие на рынке шахтного оборудования // Добывающая промышленность. – 2021. № 4. – 198-199 с.
3. Канаты стальные. Технические условия. ГОСТ 3241-91. – М.: Издательство стандартов, 2001. – 16с. С изменением от 2001 г.
4. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых». Приказ № 505 Федеральной службы по экологическому технологическому и атомному надзору от 08 декабря 2020 года.
5. Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г. и др. Шахтный подъем. Научно-производственное издание. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», – 2007.
6. Правицкий Н.К. Рудничные подъемные установки. – Харьков: Гос. научно-техн. изд. литературы по черной и цветной металлургии. – 1956.
7. Димашко А.Д., Грешников И.Я., Кревневич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. – М.: Недра. – 1973.
8. Стационарные установки шахт. Под общей ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра. – 1977.
9. Соловьев В.С. Шахтные подъемные установки. Учеб. пособие. – С-Пб.: Изд. Санкт-Петербургского гос. горного института. – 2006.
10. ВНТП 13-2-93. Нормы технологического проектирования горнодобывающих предприятий металлургии с подземным способом разработки. Утв. Комитетом Российской Федерации по металлургии 26.01.1993. – Санкт-Петербург: АО «Гипроруда». – 1993.
11. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подъемных установок. - М.: Недра. – 1992.
12. Бежок В.Р., Калинин В.Г., Коноплянов В.Д. и др. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. Под общ. ред. В.А. Корсуна и Г.Д. Трифанова. 4-е изд., перераб. и доп. – Пермь.: Изд. Пермского нац. исслед. политехн. ун-та. – 2014.

УДК 622.72

ЭКГ-30Р РЕЕЧНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ЭКСКАВАТОР ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ НА ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ КАРЬЕРАХ

Д.С. Дмитриев, В.В. Мальцев
ПАО «УРАЛМАШЗАВОД», дирекция по конструкторским разработкам

Проведено моделирование рабочего цикла экскавации путём создания цифровой двойника изделия при помощи платформы Simcenter Amesim. Выполнена проверка соответствий требований к функциональным характеристикам систем экскаватора. Показана высокая важность 3D-проектирования при разработке новой карьерной техники. Описан опыт применения на современных экскаваторах системы мониторинга.

Simulation of the excavation work cycle was carried out by creating a digital twin of the product using the Simcenter Amesim platform. A compliance check of the requirements for the functional characteristics of the excavator systems was carried out. The high importance of 3D design in the development of new mining equipment is shown. The experience of using the monitoring system on modern excavators is described.

В современных условиях, на ведущих железорудных ГОКах идет активное внедрение схем циклично-поточной технологии (ЦПТ). Согласно наблюдаемой тенденции, все современные ГОКи, внедряющие ЦПТ, переходят на автосамосвалы и экскаваторы большой единичной мощности.

Этим обусловлена стремительно возрастающая потребность в электрических экскаваторах для погрузки тяжелой железной руды (насыпная плотность 2,4…2,8 т/м³). Экскаваторы требуются для работы с автосамосвалами грузоподъемностью 220…290 тонн с погрузкой в 4 ковша.

При проведении расчетов оптимальной полезной нагрузки в ковше экскаватора, с точки зрения наполнения автосамосвалов, полученная величина 65 тонн обеспечивает погрузку породы за 3 – 4 ковша. При насыпной плотности породы 2,4…2,8 т/м³ указанная выше полезная нагрузка обеспечивается ковшом экскаватора вместимостью 28 м^3 по SAE J67.

Разработка железорудных карьеров подразумевает сильную степень неоднородности породы, что в сумме с высоким коэффициентом крепости приводит к возникновению повышенных динамических нагрузок при работе экскаватора. Несмотря на тяжелые условия экскавации, необходимо обеспечение высокой производительности карьерного экскаватора для соответствия требованиям ЦПТ. Целевой показатель по длительности одного полного цикла экскавации – не более 30 секунд.

В связи с этим, группой «УЗТМ-КАРТЭКС» разрабатывается новая модель карьерного гусеничного экскаватора типа электрическая мехлопата с канатным подъемом, реечным напором и двухблочной рукоятью. Тип экскаватора обусловлен наиболее высокой часовой производительностью при валовой выемке. Конструкция двухбалочной рукояти позволяет воспринимать постоянно изменяющиеся крутильные нагрузки при непрерыв-

ном перемещении результирующей силы резания вдоль режущей кромки ковша.

При проведении проектировочных расчетов с целью определения потребных мощностей главных приводов карьерного экскаватора становится очевидно, что классические методы, имеющие ряд существенных допущений, не подходят для проектирования современного конкурентоспособного оборудования, обладающего минимальной массой и низким уровнем энергопотребления при обеспечении достаточных, но не завышенных коэффициентов запаса по создаваемым усилиям.

Ключевыми требованиями к расчету потребных мощностей можно назвать следующие:

- расчет величин мощностей, крутящих моментов и скоростей вращения на валах электродвигателей главных приводов для всего диапазона точек рабочего цикла экскавации в виде циклограмм;
- учет постоянно изменяющихся инерционных нагрузок от элементов рабочего оборудования;
- возможность имитации внезапного возникновения препятствия в виде скачкообразного увеличения усилия резания;
- учет работы электродвигателей с перегрузкой по мощности и моменту;
- учет работы электродвигателей в режиме рекуперации энергии;
- возможность динамического изменения геометрических и весовых характеристик рабочего оборудования для оперативной отработки различных концептуальных вариантов.

Для обеспечения поставленных условий было принято решение о создании цифрового двойника экскаватора, представленного в виде 1D модели. В качестве инструмента использовано программное обеспечение Simcenter Amesim.

С целью оптимизации модели на начальном этапе приняты следующие допущения:

- редукторы представлены передаточными отношениями;
- набор породы в ковш при копании производится равномерно в течение процесса копания.

В качестве исходных данных приняты следующие параметры электродвигателей:

- привод подъема (2 двигателя) – $P_{ном}$ = 1000 кВт, $n_{ном}$ = 560 мин$^{-1}$, n_{max} = 790 мин$^{-1}$;
- привод напора (1 двигатель) – $P_{ном}$ = 500 кВт, $n_{ном}$ = 560 мин$^{-1}$, n_{max} = 560 мин$^{-1}$;
- привод поворота (2 двигателя) – $P_{ном}$ = 500 кВт, $n_{ном}$ = 560 мин$^{-1}$, n_{max} = 560 мин$^{-1}$.

1D модель построена в виде группы блок-схем, каждая из которых описывает одну из систем экскаватора. Каждой блок-схеме (системе) соот-

ветствует свой математический аппарат, описывающий физику поведения данного устройства. Программное обеспечение Simcenter Amesim превращает графические взаимодействия пиктограмм в систему дифференциальных уравнений.

Цифровой двойник имитирует работу карьерного экскаватора при полном цикле экскавации. Рабочие органы представлены в виде жестких тел. Смоделированы поворотная платформа, к которой крепится стрела с редуктором привода напора, рукоять и ковш. Изменение угла наклона рукояти осуществляется лебедкой механизма подъема. Изменение положения рукояти по вылету обеспечивается механизмом напора. Поворот осуществляется механизмом поворота с собственными редукторами.

Все механизмы экскаватора приводятся в действие асинхронными двигателями с векторным управлением и ослаблением поля. Реализована датчиковая схема регулирования электродвигателей по полю. Привод состоит из контроллера векторного управления, инвертора, подключенного к шине постоянного тока 660 В, и асинхронного двигателя. Температурный режим электродвигателей и преобразователей принимается постоянным за счет работы системы охлаждения.

Движение рабочих органов задано через имитацию подачи сигналов с командоаппаратов на контроллеры управления электродвигателями. Алгоритм управления экскаватором для осуществления рабочего цикла задан при помощи диаграмм состояний.

Рабочее усилие при копании задано через нормальную и тангенциальную составляющие реакции от усилия резания, которые приложены к одному из зубьев ковша. Кроме того, моделируется наполнение рудой ковша до номинальной полезной нагрузки в ходе процесса копания.

Смоделирован полный цикл копания:

1. Одновременное выдвижение рукояти и подъем рукояти с набором массы породы в ковш;
2. Выведение рукояти из забоя и ее втягивание для уменьшения момента инерции при повороте;
3. Поворот на разгрузку;
4. Разгрузка породы в самосвал;
5. Поворот в забой с одновременным втягиванием рукояти и опусканием ковша к подошве забоя.

В результате проведенного расчета получен набор циклограмм рабочих характеристик главных приводов экскаватора, из которых видно, что в процессе имитации процесса экскавации электронным двойником обеспечено выполнение всех элементов цикла копания при условии максимально допустимой загрузки электродвигателей. В качестве оценочной характеристики выступает время совершения одного полного цикла.

По результатам первой итерации расчетов полученное время цикла превысило целевые значения и составило 42 секунды. Выявлены недостаточные значения мощностей приводов подъема, напора и поворота.

После внесения корректировок приняты улучшенные параметры электродвигателей:

- привод подъема (2 двигателя) – $P_{ном}$ = 1200 кВт, $n_{ном}$ = 560 мин$^{-1}$, n_{max} = 810 мин$^{-1}$;
- привод напора (1 двигатель) – $P_{ном}$ = 750 кВт, $n_{ном}$ = 800 мин$^{-1}$, n_{max} = 1200 мин$^{-1}$;
- привод поворота (2 двигателя) – $P_{ном}$ = 600 кВт, $n_{ном}$ = 560 мин$^{-1}$, n_{max} = 900 мин$^{-1}$.

Выполнена вторая итерация расчетов, которая показала результат, удовлетворяющий предъявляемым требованиям.

Для выполнения верификации результатов расчета, проведенного в среде Simcenter Amesim, были перезаданы геометрическии и весовые характеристики рабочего оборудования в соответствии с экскаватором ЭКГ-35, ближайшим аналогом производства ПАО «Уралмашзавод». На момент проведения расчета в эксплуатации на карьерах АО «УК «Кузбассразрезуголь» находились два 35 кубовых экскаватора. Обе эти машины, как и все экскаваторы, выпускаемые ПАО «Уралмашзавод», оснащены системой централизованного онлайн мониторинга за состоянием машины в режиме реального времени с возможностью ведения записи ключевых показателей главных приводов с последующим их представлением в графическом виде. Наличие описанной выше системы позволило собрать и структурировать реальные данные по работе двух 35 кубовых экскаваторов.

Результаты, полученные при расчете ЭКГ-35, были сопоставлены с данными из системы онлайн мониторинга. Подтверждена высокая степень соответствия как численных значений рабочих параметров, так и форм графиков изменения этих параметров во времени.

Стоит отметить, что графики, полученные в пакете Simcenter Amesim, отображают не только установившиеся режимы, но и кратковременные переходные процессы, такие как скачки (забросы) моментов при начале движения или при резкой смене знака нагрузки, а также колебательные процессы как затухающие, так и резонансные.

Полученные результаты открыли широкие возможности для максимально корректной формулировки исходных данных для последующего 3D моделирования и выполнения проверочных расчетов. Так, например, графически представленные циклограммы были переведены в табличную форму и использованы в программном обеспечении KISSsoft AG для расчета зубчатых передач, применяемых в главных приводах.

Пиковые значения нагрузок использованы в пакете ANSYS при проведении расчетов на прочность при аварийных нагрузках, а рабочие значе-

ния с циклограмм взяты для усталостных расчетов, которые так же проводились с применением ANSYS.

Благодаря максимально точному заданию исходных данных при проектировании и прочностных расчетах достигнуты высокие результаты по снижению массы экскаватора, которая на момент начала стадии рабочего проектирования и создания КД составляет 1135 тонн и не уступает показателям зарубежных аналогов, таких как P&H 2800 и WK-35.

Таким образом, применение комплекса современного программного обеспечения позволило существенно сократить время выполнения проектировочных расчетов, позволило выполнять множество итераций расчетов без дополнительной потери времени, учесть переходные и резонансные процессы, инерционность подвижных элементов, что необходимо при создании современной конкурентоспособной и экономичной техники.

УДК 622.341.23

АНАЛИЗ КАРЬЕРНОГО СПОСОБА ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ

Смирнов А.И., студ., **Репкина К.С.**, студ.,
Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

В статье приведен краткий анализ преимуществ технологии внутрикарьерной системы измельчения, конвейерного транспортирования и механического обезвоживания экскавированного торфяного сырья с вывозкой в овал горнотранспортными агрегатами (IPCCD – In-Pit Crushing, Conveying, Dewatering) в сравнении с применяемой системой экскаватор-самосвал. Адаптация системы внутрикарьерного измельчения, конвейерного транспортирования и механического обезвоживания IPCCD в технологию карьерной добычи экскавированного торфяного сырья дает значительные преимущества и повышает эффективность процесса добычи
Ключевые слова: *торфяное месторождение, карьер, торфяное сырье, экскавация, переработка, транспортирование*

IN-PIT METHOD ANALYSING OF PEAT EXTRACTION

Smirnov A., Repkina X.

The article provides a brief analysis of the advantages of the technology of an in-pit crushing system, conveyor transportation and mechanical dewatering of excavated peat raw materials with transportation into an oval by mining transport units (IPCCD) in comparison with the used excavator-dump truck system. Adaptation of the IPCCD system of in-pit crushing, conveying and mechanical dewatering in the technology of open pit mining of excavated peat raw materials provides significant benefits and increases the efficiency of the extraction process.
Keywords*: peat deposit, in-pit, peat, excavation, processing, transportation*

В настоящее время технология добычи торфа поверхностно-послойным способом испытывает существенные трудности из-за низкого качества получаемой продукции, ненадежности поставок потребителю, а также высокого уровня пожароопасности, природоохранных и экономических рисков. Учитывая несовершенство применяемой технологии, необходимо переходить на новые способы добычи торфяного сырья с целью:

- увеличения продолжительности сезона добычи;
- снижения зависимости от неблагоприятных погодных факторов;
- снижения техногенного воздействия на окружающую среду [1].

Чтобы обеспечить сушку и уборку торфа по применяемым в настоящее время технологиям, требуется осушить значительные площади и на длительное время изменить естественные функции торфяного месторождения.

Осушение торфяных месторождений приводит к рискам возникновения пожаров и дополнительному выбросу диоксида углерода.

Для торфяных залежей характерна высокая натуральная влажность в естественном состоянии.

Технология карьерного способа добычи влажного торфяного сырья позволяет экосистемам торфяных месторождений перейти в естественное состояние и быстро восстановиться, а применение природоохранной реабилитации их функций приводит к возобновлению процесса накопления углерода [2].

При карьерном способе добыча торфяного сырья производится в вертикальном направлении, практически на всю его глубину. На сегодняшний день добыча торфяного сырья карьерным способом осуществляется следующим образом: выемка грунта, погрузка, транспортировка, хранение [3].

В традиционной системе экскавированное торфяное сырье обычно транспортируется полуприцепами в штабели. Расходы на транспортировку всегда составляют значительную часть капитальных и эксплуатационных затрат. Соответственно увеличиваются затраты на топливо, шины и амортизационные расходы на тонну торфяного сырья. Дробилки, смесители, сепараторы и оборудование для обезвоживания обычно находятся на заводе по переработке торфа [2].

Карьерный способ позволяет осуществлять практически круглогодичную добычу торфяного сырья. Это снижает общие затраты и повышает эффективность производства. Происходит быстрый возврат торфяного месторождения в исходное состояние экосистемы: водоем-болото, существовавшее раннее. Это позволяет снизить риск возникновения торфяных пожаров на всех этапах добычи и восстановления водно-болотных экосистем, кроме того, полностью исключить сброс болотных сточных вод в открытые водоприемники, сопутствующие осушению болот при всех существующих способах добычи торфа, поскольку данная система водопользования имеет замкнутый цикл [1].

В горнодобывающей промышленности быстро развиваются системы внутрикарьерной переработки и транспортирования переработанного сырья IPCC (In-Pit Crushing and Conveying). Эти системы позволяют проводить первичную переработку, отделять отходы производства и сокращать объемы внутрикарьерных перевозок, а также транспортные расходы.

Внутрикарьерная система измельчения, конвейерного транспортирования и механического обезвоживания экскавированного торфяного сырья (IPCCD) является альтернативной системой переработки и транспортировки торфяного сырья в карьерах.

Учитывая горно-геологические условия и специфические свойства добываемого материала, существует два основных варианта технологического процесса в комплексном механизированном карьере от экскавации до вывозки в отвал торфяного сырья.

Упрощенный процесс с выемкой верхнего слоя малоразложившегося торфяного сырья. Акротелм, или деятельный слой торфяной залежи, – это верхний слой из еще не полностью разложившихся растительных остатков

торфа на торфяном месторождении. Его толщина лежит в пределах 5-50 см. Технологические операции в этом случае включают:

- выемку верхнего слоя торфяной залежи до 0,5 м с погрузкой в транспортные средства;
- транспортирование торфяного сырья в отвал за пределы карьера.

Выемка и транспортирование экскавированного торфяного сырья из верхнего слоя торфяной залежи (акротелм) применяется при производстве волокнистых фильтрующих материалов для очистки поверхностного стока, карьерных и шахтных вод и получения мелкодисперсной фракции для производства фильтрующего материала, используемого при очистке отработанных гидравлических рабочих жидкостей горного оборудования.

Упрощенный процесс с выемкой торфяного сырья с откоса карьера на всю глубину залежи:

- экскаваторная выемка торфяного сырья с его усреднением и сепарацией крупных древесных включений и погрузка в транспортные средства;
- транспортирование торфяного сырья в отвал.

Упрощенный процесс может найти практическое применение в процессе земляных работ с выемкой и заменой слоя слабых грунтов при организации геологоразведочных и буровых работ в условиях северного умеренного пояса и Арктики, при прокладке трубопроводов, строительстве дорог, зданий и сооружений, а также вскрышных работах с перемещением вскрыши. Упрощенный процесс отличается существенными затратами на транспортирование экскавированного торфяного сырья с высоким влагосодержанием: на 1 кг сухого вещества приходится до 9 кг воды.

Так, например, для полевого производства компактированного торфяного полуфабриката с программой 40 тыс. т в год объем экскавированного торфяного сырья составляет около 150 тыс. $м^3$. В обычных условиях этот объем торфяного сырья с содержанием воды около 89% направляется на обогатительную фабрику для измельчения, смешивания, сепарации и предварительного механического обезвоживания, дальнейшей механической переработки и сушки готовой продукции. Предварительное механическое обезвоживание этого количества торфяного сырья в условиях комплексно-механизированного карьера от 89 до 82% позволяет вернуть обратно в карьер 64 тыс. т воды, что на 42% снижает затраты на транспортировку менее влажного сырья.

Также работы могут производиться по расширенному алгоритму, включающему дополнительные внутрикарьерные операции:

- выемка торфяного сырья с откоса карьера с его усреднением и сепарацией крупных древесных включений и погрузка в модуль измельчения;

- измельчение сырья с его усреднением и сепарацией мелких древесных включений и конвейерной перегрузкой в модуль механического обезвоживания;
- механическое обезвоживание сырья;
- конвейерная перегрузка обезвоженного сырья в транспортные средства;
- транспортирование сырья в отвал.

Рассматриваемая технология первичной внутрикарьерной переработки экскавированного торфяного сырья имеет следующие преимущества:

- сокращение парка горнотранспортных агрегатов;
- снижение транспортных расходов;
- возможность непрерывной переработки торфяного сырья;
- снижение энергоемкости процесса;
- устранение необходимости строительства водоочистных сооружений на заводах по причине возврата отжатой воды в водоприемник.

Адаптация системы внутрикарьерного измельчения, конвейерного транспортирования и механического обезвоживания IPCCD (In-Pit Crushing, Conveying, Dewatering) в технологию карьерной добычи экскавированного торфяного сырья дает значительные преимущества и повышает эффективность процесса добычи, при сокращении:

- эксплуатационных и трудовых затрат;
- транспортных расходов;
- расходов топлива.

На основе приведенных данных можно сделать вывод, что экономическая эффективность и высокая надежность систем IPCCD по сравнению с традиционными системами экскаватор-самосвал, делают их более привлекательными для использования в современных технологиях добычи торфяного сырья.

Список литературы

1. Михайлов А.В. Добыча торфяного сырья и эмиссия парниковых газов // Труды Инсторфа: научный журнал. № 4 (57) 2011. Тверь: ТвГТУ, 2012. – С. 17-24.

2. Михайлов, А.В. Перспективы развития новых технологий добычи торфа // А.В. Михайлов [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № 9. – С. 189-194.

3. A V Mikhailov, O Z Garmaev, D R Garifullin, YA Kazakov. A potential application of in-pit crushing-conveying and dewatering system in peat mining// IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 378 (2019) 012086. doi:10.1088/1755-1315/378/1/012086

УДК 622.44

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА

Бельских А.М., студ., **Арсланов А.А.**, студ., **Усков К.А.,** студ.,
Макаров Н.В., канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Оптимизация параметров вентиляторных установок большой быстроходности аппаратов воздушного охлаждения, при совокупности которых достигается наибольшая экономическая эффективность вентиляторных установок и соответственно наиболее рациональный диапазон значений удельной быстроходности для режимов максимального КПД вентиляторных установок в сочетании с относительным диаметром втулки.
Ключевые слова: *Вентилятор, циркуляция, источник, адаптивность, решетка профилей, конформное преобразование.*

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF GAS AIR COOLING DEVICES

Belskikh A.M., Arslanov A.A., Uskov K.A., Makarov N.V.

Optimization of the parameters of high-speed fan installations of air cooling devices, with the combination of which the greatest economic efficiency of fan installations is achieved and, accordingly, the most rational range of specific speed values for the modes of maximum efficiency of fan installations in combination with the relative diameter of the sleeve.
Keywords: *Fan, circulation, source, adaptivity, profile grid, conformal transformation.*

Для снижения температуры рабочей среды многих технологических процессов, в том числе и при перемещении газа в магистральных газопроводах применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО), в которых от протекающего по оребренным трубам рабочего тела избыточная теплота удаляется с помощью принудительного движения окружающего воздуха, подаваемого с помощью вентиляторных установок [1].

Применение АВО позволяет решить ряд актуальных хозяйственных задач: уменьшить водопотребление на технические цели, уменьшить загрязнение водоёмов и почв, обеспечить жесткие требования экологии. Однако недостаточная эффективность теплообмена «воздух-газ» требует больших поверхностей для обеспечения отвода тепла в силу низких теплофизических свойств воздуха, обуславливающих малое значение коэффициента теплоотдачи. В связи с этим АВО отличаются большими расходами охлаждающего воздуха и высокой удельной металлоемкостью. По этой причине актуальна задача повышения экономической эффективности вентиляторных установок, технического уровня и конкурентоспособности отечественных АВО [2-5].

Для решения этой задачи большое значение приобретают исследования и создание высокоэкономичных адаптивных осевых вентиляторных установок, применяемых в АВО. Особенность этих вентиляторных установок заключается в высоких значениях удельной быстроходности, т.е. ма-

лой внутренней энергии перемещаемого воздуха при больших его расходах. Специфика конструкции осевых вентиляторных установок накладывает определенные особенности на методики их проектирования и оптимизации параметров, поскольку на первый план выходит жесткое требование к аэродинамическому качеству профилей лопаток рабочих колес и проточной части. Определяющим фактором, влияющим на выбор параметров аэродинамической схемы вентиляторов для АВО является величина КПД и его изменение в зависимости от атмосферных условий и интенсивности теплоотдачи АВО. При этом в отличие от вентиляторных установок других типов при проектировании вентиляторных установок для АВО необходимо рассчитывать их параметры с учетом входных и выходных элементов проточной части, т.е. рассматривать в целом КПД вентиляторной установки [6]. Из анализа материалов приведенных в [7] при заданных коэффициенте теоретического давления коэффициенте аэродинамических потерь проточной части вентиляторной установкиξ и коэффициенте качества профилей решетки рабочего колеса k на заданном среднем радиусе r КПД вентиляторной установки является функцией коэффициента среднерасходной скорости φ. Кроме того, при заданном коэффициенте теоретического давления ψ_t, значение среднерасходной скорости φ определяет поле скоростей и нагруженность профилей решетки рабочего колеса. Следовательно, от вышеуказанных параметров зависят густота решетки профилей рабочего колеса τ, суммарная ширина лопаток, осевые, радиальные габариты и масса вентиляторной установки.

Таким образом, изменяя величину среднерасходной скорости φ можно определять максимально возможные значения КПД вентиляторной установки, её габариты и массу, в зависимости от удельной быстроходности. Решение этой задачи наиболее принципиально именно для вентиляторов с большой удельной быстроходностью, которые выполняются исключительно по схеме «К», т.е. с одним рабочем колесом без входного и выходного направляющих аппаратов, применение которых при удельной быстроходности свыше n_y ≥400 приводит к ухудшениям массовых габаритных характеристик и экономичности.

В статье задача поставлена таким образом, чтобы установить предельные сочетания параметром η_y, φ_y, ν, при которых однозначно будет иметь место безотрывное обтекание, т.е. такое сочетание параметров, при котором существенно повлиять на их величину профилированием практически не представляется возможным. Для построения вентиляторной установки, обеспечивающей при заданных параметрах наибольшую экономическую эффективность необходимо добиваться минимальных потерь энергии в проточной части, максимального аэродинамического качества профилей лопаток рабочего колеса, оптимальной остаточной циркуляции на выходе из рабочего колеса, наибольшей равномерности поле скоростей

при входе на теплообменники воздушного охлаждения (ТВО) [8]. По этой причине для вентиляторных установок, используемых в АВО, принципиальное значение имеет снижение коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части и повышение аэродинамического качества профилей лопаток рабочих колес для создания высокоэкономичных вентиляторных установок с минимально-возможными габаритно-массовыми характеристиками.

На рис. 1 приведена зависимость предельных значений КПД вентилятора и вентиляторной установки, для различных значенийкоэффициента аэродинамического сопротивления проточной части от коэффициента расходной скорости.

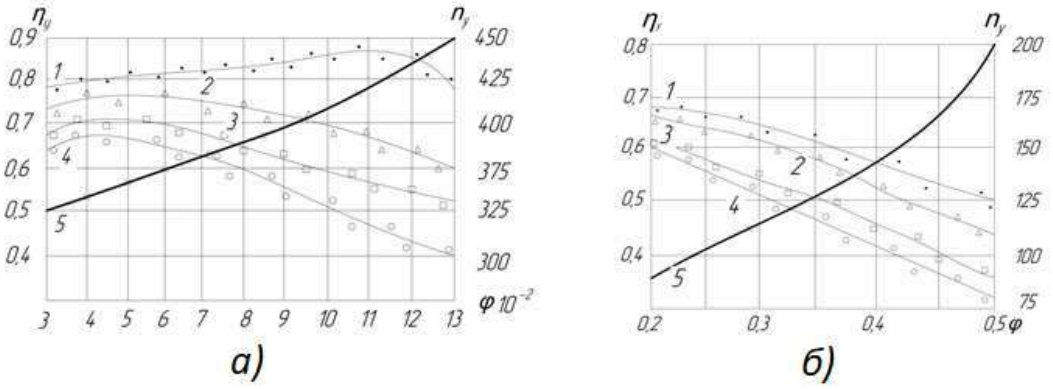


Рис. 1. График зависимости предельных значений КПД вентилятора, вентиляторной установки и удельной быстроходности от коэффициента расходной скорости при: 1 - ζ=0; 2 - ζ=0,4; 3 - ζ=0,8; 4 - ζ=1,2

Из рис. 1 видно, что для каждой удельной быстроходности и относительного диаметра втулки рабочего колеса соответствует оптимальный коэффициент расходной скорости, при котором достигается предельное максимальное значение КПД вентиляторной установки с конкретным значением коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части вентиляторной установки по аэродинамической съеме с одним рабочем колесом *k*. Причём чем больше коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части, тем меньше оптимальный коэффициент расходной скорости, оптимальная удельная быстроходность, что неизбежно приводит к увеличению коэффициента давления вентиляторной установки.

Выводы: Установлено возможность повышения экономической эффективности осевых вентиляторных установок большой быстроходности, выполненные по аэродинамическим схемам с одним рабочим колесом для аппаратов воздушного охлаждения газа. С использованием математического анализа основных закономерностей осевых турбомашин получены уравнения для КПД вентиляторной установки и вентилятора в зависимости от удельной быстроходности. Получены формулы для максимальных зна-

чений КПД вентилятора и вентиляторной установки различной удельной быстроходности в зависимости от коэффициента расходной скорости и от относительного диаметра втулки рабочего колеса. Предложена методика построения аэродинамических схем осевых вентиляторных установок для аппаратов воздушного охлаждения газа типа «К» с предельными максимальными значениями КПД на заданные значения удельной быстроходности, относительного диаметра втулки рабочего колеса, аэродинамического качества профилей рабочего колеса, коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части коэффициента расходной скорости. Показана возможность создания вентиляторной установки с стью $n_y \geq 400$ с экономичностью не менее $\eta_y = 0{,}86$.

Список литературы

1. Абакумов А.М., Мигачев А.В., Степашкин И.П. Исследование системы управления аппаратом воздушного охлаждения природного газа // Известия вузов. Электромеханика. 2016. N°6. С. 130- 134.
2. Рубцова И.Е. Основные направления и задачи энергосбережения при реконструкции КС. Энергосбережение и автоматизация электрооборудования компрессорных станций: / монография И.Е. Рубцова, Д.С. Мочалкин, О.В. Крюков; под ред. О.В. Крюкова. – Н. Новгород: Вектор ТиС. 2012 Т.3. -572 с.
3. Abakumov A.M., Stepashkin I.P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air-cooling unit // IEEE Xplore. 2017. doi: 10.1109/ ICIEAM.2017.8076297.
4. Хворов Г.А., Юмашев М.В. Анализ энергосберегающих технологий по материалам охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения в транспорте газа ПАО «Газпром» // Territorianeftegas – oilandgasterritory, №9, september 2016.
5. Калинин А.Ф., Фомин А.В., Оценка эффективности режимов работы АВО // Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, № 4 (265), 2011.
6. Лифанов А.В., Матеров А.Ю., Макаров В.Н., Серков С.А., Макаров Н.В. Перспективные направления повышения комплексной эффективности аппаратов воздушного охлаждения // Нефть. Газ. Новации. 2020. № 4 (233), С. 14-17.
7. Tauger, V., Valiev, N., Volkov, E., Simisinov, D., Adas, V.Remote-controlled robotic complex for underground mining (2020) E3S Web of Conferences, 177, № 03006.
8. Николаев А.В., Алыменко Н.И., Садыков Р.И. Расчет величины поверхности утечек воздуха на калийных рудниках. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2012. Т. 11. № 5. С. 115-121.

УДК 622.236

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ ГИДРОМОЛОТА ВКП.250

Кызыров К.Б.[1], проф., **Митусов А.А.**[2], проф., **Решетникова О.С.**[1], ст. преп.
[1]Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан
[2]Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова, г.Барнаул, РФ

Статья посвящена исследованию параметров системы распределения жидкости гидромолота ВКП.25. Исследования проведены на имитационной модели гидромолота, построенной в ПК SolidWorks. Имитационное моделирование позволило определить конструктивные параметры системы распределения жидкости, такие как диаметры каналов управления переключения золотника, ширину управляющих выточек в корпусе гидромолота, выполнить анализ изменения давления, скорости и температуры в передней и задней камерах гидромолота, каналах управления и распределения жидкости.
Ключевые слова: *гидромолот, боек, золотник, моделирование, имитационная модель.*

MODELING THE FLUID DISTRIBUTION SYSTEM PARAMETERS OF HYDRAULIC HUMMER VKP.250

Kyzyrov K.B.[1], prof., **Mitusov A.A.**[2], prof., **Reshetnikova O.S.**[1], senior lecturer

The article is dealing with studying the parameters of the fluid distribution system of the hydraulic hammer VKP.250. The research was carried out on a simulation model of a hydraulic hammer built in the PC SolidWorks. Simulation modeling made it possible to determine the design parameters of the fluid distribution system, such as the diameters of the control channels for switching the spool, the width of the control grooves in the hammer body, to analyze changes in pressure, speed and temperature in the front and rear chambers of the hydraulic hammer, control channels and fluid distribution.
Keywords: *hydraulic hammer, striker, spool, modeling, simulation model.*

В настоящее время благодаря новым технологиям и развитию компьютеризации проектирование, расчет, проверку работоспособности, анализ выходных параметров нового технологического оборудования, в том числе и гидравлических ударных устройств можно реализовывать посредством создания имитационной модели в соответствующем прикладном комплексе. Применение новых компьютерных технологий позволяет снизить сроки на подготовку испытаний; уменьшить материалоемкость и соответственно финансовые затраты, особенно при проектировании крупногабаритных объектов; выполнять эксперименты на критических режимах, которые привели бы к разрушению физического макета и др. Имитационное моделирование позволяет воссоздать точную копию исследуемого объекта с учетом всех факторов, влияющих на его характеристики. Именно такой задаче и посвящена настоящая работа, целью которой является исследование и анализ параметров экспериментального образца гидравлического молота ВКП.250, конструкция которого была разработана в рамках выполнения грантовой темы «Создание и исследование гидравлического механизма ударного действия для производства горных и строительных работ» по заказу МОН Республики Казахстан на 2018-2020 гг. [1]

Общий вид гидромолота ВКП.250 представлен на рисунке 1. С целью обеспечения технологичности и ремонтопригодности гидромолот разбит на несколько блоков: блок инструмента 1; гидроблок 9 с системой коммуникаций; газовая камера 7; сетевой аккумулятор 3; блок управления 5; блок регулирования [1]. Гидромолот имеет две камеры: переднюю (хол. хода) 15, находящуюся все время под давлением рабочей жидкости, и заднюю (раб. хода) 14, попеременно соединяющуюся с напорной и сливной линиями. Ведомое звено 11 выполняет совмещенные функции поршня, бойка и распределителя первой ступени (поршень-боек-золотник ПБЗ). Трехлинейный распределитель второй ступени 5, управляемый через правую полость от распределителя первой ступени, осуществляет управление камерой рабочего хода. Переключение обоих золотников происходит по достижении ведомым звеном определенного положения.

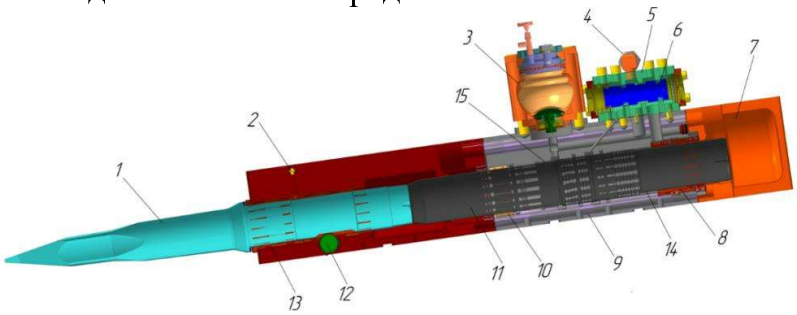


Рисунок 1 – Общий вид гидромолота ВКП.250

1 – инструмент; 2 – масленка; 3 – сетевой аккумулятор; 4 – штуцеры для подключения напорного и сливного трубопроводов; 5 – корпус блока управления; 6 – золотник; 7 – газовая камера; 8, 10, 13 – бронзовые втулки; 9 – корпус блока с системой гидрокоммуникаций; 11 – боек; 12 – палец; 13 – втулка; 14 – камера рабочего хода; 15 – камера холостого хода

С целью проверки работоспособности конструкции выполнены моделирование и расчет параметров системы распределения жидкости гидромолота. Для исследования и анализа параметров системы был использован программный комплекс «SolidWorks» с дополнительным модулем по газогидродинамическим расчетам «Flow Simulation». Имитационная модель гидромолота представлена на рисунке 2. Она состоит из следующих элементов: 1 – сетевой аккумулятор; 2 – гидроблок; 3 – газовая камера; 4 – блок управления; 5 - блок регулирования. Модель построена в соответствии с размерами, указанными в конструкторских чертежах с заданием материала элементов конструкции.

Расчет системы распределения жидкости включает следующие основные этапы: 1) задание формы, размеров и материалов блоков, газовой камеры; сетевого аккумулятора; 2) задание фиксированных положений бойка и золотника; 3) ввод исходных данных; 4) запуск задачи на расчет; 5) анализ полученных результатов. Согласно рабочему циклу гидромолота исследования проводились для четырех возможных положений бойка и золотникового распределителя 2-го каскада (рисунок 3): 1) взвод бойка; 2)

переключение золотника 2 ступени; 3) начало рабочего хода - разгон бойка;

4) момент соударения бойка с инструментом. Следующие этапы позволили выбрать тип задачи, задать исходные данные, осуществить запуск программы на расчет. В качестве исходных данных приняты давление в газовой камере P_a = 2 МПа, давление зарядки аккумулятора $P_з$ = 0,6 МПа; давле-ние питания рабочей жидкости $P_р$ = 16 МПа; давление слива рабочей жидкости $P_с$ = 1 МПа; расход жидкости Q = 0.001 $м^3/с$; плотность рабочей жидкости ρ = 865 $кг/м^3$; коэффициент кинематической вязкости ν = 10^{-5} $м^2/с$.

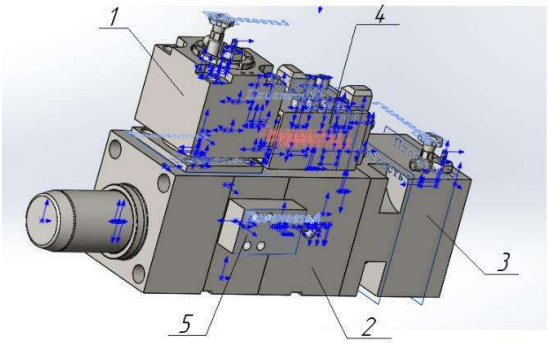


Рисунок 2 – Имитационная модель гидромолота

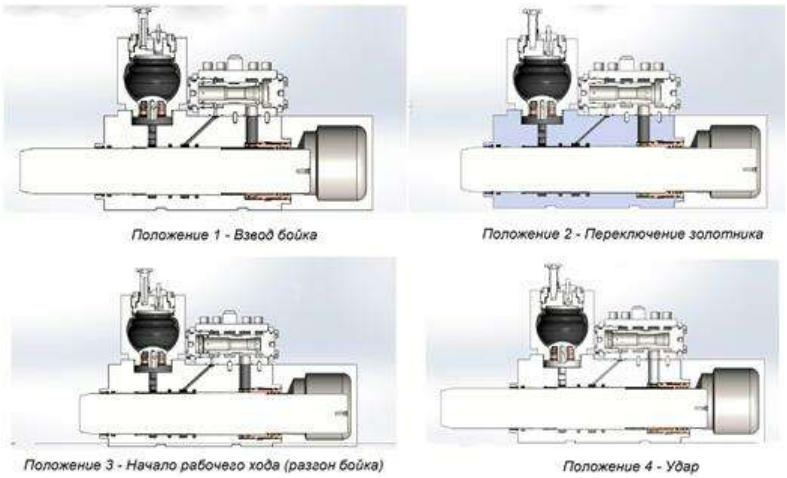


Рисунок 3 - Задание фиксированных положений бойка и золотника

В качестве рабочей жидкости выступает гидравлическое масло ВМГЗ-45.

Анализ результатов расчета параметров потока жидкости произведем на примере полученных данных в виде эпюр для положения 1. Эпюры изменения давления, скорости и температуры рабочей жидкости в камерах гидромолота, камерах управления золотниковым распределителем, системе гидрокоммуникаций для положения 1 приведены на рисунках 4 и 5. Здесь золотник находится в такой позиции, при которой соединяются камера рабочего хода со сливной линией, а камера холостого хода с напорной, боек находится в крайнем левой положении, характеризуя начало взвода. Величина давления жидкости изменяется следующим образом (рисунок 4): в камере рабочего хода КР и в сливной линии достигает значения 1 - 1.5 МПа, в камере холостого хода КХ составляет 15.5-16 МПа. Сетевой аккумулятор в этот момент разряжается. Давление жидкости в управляю-

щих каналах КУ, соединяющих переднюю камеру с полостью распределителя для переключения плунжера П1 составляет 9.2 - 10 МПа. В разгрузочных каналах давление равно 1 – 1.5 МПа

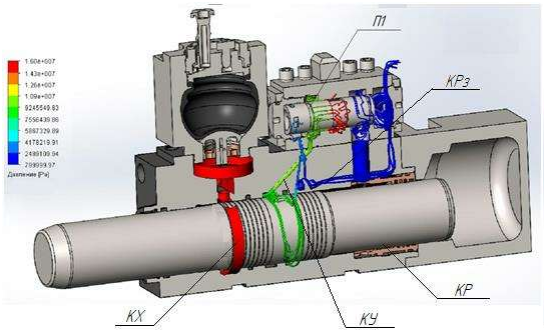


Рисунок 4 – Эпюра изменения давления для положения 1

КХ – камера холостого хода; КР – камера рабочего хода; КУ – каналы управления; КРз – разгрузочные каналы; П1 – плунжер золотника

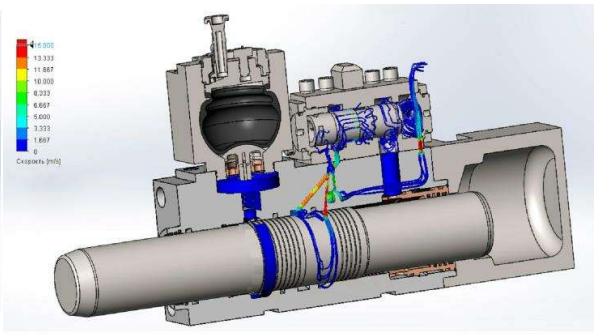


Рисунок 5 - Эпюра изменения скорости жидкости в системе распределения гидромолота для положения 1

Анализ результатов расчета скорости жидкости в каналах системы распределения гидромолота (рисунок 5) показал, что во всех исследуемых положениях среднее значение скорости составляет 2 – 3 м/с, в проходных сечениях управляющих каналов величина скорости достигает 10 - 15 м/с.

Изменение температуры в камерах гидромолота и системе гидрокоммуникаций незначительно и составляет 25– 30 ^{o}C. При вытеснении жидкости из каналов распределителя в сливной трубопровод, а также при прохождении жидкости через узкие сечения каналов температура жидкости повышается за счет гидравлических сопротивлений и может достигать в отдельных случаях 50 ^{o}C.

Исследования параметров системы распределения жидкости гидромолота ВКП.250 позволили установить конструктивные параметры: ход золотника $h_з$ и его массу $m_з$; диаметры и проходные сечения и др., при заданных энергетических параметрах потока жидкости: расходе питания Q = 60-80 л/мин; давлении питания двигателя $P_д$ =10 МПа; давлении в газовой камере 2 МПа; давлении зарядки сетевого аккумулятора $P_а$ = 0.6 МПа. Таким образом, установлены основные параметры, которые положены в основу конструкторской реализации выбранной конструктивной схемы гидромолота ВКП.250.

Список литературы

1. Создание и исследование гидравлического механизма ударного действия для производства горных и строительных работ: отчет о НИР/КарГТУ: рук. К.Б. Кызыров. – Караганда, 2019. – 114 с. – № ГР 0118РК00681. – Инв. № 0219РК00557.

2. Кызыров К.Б., Митусов А.А., Решетникова О.С. Методика оптимального проектирования конструктивных параметров гидравлических ударных механизмов. Монография. - Караганда: КарГТУ, 2019. – 123 с.

УДК 622.271

ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ СИЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

[1]Набиуллин Р.Ш., доц., **[2]Мальцев В.В**., вед. констр.
[1]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия;
[2]ПАО «Уралмашзавод» , г. Екатеринбург, Россия

В статье рассмотрен подбор необходимого оборудования для проведения тензометрического сопровождения силовых испытаний карьерного экскаватора. Объектом испытаний является карьерный экскаватор с реечным напором ЭКГ-20, разработанный и изготовленный в ПАО «Уралмашзавод», г. Екатеринбург. Целью испытаний является определение показателей прочности металлоконструкций стрелы экскаватора, и получение исходной информации для совершенствования конструкции. Выбор контрольно-измерительной аппаратуры и необходимых расходных материалов определяется типом, необходимым количеством и схемой подключения тензорезисторов.

Ключевые слова: *тензорезистор, напряженно-деформированное состояние, тензометрическое сопровождение, тензорозетка, метод магнитной памяти металлов, зоны концентрации напряжений.*

SELECTION OF EQUIPMENT FOR TENSOMETRIC SUPPORT OF POWER TESTS

Nabiullin R.Sh., Malthsev V.V.

The article considers the selection of the necessary equipment for carrying out tensometric support of power tests of a mining excavator. The test object is a mining excavator with rack and pinion pressure EKG-20, designed and manufactured at Uralmashzavod, Yekaterinburg. The purpose of the tests is to determine the strength indicators of the metal structures of the excavator boom, and to obtain initial information for improving the design. The choice of control and measuring equipment and the necessary consumables is determined by the type, required number and connection diagram of strain gauges.

Keywords: *strain gauge, stress-strain state, tensometric support, strain gauge socket, method of metal magnetic memory, stress concentration zones.*

Контрольно-измерительная аппаратура обеспечивает фиксацию показателей напряженно-деформированного состояния (НДС) в течение всех циклов нагружений во всех режимах испытаний. Первичные преобразователи (тензорезисторы) позволяют определять векторы главных напряжений σ_1, σ_2 и максимальные касательные напряжения τ_{max}.

Схема подключения тензорезисторов построена так, чтобы исключать влияние температурных колебаний на измеряемые параметры. Тензорезисторы располагают на внешних поверхностях верхних, нижних листов и стенок в характерных сечениях стрелы.

В качестве контрольно-измерительной аппаратуры предполагается использовать, имеющийся, отечественный аппаратно-программный комплекс компании ZETLAB, на базе двух восьмиканальных контроллеров сбора данных ZET 058 и программного обеспечения ZETLAB TENZO. Комплекс внесен в государственный реестр средств измерений, позволяет

вести фиксацию контролируемых параметров в режиме реального времени одновременно по 16 измерительным каналам, используя метод объединения нескольких контроллеров в единую измерительную станцию. Возможно подключение различных видов тензодатчиков по мостовой, полумостовой и четверть-мостовой схемам. Программное обеспечение позволяет передавать регистрируемые параметры на компьютер и настраивать работу системы в различных режимах:

- тензометр – измерение НДС;
- генератор – выбор тока питания первичных преобразователей;
- осциллограф – отображение полученных данных;
- самописец – фиксация измеряемых параметров.

Первичные преобразователи – тензорезисторы располагают в точках характерных сечений стрелы, конструкция в исследуемых точках находится преимущественно в плоском напряженном состоянии. Поэтому точное направление главных деформаций неизвестно, можно предположить, что направление главных напряжений будет ориентировано вдоль и перпендикулярно кромки листа.

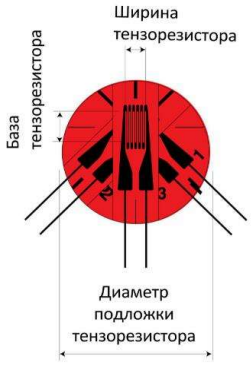


Рисунок 1 – Трехэлементная «тензорозетка»

В этом случае в качестве первичного преобразователя (тензодатчика) используем трехэлементную «тензорозетку» (рисунок1). «Тензорозетка» позволяет измерять деформации в трех направлениях, затем путем расчетов определяем величину и направление главных деформаций [1].

Элементы *1* и *2* «тензорозетки» необходимо ориентировать вдоль предполагаемых линий действия главных напряжений.

В качестве «тензорозеток» используем тензорезисторы фольговые 3-х осевые, для стали, база 6 мм, сопротивлением 120 Ом, рабочие температуры -70…+80 ^{o}C, с соединительными проводами длиной 20 м. Учитывая большую длину монтажных проводов и колебания температуры окружающей среды на температуру и электрическое сопротивление проводов, которое улавливается контрольно-измерительной аппаратурой как деформация детали, важной задачей становится исключение этих факторов. Поэтому использована «четверть-мостовая» схема с трехпроводным подключе-

нием тензорезисторов (рисунок 2). В этой схеме подключения, линии *1* и *3* включены в плечи моста и их температура не оказывает влияния на результат измерения.

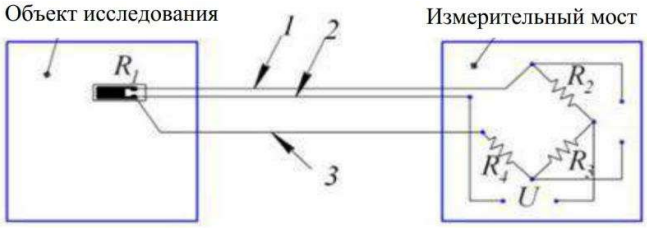
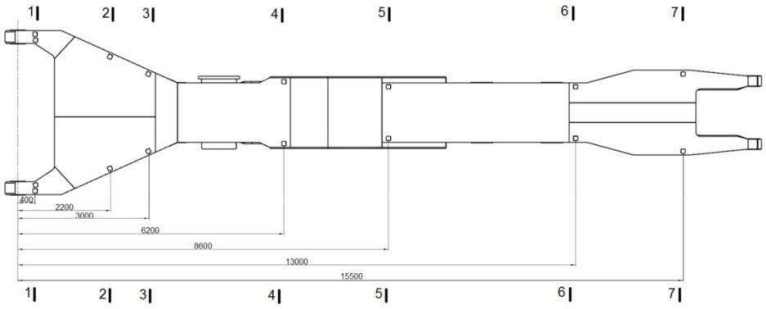
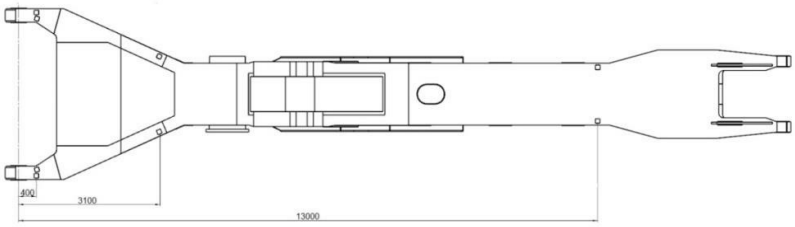


Рисунок 2 – «Четверть-мостовая» схема с трехпроводным подключением

Точки установки тензорезисторов располагают в характерных сечениях, в которых возможна концентрация напряжений. Анализ конструкции стрелы предполагает установку 24 трехэлементных «тензорозеток» (рисунок 3). По нижнему настилу (рисунок 3а) предполагается установка 16 датчиков, а по верхнему настилу (рисунок 3б) установка 8 датчиков.



а



б

Рисунок 3 – Характерные сечения стрелы

Однако выявление мест установки таким образом нельзя считать эффективным, т.к. точки возможных концентрации напряжений определены приблизительно, и они могут не совпадать с расчетными данными, к тому же количество устанавливаемых датчиков может оказаться лишним, а стоимость каждого датчика составляет от 7 до 10 тыс. рублей. Для точного определения мест установки датчиков планируется применить оригинальное решение, основанное на использовании специального оборудования, позволяющего определять зоны концентрации напряжений (ЗКН) методом магнитной памяти металлов (МПМ). Уникальность метода магнитной па-

мяти металлов заключается в том, что он основан на использовании эффекта возникновения высокой намагниченности металла в зонах возникновения деформаций элементов конструкций, обусловленных действием рабочих нагрузок [2].

Для проведения экспресс-контроля путем сканирования поверхности стрелы экскаватора без предварительной подготовки, используем сканирующее устройство Тип-1-8Э и Тип-2М в комплекте с измерителем концентрации напряжений ИКН-2М-16. Обработка результатов измерений осуществляется на компьютере с помощью специального программного обеспечения «МПМ - Система 4». Производителем оборудования и головным разработчиком метода МПМ является российская компания ООО «Энергодиагностика». Метод МПМ эффективно используется в сочетании с электротензометрией, так как тензорезисторы размещены непосредственно в ЗКН для количественного определения деформаций.

В лабораторных условиях обеспечиваются возможности соблюдения технологических требований к подготовке и чистоте поверхности, поэтому датчики наклеивают непосредственно на поверхность объекта исследования. Однако в промышленных условиях действующего забоя таких возможностей нет. Поэтому для закрепления датчиков на контролируемой поверхности мы предлагаем использовать еще одно эффективное решение.

При подготовке к испытаниям датчики в лабораторных условиях наклеиваются на стальную жесть 18-712-ЧЖК-А1 толщиной 0,18 мм клеем на основе цианоакрилата. Жесть может изготавливаться из сталей марок 08кп, 08пс, 10кп, 10пс, не имеющих ограничений по свариваемости. После сушки жесть вырезается таким образом, чтобы ее края выступали за периметр датчика на 4-5 мм. Закрепление датчика на объекте исследования производится приваркой, с помощью специально изготовленного аппарата точечной сварки с возможностью контроля мощности и длительности импульса.

Список литературы

1. **Забродин В.П., Серегин А.А., Суханова М.В., Портаков А.Б.** Экспериментальные методы определения напряжений и деформаций. Учебное пособие. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. – 104 с. 2013. Vol. 10 Iss. 1. P. 29-36.

2. **Власов В.Т., Дубов А.А.** Физические основы метода магнитной памяти металла. Москва: ЗАО «Тиссо», 2004. 424 с.

УДК 622.271

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ОПОРНО-ПОВОРОТНЫМ УСТРОЙСТВОМ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

С.В. Ситдикова[1], аспирант, **И.Ю. Иванов**[1], доцент,
Ю.А. Лагунова[1,2], проф., .**В.В. Макарова**[1,2], аспирант
[1]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия;
[2]Уральский Федеральный университет им. первого Президента РФ Б.Н. Ельцина , г. Екатеринбург, Россия

Приводится анализ поломок опорно-поворотного устройства карьерных экскаваторов. Рассматривается управление скоростью движения опорно-поворотного устройства карьерного экскаватора. Синтез управления осуществляется методом аналитического конструирования, основным преимуществом которого является простота построения процедур адаптации к изменяющимся параметрам системы. Для наглядного применения данного метода исполнительным элементом опорно-поворотного устройства выбран двигатель постоянного тока. Выбраны контроллеры управления горизонтированием поворотной платформы.
Ключевые слова: *опорно-поворотное устройство, стабилизация скорости, двигатель постоянного тока, контроллер горизонта.*

SELECTION OF EQUIPMENT FOR TENSOMETRIC SUPPORT OF POWER TESTS

Nabiullin R.Sh., Maltsev V.V.

The article considers the selection of the necessary equipment for carrying out tensometric support of power tests of a mining excavator. The test object is a mining excavator with rack and pinion pressure EKG-20, designed and manufactured at Uralmashzavod, Yekaterinburg. The purpose of the tests is to determine the strength indicators of the metal structures of the excavator boom, and to obtain initial information for improving the design. The choice of control and measuring equipment and the necessary consumables is determined by the type, required number and connection diagram of strain gauges.
Keywords: *strain gauge, stress-strain state, tensometric support, strain gauge socket, method of metal magnetic memory, stress concentration zones.*

Опорно-поворотное устройство (ОПУ) является одним из важнейших узлов карьерного экскаватора, определяющим надежную и безопасную эксплуатацию машины в целом. Вместе с этим, управление движением поворотной платформы и возникающие при этом проблемы в опорно-поворотных устройствах в различных условиях эксплуатации недостаточно полно исследованы и отражены в научно-технической литературе.

Основными видами одноковшовых экскаваторов на карьерах России и ближнего зарубежья являются шагающие драглайны (ЭШ), гусеничные карьерные экскаваторы-мехлопаты (ЭКГ) и гидравлические экскаваторы с рабочим оборудованием «прямая лопата» и «обратная лопата» (ЭГ) [1].

Отказы опорно-поворотных устройств карьерных экскаваторов занимают существенную позицию в общих видах поломок, так, например, количество поломок центральной цапфы за 2018 год составило порядка 35 единиц, а среднее время ее ремонта или замены около 48 часов [2].

Анализ условий эксплуатации экскаваторов, конструктивных особенностей исполнения, а также работы ремонтных служб предприятий позволяет указать на следующие причины длительности устранения внеплановых простоев, вызванных отказами опорно-поворотных устройств [1-7]:

- при ремонте периодически необходимо использовать мощное специализированное грузоподъемное оборудование для подъема поворотной платформы с рабочим оборудованием;

- в отдельных случаях необходимо применение специальной аппаратуры для резки центральной цапфы, а именно при ее износе в виде «коленчатого вала», перекашиванием и смещением во втулках;

- недостаточная контроледоступность узлов (из-за ограниченного пространства) приводит к снижению количества осмотров и регулировок;

- за счет дополнительных монтажно-демонтажных работ значительно увеличиваются сроки ремонтов (снятие токоприемника на ЭКГ-8И, ЭКГ-10, ЭКГ-12; снятие токоприемника и барабана подъемной лебедки на ЭКГ-5А);

- низкая безопасность при контрольных измерениях, приводящая к увеличению времени контроля (отключение электроэнергии, снятие ограждений). Вместе с этим отмечается, что применяемые на разрезах экскаваторы успешно эксплуатируются со значениями износа опорно-поворотного устройства выше значений, определенных производителями, что свидетельствует о некорректности расчетного ресурса.

Исполнительными элементами ОПУ являются электродвигатели различного типа. В современных системах, требующих высокой точности позиционирования и большого диапазона регулирования скорости динамических процессов, используются сервоприводы. Принципиально эти качества можно получить при использовании двигателя постоянного тока (ДПТ) с независимым возбуждением. Применение такого двигателя позволяет плавно регулировать частоту вращения ротора в большом диапазоне частот. Эксплуатация ОПУ, в зависимости от условий эксплуатации экскаватора, выявляет ряд технических проблем и задач: удержание скорости движения ОПУ не выше максимально-допустимого значения, изменение скорости движения ОПУ, точное позиционирование [8]. Рассмотрим синтез регулятора скорости движения ОПУ в азимутальной плоскости с целью повышения эффективности эксплуатации ОПУ карьерного экскаватора за счет увеличения показателя долговечности.

Автоматическое управление электроприводами осуществляется без непосредственного участия человека. Автоматизированный электропривод представляет собой систему автоматического управления (САУ) большей или меньшей сложности [8-13].

Автоматическое управление электроприводами сводится к выполнению САУ без непосредственного участия оператора карьерного экскаватора и режима работы в статических и динамических условиях в соответ-

ствии с требованиями производственного процесса. В настоящее время автоматическое управление – это преобладающий способ управления промышленными электроприводами.

Функциональная система САУ позволяет определить главные функциональные связи между звеньями системы и существенные характеристики самих звеньев.

На основании проведенного анализа составляем схему САУ (рисунок 1), где – ЗУ – задающее устройство скорости ЭП; РС – регулятор скорости; РЯ –регулятор тока; ДС –датчик скорости; ДЯ – датчик тока; ТП – тиристорный преобразователь; Д – двигатель; Иу – напряжение управления; Иос; Иот – напряжения обратных связей по скорости и току, САУ содержит 2 контура регулирования скорости и тока (РС; РТ).

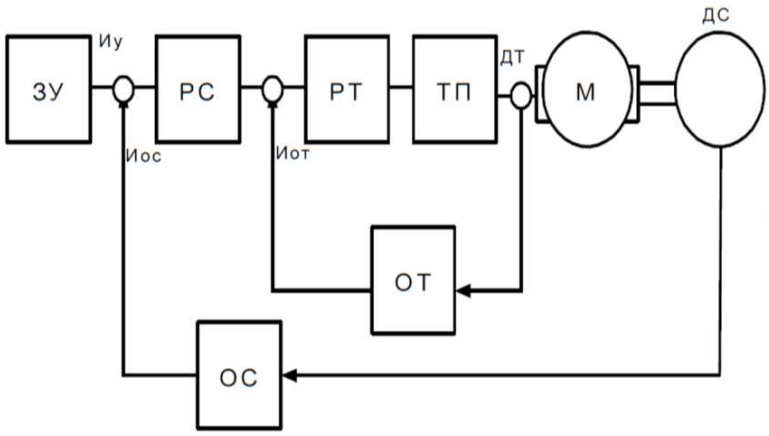


Рисунок 1 – Функциональная система САУ

Контур тока внутренний. Выходное напряжение подается на систему управления ТП, которая питает якорную цепь двигателя. На входе регулятора скорости напряжения Иос обратной связи по скорости двигателя снимается с тахогенератора и сравнивается с управляющим напряжением Иу.

Напряжение обратной связи по току якоря Иот, которое получается с помощью датчика тока, в свою очередь, сравнивается с выходным напряжением регулятора скорости Ирс, которое является задающим для подчиненного контура тока. Выходное значение сигнала регулятора скорости ограничено. Назначение скоростного контура состоит в отработке с наименьшей погрешностью управляющих воздействий и стабилизации скорости электродвигателя при изменении момента сопротивления. Для ограничения максимального значения тока якоря выходное напряжение РС ограничено с помощью блока ограничения БО.

Задачи токового контура:

– жесткое ограничение максимального значения тока якоря двигателя в пусковых и переходных режимах, что особенно важно в тиристорных ЭП;

– компенсация электромагнитной постоянной времени Т цепи ТП-Д;

– компенсация возмущающих воздействий в виде изменения напряжения сети переменного тока, от которой питается ТП.

На основании функциональной схемы электропривода и дифференциальных уравнений для отдельных звеньев САУ составим структурную схему системы, на которой выделим контуры и регулируем переменные.

На рисунке 2 приведена структурная динамическая схема САУ. Для получения качественных переходных процессов в системе проводим оптимизацию динамики токового и скоростного контуров. При оптимизации динамики стремимся к получению малоколебательных и быстропротекающих переходных процессов при управляющем воздействии. Оптимизацию динамики системы производим последовательно по контурам, начиная с внутреннего.

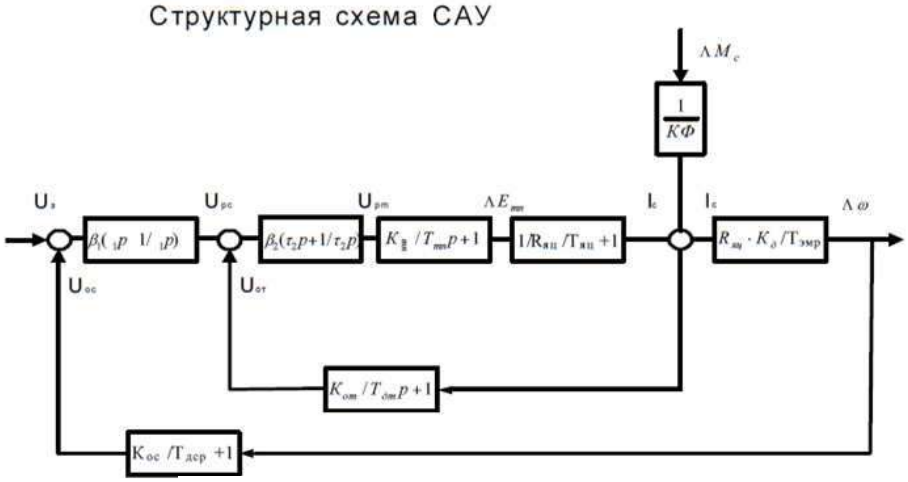


Рисунок 2. Структурная схема САУ

В состав электронной, электромеханической, программной частей опорно-поворотной платформы должны войти две взаимно идентичные цифровые безредукторные следящие системы (электроприводы угла места и азимута), оснащенные своим специальным программным обеспечением. В свою очередь, их функционирование должно поддерживаться работой:

- автоматизированной системы измерения угла наклона поворотной платформы, обеспечивающей привязку осей вращения валов электроприводов к местной вертикали на этапах ее изготовления, юстировки, эксплуатации. В последнем случае это не только корректное горизонтирование платформы, но и возможность учета ее текущих угловых отклонений от вертикали в результатах измерений, выполняемых станциями, с целью повышения их точности;

- микроконтроллера, предоставляющего возможность управления, диагностирования, синхронизации систем опорно-поворотной платформы,

передачи информации между ними и инструментальным компьютером станции в целом;

- системы электропитания электронных и электромеханических модулей платформы в целом.

Автоматизированная система измерителей угла наклона предназначена для мониторинга объектов путем непрерывной записи изменения наклона элементов объекта и передачи данных по интерфейсу RS-485.

В состав системы входят: двухкоординатные измерители угла наклона ИН-Д2, ИН-Д3 (в дальнейшем измерители) различных модификаций с разветвителем; блок управления измерителями (контроллер); сетевой блок питания 12-18 В не менее 20 мА на измеритель; платформа (полка) для установки измерителя; кабель USB типа А-А до 5 м; персональный компьютер (PS); CD-диск с программным обеспечением (Программа Gorizont). Принципиальная схема объединения измерителей в систему представлена на рисунке 3.

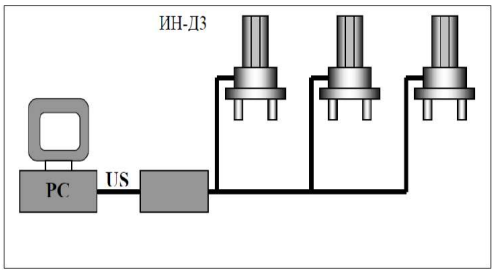


Рисунок 3 – Автоматизированная система измерения угла наклона

Измерители соединяются в сеть кабелем витая пара с помощью разветвителей линии RS-485. Сеть может представлять собой как кольцо с последовательным соединением измерителей, так и звезду с параллельным соединением измерителей. (В конкретном случае количество измерителей – 1 штука). Сеть подключена к блоку управления измерителями также с помощью кабеля витая пара. Блок управления подключается к персональному компьютеру кабелем USB.

Программа «Gorizont» предназначена для сбора данных от системы измерителей, их обработки, отображения в виде графика и сохранения их на персональном компьютере. Программа последовательно опрашивает все измерители, подключенные к контроллеру, обрабатывает полученные с измерителя данные, и сохраняет результаты в текстовый файл для последующей обработки сторонними программами. На мониторе ПК программа отображает: усредненные значения и среднеквадратические отклонения углов наклона за несколько тактов работы программы. В программе предусмотрена возможность изменения числа тактов усреднения в диапазоне от 1 до 200 с шагом 1 и изменения длительности такта работы программы от 100 до 1000 мс с шагом 1мс; графики мгновенных и усредненных значений углов в режиме реального времени с возможностью масштабирования.

В зависимости от цели мониторинга возможны два режима работы с программой: мониторинг объекта в режиме реального времени; автономная работа системы с последующей обработкой накопленных данных.

Приведенные разработки предполагается использовать при проведении производственных испытаний на экскаваторе ЭКГ-20 в условиях АО «Михайловский ГОК».

Список литературы

1. Богомолов, И. Д. Эксплуатация металлоконструкций опорно-поворотных устройств экскаваторов типа ЭКГ на угольных разрезах Кузбасса / И. Д. Богомолов, П. В. Буянкин, А. В. Менчугин // Энергетическая безопасность Рос-сии. Новые подходы к развитию угольной промышленности: Труды X межд. науч.-практ. конф. – Кемерово, 2008. – С.79-83.
2. Квагинидзе В. С. Эксплуатация карьерного оборудования / В. С. Кваги-нидзе, В. Ф. Петров, В. Б. Корецкий: Учебное пособие для вузов. – М.: Мир гор-ной книги, 2007. – 587 с.
3. Касьянов П.А. Моделирование рабочего процесса, механика, прочность и ресурс опорно-поворотных устройств шагающих драглайнов: автореф. дис. … докт. техн. наук. – Екатеринбург, 1999. – 48 с.
4. Лагунова Ю.А. Экскаваторы-драглайны: учебно-методическое пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГВ, 2004.-107 с.
5. Буянкин П. В. Оценка влияния уклона рабочей площадки экскаваторов типа «прямая мехлопата» на нагрузки и отказы центральной цапфы опорно-поворотных устройств // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 5. – С. 10–14.
6. Хорешок А. А., Буянкин П. В., Соколова Е. К. Исследование причин наклона поворотной платформы экскаватора-мехлопаты и оценка их воздействия на нагрузки опорно-поворотного устройства // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – №3. – С. 11-14.
7. Хорешок А. А. и др. Оценка эксплуатационных нагрузок на опорно-поворотное устройство экскаваторов-мехлопат /А. А. Хорешок, И.Д. Богомолов, П. В. Буянкин, А. В. Воробьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – №6. – С. 43-46.
8. Ключев В.И. Теория электропривода. М.: Энергоатомиздат, 2001.
9. Опорно-поворотные устройства [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://lib.qrz.ru/node/1415, свободный (дата последнего обращения: 15.09.2020).
10. Бесконтактные двигатели постоянного тока [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://toehelp.ru/theory/electromach, свободный (дата последнего обращения: 06.08.2020).
11. Бесконтактные двигатели постоянного тока [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://servomotors.ru/documentation/electromechanical, свободный (дата последнего обращения: 28.08.2020).
12. Колесников, А. А. Синергетическая теория управления / А. А. Колесников. — Москва : Энергоатомиздат, 1994. 344 с.
13. Колесников, А. А. Синергетические методы управления сложными системами: теория системного синтеза / А. А. Колесников. — Москва : Едиториал УРСС, 2005. 229 с.

УДК 621.879.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХ СПОСОБОВ РАЗЛОЖЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО РЕАЛИЗУЕМОГО УСИЛИЯ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.[1] к.т.н.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ;

В настоящей работе кратко рассмотрен вопрос о том, как и когда необходимо раскладывать силу сопротивления грунта копанию при стопорении ковша одноковшового гидравлического экскаватора в абсолютно жесткое непреодолимое препятствие. Так, для многих проектных расчетных задач, в ходе решения вопросов анализа, целесообразно раскладывать указанную силу на вертикальную и горизонтальную составляющие в каждой рассматриваемой точке рабочей зоны. Для некоторых задач синтеза полезнее разложение на нормальную и касательную составляющие.
***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; копание ковшом; нагруженность экскаваторов; разложение усилий при стопорении*

INVESTIGATION OF TWO DECOMPOSITION METHODS THE MAXIMUM REALIZED EFFORT FOR HYDRAULIC EXCAVATORS

Pobegailo P.A.[1]
[1] - Independent researcher, Moscow, Russia;

In this paper, its author briefly discusses the important question of how and when it is necessary to decompose the strength of the soil resistance to digging when the bucket of a hydraulic excavator is stopped into an absolutely rigid insurmountable obstacle. So, for many design calculation tasks, in the course of solving analysis issues, it is advisable to decompose the specified force into vertical and horizontal components at each point of the working area under consideration. For some synthesis tasks, decomposition into normal and tangent components is more useful. Along the way, we present some particular data on the nature of the behavior of these components.
***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; digging with a bucket; loading of excavators; decomposition of efforts during stoppage*

Введение. При решении некоторых задач статического анализа одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ), таких как анализ устойчивости машины, оценка нагруженности базовой машины и её отдельных узлов, определение удельных давлений на грунт и пр. необходимо не только знать численные значения максимального внешнего нагружения на зубьях ковша и характер его поведения в тех или иных точках рабочей зоны (формирующих потребные траектории), но и понимать как эти численные значения использовать наиболее эффективно. Ведь, усилие P_O можно "представить" в двух разных видах - как вертикальное и горизонтальное усилие в любой точке рабочей зоны и как традиционные усилия P_{01} и P_{02} (всё для плоской задачи) [1 - 8 и мн. др.].

Методическая "вставка" [9 и мн. др. (значителен тут вклад В.А. Ряхина)]. Из теории общих расчетов экскаваторов известно [1 - 8 и мн. др.], что внешняя нагрузка, действующая на режущий контур ковша при

копании, раскладывается на касательную P_{01} и нормальную P_{02} составляющие силы сопротивления копания P_O (в случае плоской задачи). Соотношение между ними варьируется в широких пределах и зависит от параметров ковша и условий взаимодействия с грунтом при его заполнении. Однако, эти соотношения, полученные, в основном, при проведении экспериментальных исследований процесса копания часто переносятся на расчет рабочего оборудования (РО) экскаваторов с гидравлическим приводом для случая стопорения, что неправомочно.

Внешнее сопротивление при стопорении зависит не от условий взаимодействия ковша с грунтом, а от типа опоры, её податливости и коэффициента трения зуба ковша об опору. Кроме того, при стопорении равнодействующую сил внешнего сопротивления удобней раскладывать на нормальную и касательную к опоре (можно называть их вертикальным и горизонтальным усилием), а не к траектории движения режущей кромки ковша.

Направление внешней нагрузки может определяться двумя случаями стопорения, зависящими от соотношения жесткостей опоры и РО. В первом случае стопорение происходит в непреодолимое препятствие, когда податливость опоры равна нулю. Во втором случае может происходить перемещение опоры за счет того, что её податливость соизмерима с податливостью РО.

При рассмотрении первого случая задача оценки нагруженности сводиться к статически определимой системе с рассмотрением всех возможных направлений внешнего сопротивления.

В рамках настоящей небольшой работы мы рассмотрим оба варианта раскладывания усилия P_O в первом случае стопорения, так как это представляет значительный практический и определенный научный интерес.

Основные результаты. Ход наших исследований статической нагруженности ОГЭ прямого и обратного копания нашел отражение во многих публикациях [10 - 23 и др.]. В настоящей работе мы будем опираться на них, и в первую голову, на материалы исследования экскаватора ЭГ-12А, в основном полученные при рассмотрении операции копания ковшом на уровне его стоянки в т.н. втором расчётном случае нагружения (детали см. в указанных выше наших публикациях).

Такая конкретизация вызвана лимитом на объем настоящей работы и не накладывает дополнительных ограничений на область применимости полученных нами результатов.

Итак, после того как мы решили задачу оценки статической нагруженности ЭГ-12А в указанном режиме, мы можем пересчитать эти усилия двумя указанными выше способами. После этого мы можем представить их графически, выражая их в виде процентной доли от усилия P_O.

Рисунки 1 и 2 это иллюстрируют. Рисунок 3 - это тоже разложение, что и на рисунке 1, показанное для всей рабочей зоны экскаватора ЭГ-12А.

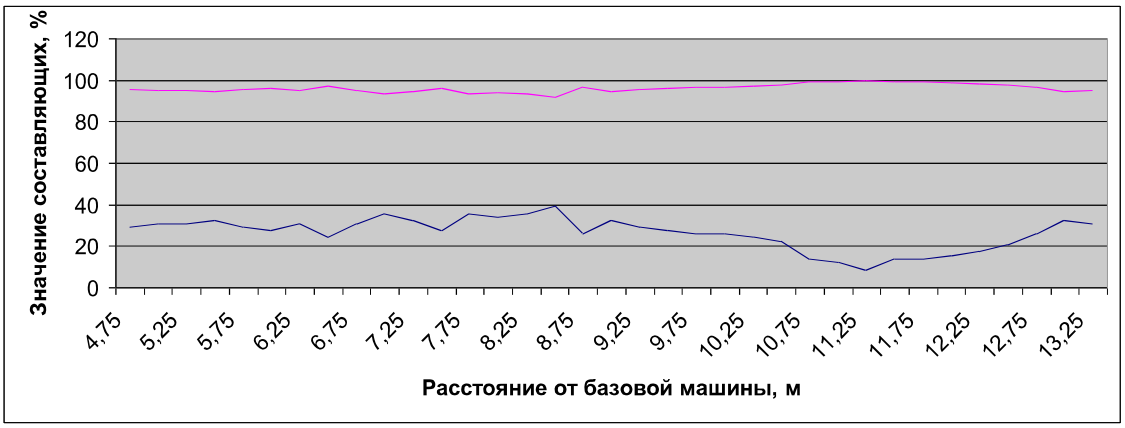


Рис. 1 Разложение усилия P_O на составляющие P_{01} и P_{02} (розовая линия сверху - P_{02}; синяя линия снизу - P_{01})

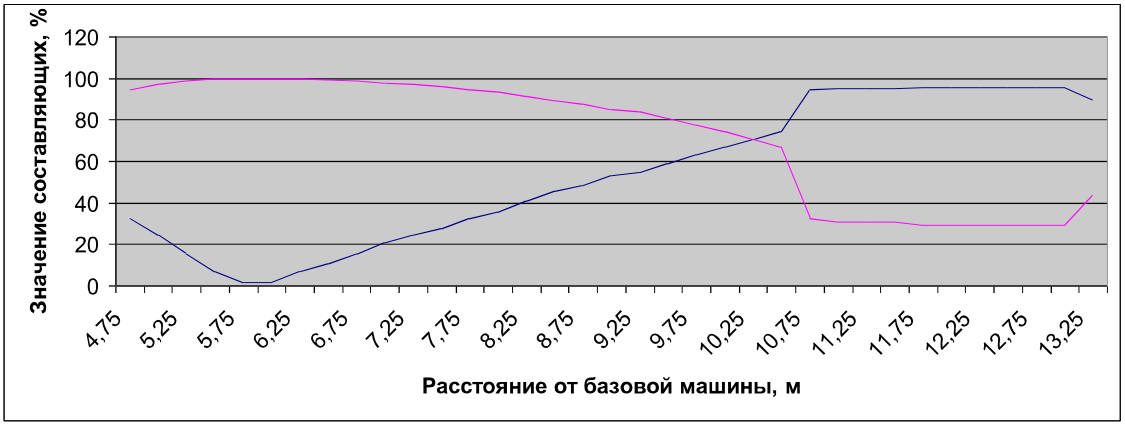


Рис. 2 Разложение усилия P_O на вертикальную и горизонтальную составляющие (розовая линия (слева сверху) - вертикальная составляющая; синяя линия (слева снизу) - горизонтальная составляющая)

Анализ представленных нами рисунков позволяет сейчас сказать следующее (там, где речь не идет о рисунке 3 мы всегда говорим о том режиме копания, который описан выше):

- характер поведения получаемых составляющих после разложения усилия P_O тем или иным образом не одинаков;
- графики, представленные на рисунках 1 и 2, не линейны;
- численные значения усилий знакопеременны - то бишь они оказывают на базовую машину "волновое" воздействие;
- в первом случае разложения (рис. 1) усилие P_{02} во всех точках близко к значению усилия P_O (численное значение P_{02} всегда составляет более 92% от усилия P_O - почти всегда более 2000 кН);

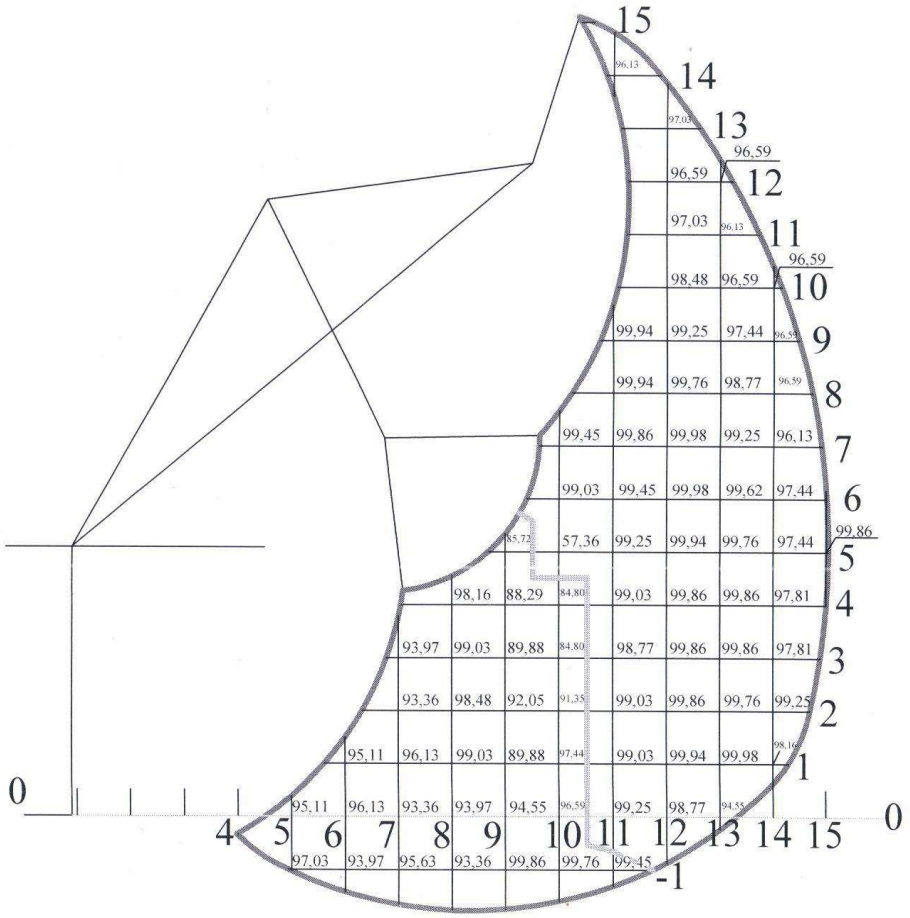


Рис. 3 Распределение усилия P_{02} как части усилия P_0 (в процентах) при копании ковшом у экскаватора ЭГ-12А (режим расчёта № 2; на квадратной метровой сетке)

- в первом случае разложения усилие P_{01} почти во всех точках составляет не более 40%, но и не менее 20%, от значения усилия P_O (в некоторых точках ближе к дальней границе рабочей зоны оно опускается ниже 20% от величины P_O) {данная составляющая всегда меньше 900 кН};
- энергоемкость процесса копания в рассматриваемом расчетном режиме стремиться к максимальным своим значениям - составляющая P_{01} сильно уменьшается (полезная нагрузка стремиться к нулю) - составляющая P_{02} превалирует (сила трения резко вырастает);
- в первом случае разложения средние значения P_{01} и P_{02} составляют соответственно 26,5% и 96,11% от усилия P_O (их средние численные значения составляют в свою очередь 596 кН и 2154 кН). Эти данные по мере накопления статистики могут быть использованы как локальные оценки эффективности (качества);

- во втором случае разложения (рис. 2) численные значения вертикальной составляющей усилия P_O достаточно близки к самому этому значению (от 80% и более) в первой половине рабочей зоны (на уровне стоянки машины), потом резко снижаются (от 70% и чуть ниже 40%), а потом стабилизируются на уровне 30%;
- во втором случае разложения численные значения горизонтальной составляющей усилия P_O вначале стремительно падают почти до нуля, потом монотонно растут до почти 80%, далее скачком устремляются почти к 95%, на чем и стабилизируются (отметки по горизонтали см. на рис. 2);
- во втором случае разложения средние значения горизонтальной и вертикальной составляющих равны соответственно 53,6% и 71,96% от основного усилия P_O (их средние численные значения составляют в свою очередь 1175 кН и 1628 кН). Эти данные по мере накопления статистики могут быть использованы как локальные оценки эффективности (качества);
- касательно рисунка 2, с определенной грубостью, можно говорить о "крестообразной" (или даже "клещеобразной") структуре и о некоторой "квазисимметрии" в дальней части этих графиков;
- характер поведения вертикальной и горизонтальной составляющей иллюстрируют кроме всего прочего и момент "мгновенного" поворота усилия P_O [16], который разбивает рабочую зону ОГЭ на несколько подзон (у ЭГ-12А на сетке с шагом в 0,25 м на уровне стоянки машины таких подзон три - на рис. 3 показана граница между первой и второй подзонами в границах всей рабочей зоны, третья занимает не большую полосу у дальней границы рабочей зоны и на рисунке 3 не показана из-за ее малости);
- вторая подзона (см. рис. 3 - правая его часть) - всегда характеризуется близкой к максимальным значениям горизонтальной составляющей усилия P_O;
- рисунок 3 в целом показывает, что общая картина, выражаемая рисунками 1 и 2, имеет место и для прочих точек рабочей зоны.

Заключение. В настоящей небольшой работе мы рассмотрели два способа разложения усилия P_O при стопорении ковша ОГЭ в рамках плоской задачи. На наш взгляд, следует тщательно развести эти два способа - так как второй способ актуален для многочисленных расчётов в рамках процедур анализа при проектировании ОГЭ, а первый представляет определенный интерес для задач синтеза.

При этом нельзя путать стопорение ковша ОГЭ и копание мехлопат, которые имеют значительные принципиальные отличия. Заметим, что в тексте настоящей работы нами представлены некоторые данные о поведении и о свойствах "всех" возможных составляющих усилия P_O.

Список литературы

1. Петерс Е.Р. Основы теории одноковшовых экскаваторов. М.: Машгиз, 1955. 260 с.

2. Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины. Ч.1. М.: Госстройиздат, 1961. 651 с.
3. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М.: Машиностроение, 1965. 464 с.
4. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения. М.: Машиностроение, 1969. 318 с.
5. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.
6. Баловнев В.И., Зеленин А.Н., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 424 с.
7. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
8. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование» / Д.П. Волков, В.Я. Крикун, К.С. Гаевская и др.; Под общ. ред. Д.П. Волкова. М.: Машиностроение, 1992. 448 с.
9. Отчет о НИР «Создать и отработать рациональные конструктивно-технологические формы сварных узлов из стали повышенной прочности для рабочего оборудования гидравлических экскаваторов». М.: ВНИИСДМ, 1976. 296 с.
10. Побегайло П.А. Математическая модель определения нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания // Интерстроймех – 2002: Материалы межд. науч. конф. / МГТУ. Могилев, 2002. с. 179 – 181.
11. Побегайло П.А. О формировании и оценке вектора силы сопротивления грунта копанию на зубьях ковша мощного карьерного гидравлического экскаватора прямого копания // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: VI Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2008. с. 73 – 78, 110.
12. Побегайло П.А. Об одной формуле, применяемой при оценке нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: IX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2011. с. 402 – 411
13. Побегайло П.А., Крикун А.В., Побегайло А.П. Расчёт нагруженности мощного одноковшового гидравлического экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: сб. докладов XI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2013. с. 113 – 117.
14. Побегайло П.А. Исследование нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов // Проблемы механики современных машин: материалы VII международной конференции. В 2 томах. Т. 1. Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2015. с. 301 – 304.
15. Побегайло П.А. О работе штоковой или поршневой полостью при оценке нагруженности гидравлического экскаватора // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2017. с. 314 – 316.
16. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
17. 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.
18. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.

УДК 621.879.3

ДАЛЬНЕЙШЕЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ КОВШОМ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А

Побегайло П.А.[1] к.т.н.; **Ильина А.Н.**[2], доц., к.физ-мат.н.; **Крицкий Д.Ю.**[3] инж.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ; [2] - ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ;
[3] - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

В настоящей работе представлены некоторые результаты наших исследований статической нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов с разными видами рабочего оборудования. А именно: для режима копания на уровне стоянки экскаватора (который является одним из самых важных для экскаваторов типа прямая лопата) получены и приведены в тексте графики, характеризующие поведение суммарных усилий на штоках гидроцилиндров исполнительных механизмов рабочего оборудования в случае, когда силы сопротивления грунта копанию при упоре ковша в абсолютно жесткое, непреодолимое препятствие – иными словами, при стопорении ковша - достигают своего максимума. При этом рассмотрен основной расчетный режим, характеризуемый различными положениями вектора силы сопротивления грунта копанию на плоскости. Полученные данные могут быть использованы для введения новых локальных оценок качества проектирования как самих исполнительных гидромеханизмов, так и рабочего оборудования и/или всей машины. Кроме того понимание процесса поведения данных усилий способствуют уточнению ряда проектных процедур. Попутно получено дополнительное подтверждение тому, что возможности механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А недоиспользовались, а само рабочее оборудование было спроектировано далеко не оптимально.

***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; копание ковшом; нагруженность экскаваторов; усилия на штоках гидроцилиндров*

FURTHER INVESTIGATION OF THE DIGGING PROCESS BUCKET AT THE PARKING LEVEL OF THE EG-12A EXCAVATOR

Pobegailo P.A.[1], **Ilyina A.N.**[2], **Kritckij D.Y.**[3]
[1] - Independent researcher, Moscow, Russia; 2 - "Moscow Aviation Institute (National Research University)", Moscow, Russia; [3] - JSC SUEK-Krasnoyarsk, Krasnoyarsk, Russia

This paper presents some results of our studies of static loading of hydraulic excavators with different types of working equipment. Namely: for the digging mode at the excavator parking level (which is one of the most important for excavators of the straight shovel type), graphs describing the behavior of the total forces on the rods of hydraulic cylinders of the actuators of the working equipment are obtained and given in the text when the forces of soil resistance to digging when the bucket stops at an absolutely rigid, insurmountable obstacle – in other words, when the bucket stops - reach their maximum. At the same time, the main design mode is considered, characterized by different positions of the vector of the resistance force of the soil to digging on the plane. The data obtained can be used to introduce new local assessments of the design quality of both the executive hydraulic mechanisms themselves and the working equipment and/or the entire machine. In addition, understanding the process of the behavior of these efforts contribute to the refinement of a number of project procedures. Along the way, additional confirmation was received that the capabilities of the EG-12A excavator bucket drive mechanism were underused, and the working equipment itself was far from optimally designed.

***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; digging with a bucket; loading of excavators; forces on hydraulic cylinder rods*

Введение. Давным-давно известно, что для прямых гидравлических лопат режим копания на уровне стоянки машины является основным. По-

этому естественно выделить данный режим из гаммы всех прочих и уделить его исследованию особое внимание.

При этом логично начинать такого рода исследование с рассмотрения различных аспектов статики этого процесса – например, с анализа статической нагруженности – оценки максимально реализуемой силы сопротивления грунта копанию (ССГК), которая выполняется по разработанной нами методике [1 - 14 и многие др.].

В работах [8, 11 и др.] ряд результатов указанного выше анализа был нами представлен. Настоящая же работа их продолжает - освещая характер изменения усилий на штоках гидроцилиндров рабочего оборудования (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) прямого копания на примере машины ЭГ-12А. При этом из-за ограничений на объем настоящей работы мы обсуждаем процесс работы ковшом вдоль гусениц без учёта сил трения грунта о ковш (РО и ССГК рассматриваются в рамках плоской задачи; машина стоит на абсолютно ровном и жестком основании; ковш считается наполненным полностью и т.д.).

Напомним, что в наших работах [1 - 14 и многих др.] принято выделять два режима исследования нагруженности – при первом мы считаем, что вектор ССГК P_0 перпендикулярен т.н. радиусу копания [15, 16]; во втором случае мы считаем, что указанный вектор может занимать любое возможное положение на плоскости. В настоящей работе мы уделим основное внимание второму режиму, т.к. именно он представляет основной интерес для расчётов РО на статическую прочность. Итак.

Основные результаты. Используя разработанную нами методику анализа статической нагруженности ОГЭ [1 - 14 и многие др.] мы получили искомые значения ССГК (см., например, в [8]).

При этом кроме численных значений и характера пространственного распределения ССГК значительный научный и практический интерес представляют некоторые дополнительные характеристики, и в частности, суммарные усилия на штоках гидроцилиндров РО ОГЭ. Их характер изменения в рамках операции копания на уровне стоянки имеет вид иллюстрируемый рисунками 1 – 3 (там показаны суммарные усилия для цилиндров ковша, рукояти и стрелы соответственно). На рисунках 4 и 5 данные усилия сведены воедино, для удобства их анализа.

Анализ рисунков 1 – 5 и др. говорит нам следующее:

- у каждого гидромеханизма РО ОГЭ суммарное статическое усилие на его штоке всегда колеблется в некоторых экстремальных границах (при рассмотрении разных точек рабочей зоны и/или различных конфигураций РО в различных расчетных режимах анализа нагруженности), численные значения которых однозначно определяются конструкцией самого цилиндра, их числом и режимом их работы (т.е. численным значением реактивного или активного давления в гидравлической системе). Четыре таких экстремальных значений могут быть названы статическими константами кон-

кретного гидромеханизма. Если все группы гидроцилиндров РО ОГЭ унифицированы, то таких чисел будет всего четыре (например, как у ЭГ-12А), в противном случае их будет шесть (для случая раздельного копания);
- у ЭГ-12А суммарное статическое усилие для любого гидромеханизма в реактивном режиме работы всегда находиться в интервале: $-3431 \le P_i \le 5630$ (в кН; где i - номер рассматриваемой точки);

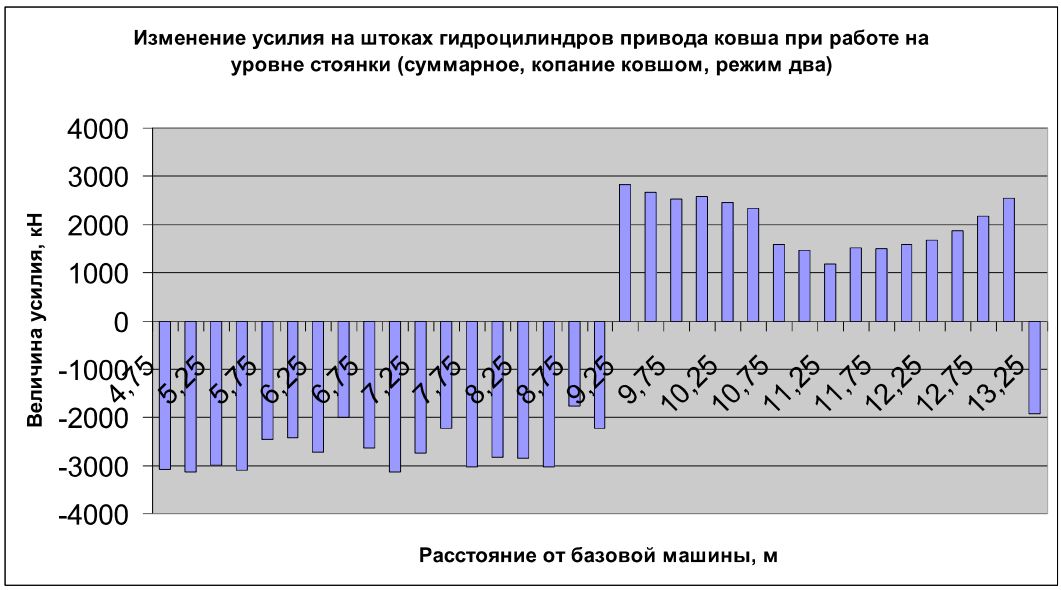


Рис. 1 Характер изменения суммарного усилия на штоках гидроцилиндров привода ковша ЭГ-12А при работе на уровне стоянки машины (копание ковшом; режим нагруженности два)

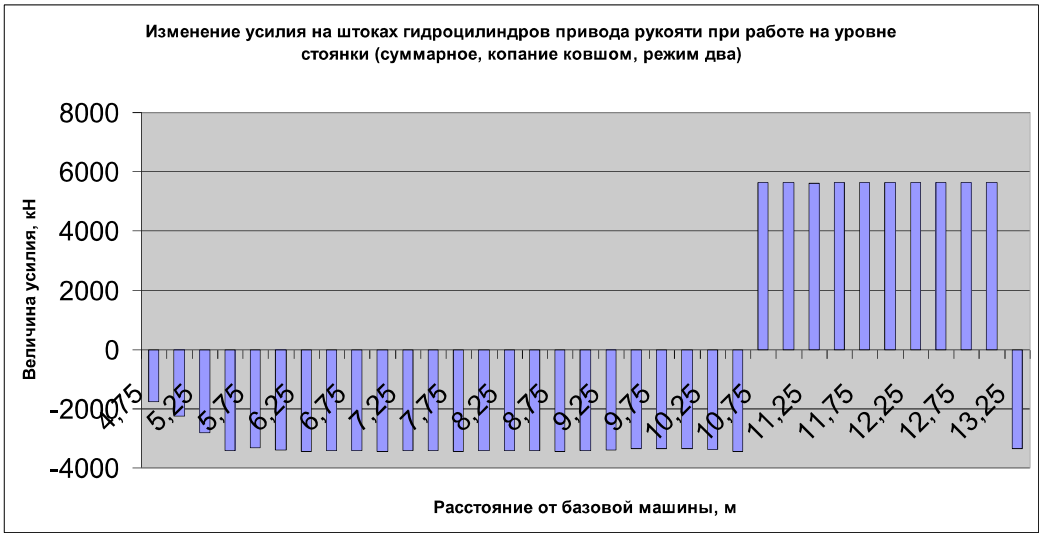


Рис. 2 Характер изменения суммарного усилия на штоках гидроцилиндров привода рукояти ЭГ-12А при работе на уровне стоянки машины (копание ковшом; режим нагруженности два)

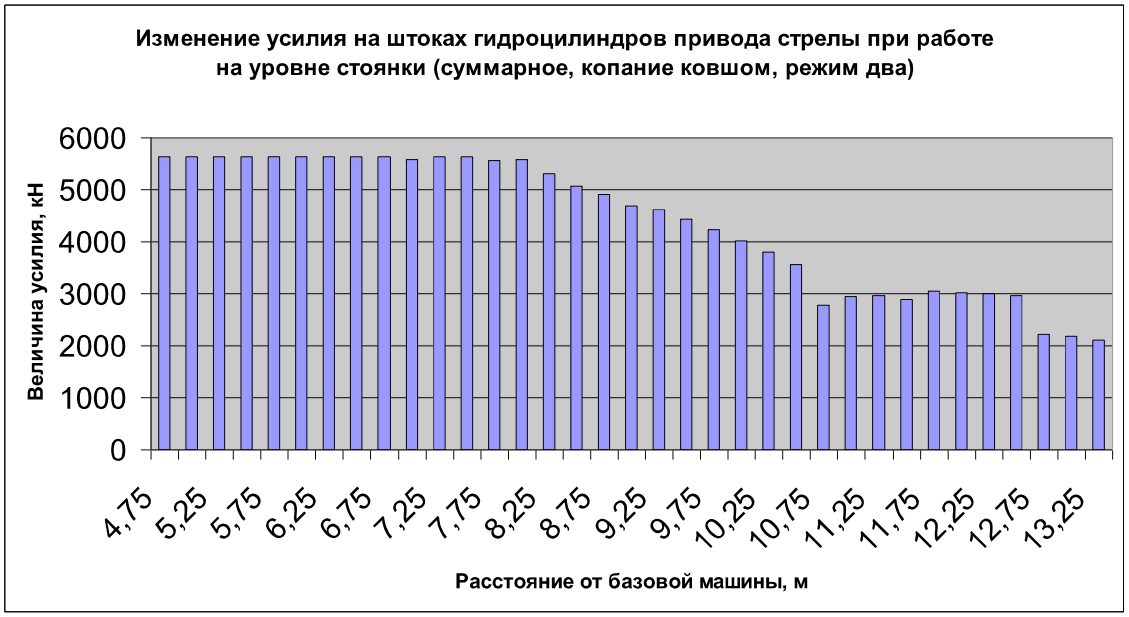


Рис. 3 Характер изменения суммарного усилия на штоках гидроцилиндров привода стрелы ЭГ-12А при работе на уровне стоянки машины (копание ковшом; режим нагруженности два)

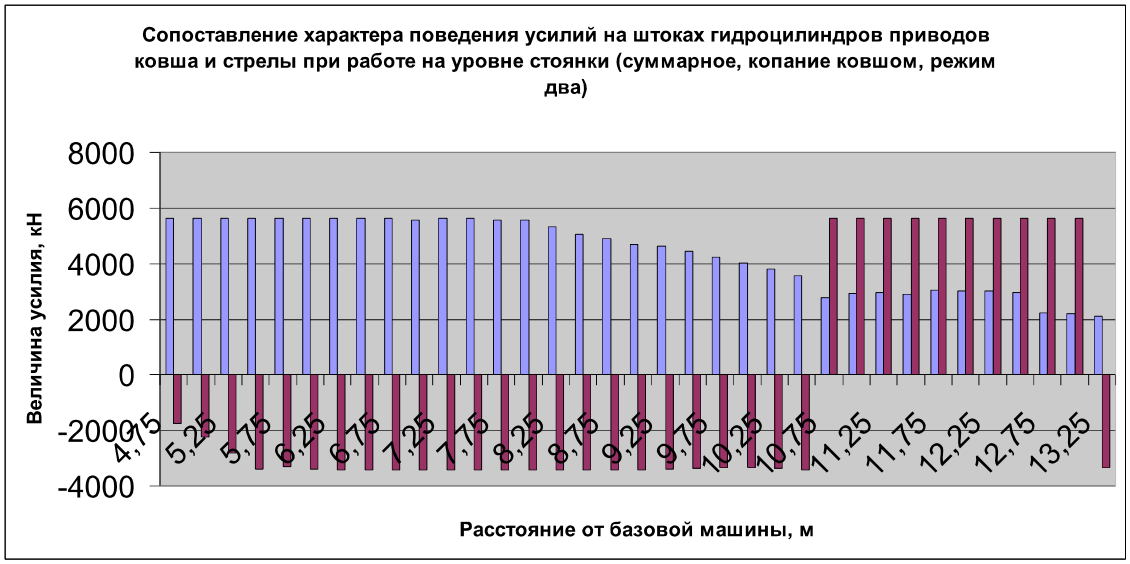


Рис. 4 Сопоставление характера поведения суммарных усилий на шоках гидроцилиндров механизмов привода ковша и стрелы ЭГ-12А (работа на уровне стоянки; режим номер два; копание ковшом)

- у ЭГ-12А суммарное статическое усилие для любого гидромеханизма в активном режиме работы всегда находиться в интервале: $-3137 \le P_i \le 5147$ (в кН; где i - номер рассматриваемой точки);
- значительное влияние на поведение большинства показателей и характеристик РО ОГЭ оказывает учет или не учёт коэффициента полезного действия. Отметим, что в наших работах мы считаем его равным единице, что

вполне допустимо в данном цикле наших работ, но в дальнейшем этот вопрос нуждается в существенном развитии и уточнении;

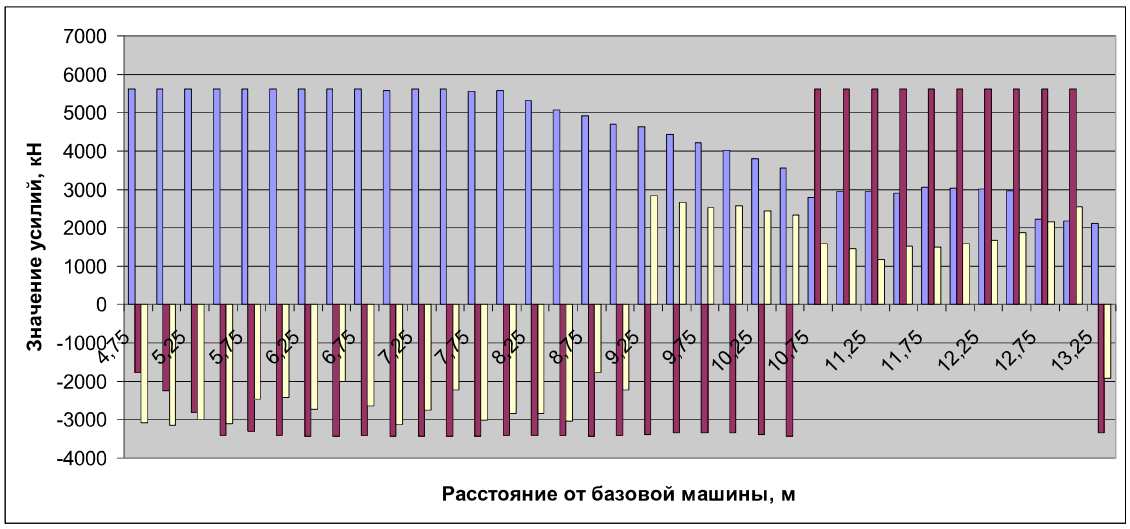


Рис. 5 Сопоставление характера поведения суммарных усилий на шоках гидроцилиндров механизмов привода ковша, рукояти и стрелы ЭГ-12А (работа на уровне стоянки; режим номер два; копание ковшом)

- штоки гидроцилиндров РО ОГЭ работают в сложном знакопеременном режиме нагружения, испытывая существенные сжимающие и растягивающие усилия;
- характер пространственного распределения усилий представляет значительный интерес и успешно иллюстрируется рисунками 1 - 5 и им аналогичными. Отметим, что в рассматриваемой сейчас нами задаче лишь гидроцилиндры стрелы работают только на растяжение, испытывая максимальное нагружение в первой половине траектории копания, и далее несколько разгружаясь. Остальные гидроцилиндры на первой половине траектории движения зубьев ковша работают на сжатие и лишь далее на растяжение (нагружение каждой группы гидроцилиндров РО различно численно и пространственно; кроме того, гидромеханизм привода рукояти нагружен достаточно монотонно на значительных участках рассматриваемой траектории движения зубьев ковша). При этом возможности гидромеханизма привода ковша недоиспользованы (что подтверждается еще и тем фактом, что ни в одной точке на уровне стоянки не удается реализовать активное давление насосов);
- средние значения суммарных усилий на штоках могут быть использованы, по мере накопления статистики, как некоторые локальные критерии качества и РО, и всей машины;
- у ЭГ-12А в рассматриваемом режиме работы средние значения суммарного усилия таковы, для привода ковша, рукояти и стрелы соответственно: -508,057 кН; -721,543 кН; 4384,6 кН;

- значительный интерес представляет частотное распределение значений рассматриваемых нами суммарных усилий - так у ЭГ-12А при копании ковшом на уровне стоянки: гидроцилиндры стрелы в 31,4% рассмотренных точек нагружены усилием в 5630 кН, а в 14,3% точек - усилием более 5000 кН (иными словами, почти в половине точек гидроцилиндры нагружены максимально), в 17,1% точек гидроцилиндры нагружены усилием более 4000 кН, в 14,3% точек гидроцилиндры нагружены усилием более 3000 кН и лишь в 22,9% процентах точек усилием более 2000 кН; гидроцилиндры рукояти в 28,6% точек работают на растяжение, а в 71,4% точек на сжатие. При этом в 25,7% точек гидроцилиндры нагружены усилием в 5630 кН, а в 2,9% точек усилием более 5000 кН. Кроме того, в 11,4% точек гидроцилиндры нагружены усилием в -3431 кН (иными словами, в 37,1% точек гидроцилиндры нагружены максимально), в 51,4% точек гидроцилиндры нагружены усилием более (надеемся, что всем понятно что мы тут имеем в виду) -3000 кН (иными словами, в 91,4; точек гидроцилиндры нагружены усилиями близкими к максимальным - более 5000 и -3000 кН соответственно), в 5,7% точек гидроцилиндры нагружены усилием более -2000 кН, а в 2,9% точек гидроцилиндры нагружены усилием более -1000 кН; гидроцилиндры ковша в 45,7% точек работают на растяжение, а в 54,3% точек на сжатие. При этом в 22,85% точек гидроцилиндры нагружены усилием более 2000 кН, а в 22,85% точек усилием более 1000 кН (видимо, тут можно говорить о недоиспользовании возможностей привода ковша и о не лучшем качестве его проектирования). Кроме того, в 14,3% точек гидроцилиндры нагружены усилием более -3000 кН, а в 2,9% точек максимальным усилием -3137 кН (что подтверждает мысль о не лучшем качестве проектирования и недоиспользовании возможностей механизма), в 28,6% точек гидроцилиндры нагружены усилием более -2000 кН, в 8,6% точек гидроцилиндры нагружены усилием более -1000 кН. По мере накопления статистики данная характеристика может стать эффективной при сравнении машин и механизмов между собой и при определении качества проекта;
- поведение и численные значения усилий на штоках гидроцилиндров во многом определяются поведением ССГК;
- важное значение при анализе нагруженности ОГЭ имеет шаг расчетной сетки. Так, желательно при исследовании нагруженности гидроцилиндров РО, брать его не более метра, лучше же не более 0,25 метра (для рассматриваемого класса машин);
- существенна разница между нагруженностью гидроцилиндров в первом и втором расчетных режимах (детальнее про это мы поговорим в иных наших работах), что требует значительной аккуратности в ответе на вопрос о том, какие значения суммарных усилий использовать в различных проектных процедурах анализа и синтеза;
- в последние десятилетия существенно выросло качество гидравлической аппаратуры, что привело к возможности увеличения рабочих давлений в

гидравлической системе ОГЭ, что и было реализовано рядом иностранных компаний. При этом неизбежно и значительно выросла нагруженность несущих металлоконструкций ОГЭ, что необходимо учитывать при разработке отечественной техники;

- получаемые по разработанной нами методике численные ряды указанного суммарного статического усилия могу быть использованы также и при анализе динамики гидравлического привода ОГЭ в качестве внешнего нагружения (с тем пониманием, что это весьма сильное допущение). Возможно это и в иных расчетных процедурах.

Дополнительно напомним, что любой из представленных нами выше рисунков (а точнее, численных рядов) может быть "обработан" с использованием методов гармонического анализа.

Заключение. В настоящей работе её авторами представлена незначительная часть полученных новых результатов при исследовании статической нагруженности ОГЭ с разными видами РО.

При этом в рамках настоящей публикации речь идет лишь о рассмотрении режима копания ковшом на уровне стоянки машины, как об особом и важном режиме работы прямых гидравлических лопат.

Сейчас, из всей возможной гаммы полученных нами материалов, мы привели лишь графики, характеризующие изменения суммарного статического усилия гидроцилиндров РО в т.н. втором расчетном режиме - когда вектор ССГК P_0 может занимать любое возможное положение на плоскости. Отметим, что настоящее исследование в указанной выше постановке выполнено впервые в нашей стране, а полученные результаты могут быть с успехом использованы в условиях реальной проектной деятельности.

Заметим, что при анализе представленных графиков в настоящей работе нами показана полезность и важность частотного анализа, а также выявлены те параметры, которые могут стать по мере накопления статистики локальными мерами качества как для отдельных исполнительных механизмов РО, так и для всей машины в целом.

Нами вновь подтверждено, что качество проектирования ЭГ-12А было не оптимальным - так возможности механизма привода ковша были недоиспользованы, а иные исполнительные механизмы РО перегружены (что и определило низкую надежность этого экскаватора).

Список литературы

1. Побегайло П.А. Математическая модель определения нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания // Интерстроймех – 2002: Материалы межд. науч. конф. / МГТУ. Могилев, 2002. с. 179 – 181.
2. Побегайло П.А. О формировании и оценке вектора силы сопротивления грунта копанию на зубьях ковша мощного карьерного гидравлического экскаватора прямого копания // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: VI Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2008. с. 73 – 78, 110.

3. Побегайло П.А. Об одной формуле, применяемой при оценке нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: IX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2011. с. 402 – 411
4. Побегайло П.А., Крикун А.В., Побегайло А.П. Расчёт нагруженности мощного одноковшового гидравлического экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: сб. докладов XI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2013. с. 113 – 117.
5. Побегайло П.А. Направление вектора Ро при оценке нагруженности гидравлического экскаватора // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2017. с. 317 – 319.
6. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю. Исследование процесса копания ковшом на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А: анализ нагруженности // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 86 – 90.
7. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю. Исследование механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 268 – 276.
8. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
9. 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.
10. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.
11. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 133 с.
12. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчёта. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. 113 с.
13. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование механизма рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2005, № 20. с. 21 – 27.
14. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8 с. 20 – 24.
15. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. с. 10 - 15.
16. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. с. 3 – 8.
17. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18 – 21, 2007. 6 pp.
18. Mitrev R. PSAB – a new tool for position and static force analysis of a backhoe excavating equipment // Българско списание за инженерно проектиране, бр. 1, декември 2008. pp. 36 – 45.
19. Hiller N. Geometric algorithms for machine dynamics. PhD Diss. School of Engineering the University of Queensland, Brisbane, Australia, 2006. 200 p.

УДК 621.879.3

К ВОПРОСУ О РЕАЛИЗАЦИИ АКТИВНОГО УСИЛИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Побегайло П.А.[1] к.т.н.; **Комиссаров А.П.** [2] проф., д.т.н.;
[1] - Независимый исследователь, г. Москва, РФ; [2] - УГГУ, г. Екатеринбург, РФ;

В настоящей работе её авторами кратко рассмотрен важнейший вопрос о том, что такое активное усилие на зубьях ковша гидравлического экскаватора и почему его не удается реализовать в полном объеме. Для этого рассмотрена модельная задача о работе механизма привода ковша и воздействии на него всего одного ограничения - формируемого в механизме привода рукояти, который в свою очередь работает в реактивном режиме. В качестве объекта исследования взят экскаватор ЭГ-12А. Для этой машины установлено, что она заведомо не была способна реализовать свое активное усилие при копании ковшом в большинстве возможных пространственных конфигураций рабочего оборудования, что влекло за собой её перегрузки и низкую надёжность. На основании представленной в настоящей работе Теоремы, в рамках предлагаемого авторами нового похода к синтезу элементов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, негативная ситуация с недоиспользованием гидравлическими экскаваторами своего силового потенциала может быть значительно улучшена.
***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; копание ковшом; нагруженность экскаваторов; реализация активного усилия*

ON THE ISSUE OF IMPLEMENTING AN ACTIVE EFFORT HYDRAULIC EXCAVATOR

Pobegailo P.A. [1], Komissarov A.P. [2]

***Abstract:** In this paper, its authors briefly considered the most important question of what is the active force on the teeth of the bucket of a hydraulic excavator and why it cannot be realized in full. For this purpose, a model problem is considered about the operation of the bucket drive mechanism and the effect on it of only one restriction - formed in the handle drive mechanism, which in turn operates in a reactive mode. The EG-12A excavator was taken as an object of research. For this machine, it was found that it was obviously not able to realize its active effort when digging with a bucket in most possible spatial configurations of working equipment, which entailed its overload and low reliability. Based on the Theorem presented in this paper, within the framework of the new approach proposed by the authors to the synthesis of elements of the working equipment of hydraulic excavators, the situation with the underutilization of hydraulic excavators of their power potential can be significantly improved.*
***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; digging with a bucket; loading of excavators; decomposition of efforts during stoppage; implementation of an active effort*

Введение. В некотором роде главной проектной и эксплуатационной характеристикой одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) может быть признано численное значение и вид пространственного распределения реализуемого этой машиной максимального активного усилия на зубьях ковша (иными словами, максимального активного давления насосов). Именно это во многом и определяет эффективность процесса экскавации.

При этом в рамах как проектирования, так и анализа уже существующих ОГЭ обычно речь идёт о двух режимах статической нагруженности [1

- 5 и многие др.] - когда вектор силы сопротивления грунта копанию (ССГК) перпендикулярен тому или иному радиусу копания, и когда положение этого вектора может быть любым на плоскости (при раздельном копании и в рамках плоской задачи).

Второй режим нагруженности полезен в проектных задачах анализа, а первый - синтеза.

Заметим, что заветной и недостижимой мечтой проектировщика ОГЭ является создание такой машины, которая могла бы полностью реализовывать все возможности своего гидравлического привода по всей её теоретической рабочей зоне. Более реалистичным и в меру достижимым является задача обеспечения реализации активного усилия того или иного исполнительного механизма хотя бы в рамах специально выделенной части рабочей зоны - той части, где машина в основном и осуществляет экскавацию (фактическая часть рабочей зоны, которая заведомо значительно меньше теоретической рабочей зоны).

Что же ограничивает, мешает реализации активного усилия? Как это выглядит?

Рассмотрим ответ на этот вопрос на модельной задаче - на примере копания ковшом экскаватора ЭГ-12А в первом режиме нагружения, в случае когда машина стоит на ровном и жестком основании и работает вдоль гусениц.

Основные результаты. Характер изменения активного усилия P_O на зубьях ковша при копании ковшом для рассматриваемого случая нагружения показан на рисунке 1 [6 и др.]. Данный график не учитывает влияние на это активное усилие каких-либо ограничивающих факторов.

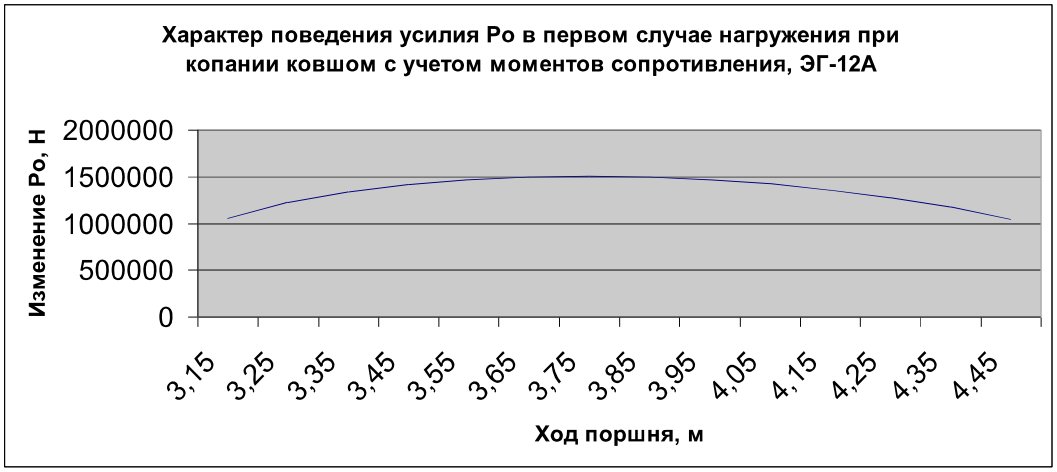


Рис. 1 Изменение усилия на зубьях ковша ЭГ-12А без учета каких-либо ограничений (копание ковшом, первый режим нагружения)

В действительности такое поведение указанного усилия чаще всего не достижимо (касается это и численных значений), а если и достижимо - то с большим количеством оговорок разного рода (так, напомним, что мы сей-

час не затрагиваем вопросов динамики). Одним из ограничивающих факторов для "активного механизма" привода ковша в статике является "реактивный механизм" привода рукояти. Рассмотрим этот вопрос подробнее, как мы уже писали выше - в виде некоторой модельной задачи, для того чтобы улучшить наше понимание процессов протекающих в рабочем оборудовании (РО) ОГЭ.

В наших работах [6 и др.] показано, что для РО ОГЭ имеет место следующая **Теорема**:

Максимальное численное значение реализуемого усилия P_0 на зубьях при копании ковшом (активное усилие) ограничено рядом конструктивных характеристик механизмов привода рукояти и ковша (а, следовательно, и некоторыми характеристиками гидравлического привода).

Иными словами, всегда имеет место следующее неравенство:

$$(P_0)_K^A \le \frac{M^{\text{Р}}_{\text{вреакт}}}{c - b \cdot \cos(\gamma_i)}, \qquad (1)$$

где γ_i – угол между рукоятью и ковшом; c и b - кинематические длины ковша и рукояти (константы) [7 и др.]; $M^{\text{Р}}_{\text{вреакт}}$ –реактивный момент, развиваемый гидроцилиндрами привода рукояти относительно шарнира стрела – рукоять.

Отметим, что в неравенстве (1) индекс i следовало бы поставить всем меняющимся параметрам, что затруднило бы его восприятие.

Практическая суть данной **Теоремы** состоит в том, чтобы опираясь на нее при синтезе РО исключить просадку гидроцилиндров привода рукояти при копании ковшом (которая появляется из-за сжимаемости рабочей жидкости).

Суть этого требования состоит в том, чтобы минимальное значение момента развиваемого гидроцилиндрами привода рукояти относительно шарнира стрела - рукоять в реактивном режиме работы этого привода было больше или равно максимальному значению активного момента развиваемого гидроцилиндрами привода ковша относительно того же шарнира при любом возможном положении ковша.

В рамках рассмотрения конкретного численного примера мы проходим весь диапазон хода поршней гидроцилиндров привода рукояти ОГЭ ЭГ-12А с некоторым небольшим постоянным шагом, определяя каждый раз численное значение реактивного момента из неравенства (1) {как бы рассматривая разные фиксированные положения элементов стрела - рукоять при копании ковшом}.

Далее, для каждого рассматриваемого нами положения рукояти (и, соответственно, для каждого своего значения момента) мы вычисляем правую часть неравенства (1) целиком {сразу же очевидно, что численные значения будут различны}. При этом мы также с некоторым постоянным

шагом проходим и диапазон существования угла между рукоятью и ковшом.

Рассматриваем некоторое конечное множество положений рукояти относительно стрелы, а в каждом таком положении рукояти рассматриваем еще и совокупность положений ковша относительно рукояти. Это позволяет получать нам для каждого положения рукояти характер поведения правой части неравенства (1). На рисунке 2 показан типовой график, иллюстрирующий это.



Рис. 2 Характер поведение правой части неравенства (1), в первом рассматриваемом нами положении рукояти (цилиндры максимально вдвинуты)

Для каждого рассматриваемого нами положения рукояти, мы сводим воедино графики 1 и 2. Выглядит это так, как показано на рисунке 3. На этом рисунке розовая линия (в начале хода цилиндра - сверху) - это усилие с рисунка 1 (активное усилие ковша); синяя линяя (в начале хода цилиндра - снизу) - это правая часть неравенства (1) с рисунка 2. Рассматривается случай с полностью вдвинутыми гидроцилиндрами привода рукояти. Синяя линяя ограничивает активное усилие копания приводом ковша - то есть машина не может на более чем двух третях своей траектории движения зубьев ковша реализовать все возможности своей гидравлической системы. Реальное численное значение реализуемого усилия определяется синей линией до момента ее пересечения с розовой, и лишь в самом конце хода цилиндров привода ковша розовой.

На рисунках 4 и 5 показано то же самое, что и на рисунке 3 для еще двух отдельных положений рукояти на первой половине хода цилиндров этого привода. Рисунок 6 аккумулирует в себе первые тринадцать рассмотренных положений рукояти.

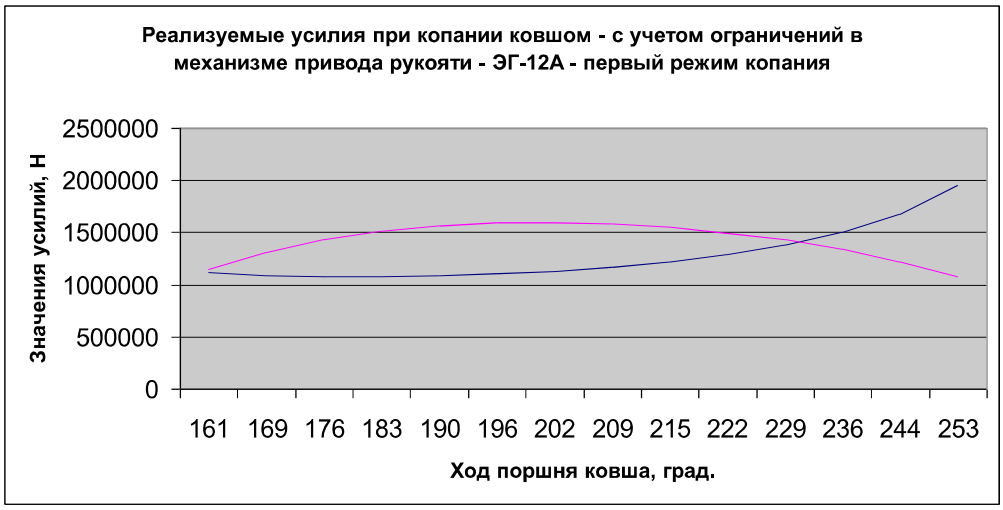


Рис. 3 Реально реализуемое усилие в первом положении рукояти при копани ковшом (режим один)

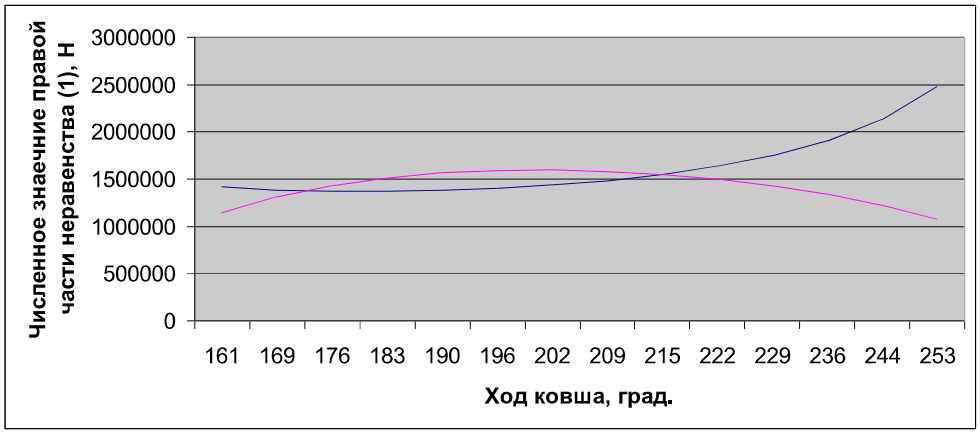


Рис. 4 Реально реализуемое усилие в седьмом положении рукояти при копани ковшом (режим один)

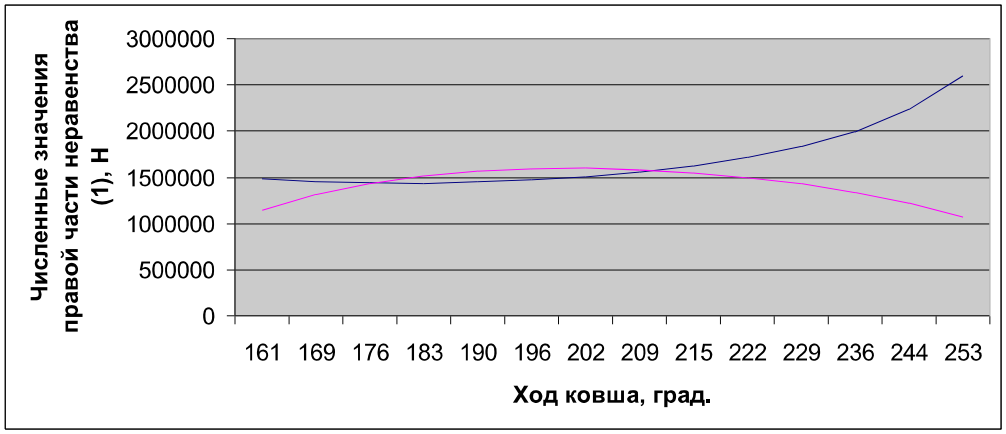


Рис. 5 Реально реализуемое усилие в тринадцатом положении рукояти при копани ковшом (режим один) - максимальная длина траектории, где удается реализовать активное усилие

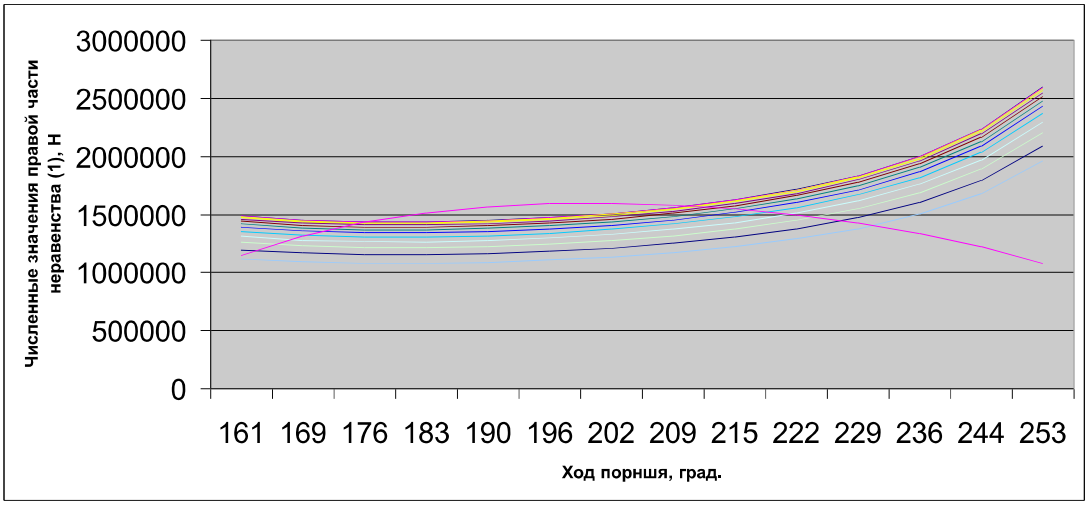


Рис. 6 Характер поведения длины траектории допускающей реализацию активного усилия при копании ковшом (режим один) - в первых тринадцати рассматриваемых положениях рукояти

Анализ этих рисунков показывает, что на этой первой части хода цилиндров привода рукояти происходит "движение" синей линии вверх по мере выдвижения штоков цилиндров механизма привода рукояти, что соответствует увеличению длины траектории зубьев ковша (в конце и начале траектории) на которой возможно реализовать активное усилие. Однако центральная часть траектории так и не становиться доступной, хотя именно там и нужно было бы добиться реализации активного усилия.

Рост доступной части траектории происходит до момента достижения того положения рукояти относительно стрелы, когда значение реактивного момента становиться максимальным. Во всех последующих положениях рукояти синяя линяя "движется" только вниз - тем самым уменьшая траекторию реализации активного усилия привода ковша. Это иллюстрируют рисунки 7 и 8.

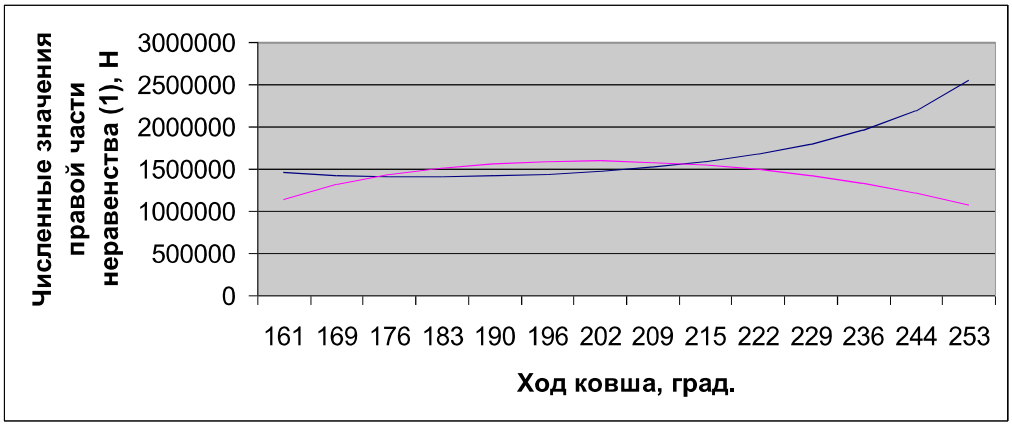


Рис. 7 Реально реализуемое усилие в семнадцатом положении рукояти при копании ковшом (режим один)

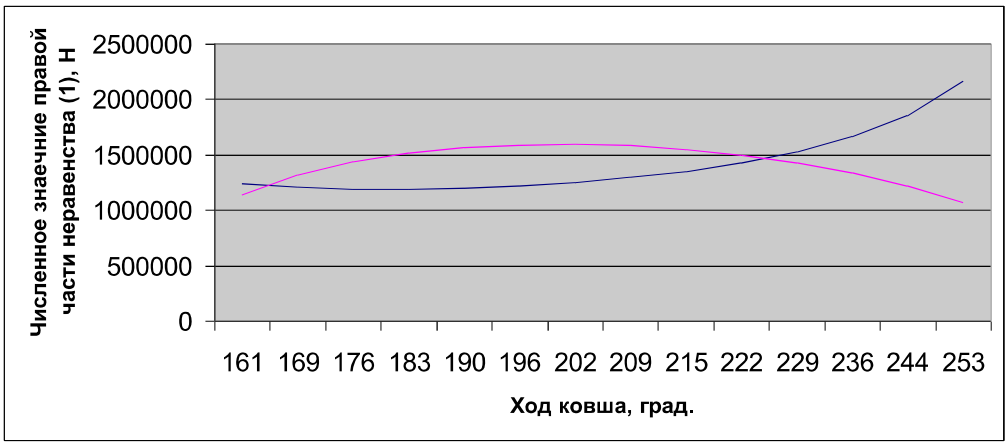


Рис. 8 Реально реализуемое усилие в двадцать пятом положении рукояти при копании ковшом (режим один) - рукоять максимально выдвинута

На рисунке 8 показано крайнее положение рукояти - когда она максимально отвернута от стрелы. Анализ представленных графиков указывает нам на то, что их площадь (которую можно истолковать как работу, затрачиваемую на разрушение грунта и наполнение ковша (копание)) могут выступать некоторыми оценками их качества. Однако для использования этого в полной мере необходимо накопление статистической информации.

Кроме того, механизм привода ковша экскаватора ЭГ-12А был спроектирован таким образом, что машина в принципе неспособна реализовать свои силовые возможности, свой силовой потенциал должным образом.

Кроме этого, видно, что в случае экскаватора ЭГ-12А и в рамках настоящей модельной задачи, более рационально работать придерживаясь того положения, что копание ковшом наиболее эффективно при значении угла между стрелой и рукоятью в девяносто градусов (на середине хода гидроцилиндров рукояти), в начале и в конце поворота ковша.

Заметим, что такого рода информация может быть полезной при разработке систем управления ОГЭ.

Отметим, что величина допустимого реактивного давления в гидравлической системе экскаватора ЭГ-12А составляла 35 МПа (давление настройки вторичных предохранительных клапанов) [8 - 10 и др.]. Возникает логичный вопрос о том, а не получиться ли улучшить ситуацию с реализацией активного усилия простым увеличением давления. Рассмотрим это через призму рисунков 9 и 10 - при увеличении значения до 40 МПа.

Анализ рисунков 9 и 10 показывает, что увеличив значение реактивного давления в гидравлической системе, удается улучшить ситуацию с реализацией активного усилия при копании ковшом (в рамках нашей модельной задачи). Иными словами, появляется некоторый набор положений рукояти относительно стрелы, в которых копание ковшом эффективно по всей траектории движения зубьев ковша.

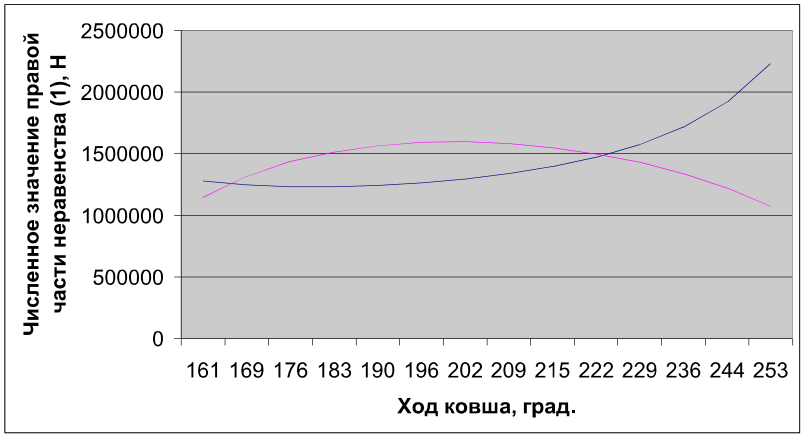


Рис. 9 Реально реализуемое усилие в первом положении рукояти при копании ковшом (режим один) - реактивное давление 40 МПа

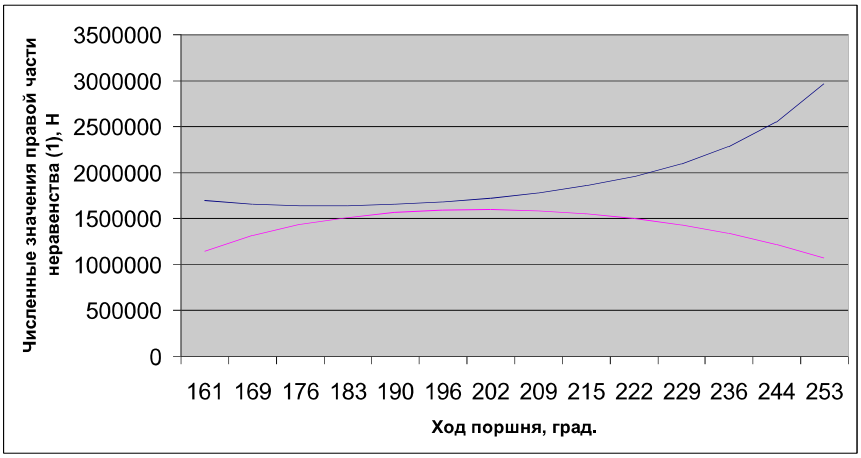


Рис. 10 Реально реализуемое усилие в тринадцатом положении рукояти при копании ковшом (режим один) - реактивное давление 40 МПа

Очевидно, что уменьшив еще и значение активного давления такой диапазон возможно нарастить дополнительно (нечто подобное делали по собственной инициативе специалисты эксплуатировавшие экскаватор ЭГ-12А). Однако снижение активного давления уменьшает эффективность экскавации, а увеличение реактивного давления повышает уровень нагрузок на несущие металлоконструкции - снижая при этом надежность машины (по сути, мы приходим к понятию перегрузки).

Заключение. В настоящей работе мы кратко рассмотрели вопрос о реализации активного усилия для ОГЭ. При этом для простоты и удобства нами была сформулирована и рассмотрена лишь модельная задача - с учетом всего лишь одного ограничения - накладываемого "реактивным" механизмом привода рукояти на "активный" механизм привода ковша.

На примере экскаватора ЭГ-12А была показана целесообразность учета такого рода ограничений, выраженных в виде соответствующих **Теорем** (одна из которых выше была представлена).

Для выбранного в качестве образца экскаватора было определено, что его проектанты таких ограничений не знали и/или не учитывали и посему не смогли (да и не могли априори) обеспечить для этой машины возможность максимально полной реализации ее силового потенциала - всех возможностей гидравлической системы (насосов), попутно существенно ухудшив надежность этого экскаватора.

Площадь представленных в этой работе графиков может быть истолкована как работа, затрачиваемая на разрушение грунта и наполнение ковша (копание), и может служить вполне определенной оценкой эффективности как РО, так и конкретных исполнительных механизмов (а также и траекторий движения зубьев ковша).

Отметим, что исполнительные механизмы рабочего оборудования ОГЭ недопустимо проектировать раздельно - без учёта их взаимного влияния. Это, в свою очередь, ставит жирный крест на желании отдельных авторов локально оптимизировать тот или иной единичный исполнительный механизм [11, 12 и др.].

Список литературы

1. Зарецкий Л.Б. Статический и динамический анализ плоских механизмов // Машиностроение, 1979. №2. с. 3 – 10.
2. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. М.: Машиностроение, 1980. 216 с.
3. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 133 с.
4. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчёта. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. 113 с.
5. Крикун А.В. Нагруженность рабочего оборудования карьерного гидравлического экскаватора прямого копания: Дисс. … канд. техн. наук. М., 1991. 250 с.
6. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю. Исследование механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 268 – 276.
7. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
8. Экскаватор гидравлический ЭГ-12А. Пояснительная записка 10.91220 ПЗ. Свердловск: УЗТМ, 1980. 124 с.
9. Штейнцайг В.М. Интенсификация открытых горных работ с применением мощных карьерных одноковшовых экскаваторов. М.: Наука, 1990. 142 с.
10. Мельников Н.Н., Неволин Д.Г., Скобелев Л.С. Технология применения и параметры карьерных гидравлических экскаваторов / Отв. ред. Мельников Н.Н. Апатиты: Кольский научный центр РАН, 1992. 220 с.
11. РД 2201-18-84. Методические указания по выбору оптимальных параметров стрелоподъемных механизмов с гидроприводом. М.: ЦНИИТЭстроймаш,, 1984. 16 с.
12. Башкиров В.С. Оптимизация параметров стрелоподъемного механизма одноковшовых универсальных гидравлических экскаваторов: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1986. 125 с.

УДК 621.431

МЕХАНИЗМ ТОРМОЖЕНИЯ ДНИЩА КОВША КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-20 С АВТОМАТИЧЕСКОЙ РЕГУЛИРОВКОЙ

Седошенко А.М., магистрант**, Ильин А.В.** доц., к.т.н**.**
Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

Произведен обзор конструкции механизма торможения днища ковша. Предложена новая конструкция механизма торможения днища ковша карьерного экскаватора и автоматической регулировкой. Рассчитаны усилия сжатия пружин механизма.
***Ключевые слова**: карьерный экскаватор, рабочее оборудование, механизм торможения днища ковша.*

BRAKING MECHANISM OF THE BUCKET BOTTOM OF THE EKG-20 MINING EXCAVATOR WITH AUTOMATIC ADJUSTMENT

Sedoshenko A.M., Ilin A.V.

Review of the design of the bucket bottom braking mechanism was made. A new design of the mechanism for braking the bottom of the bucket of a mining excavator and automatic adjustment is proposed. The forces of compression of the springs of the mechanism are calculated.
***Keywords**: mining excavator, operational equipment, snubber for shovel dipper.*

На основе анализа мирового рынка была выявлена тенденция постоянного увеличения потребления основных видов твёрдых полезных ископаемых. В различные периоды развития мировой промышленности, с характерными экономическими прогрессом и регрессом, наблюдались колебания спроса на минеральное сырьё. Однако общий тренд суммарных объёмов его потребления за последние 50 лет неумолимо растёт, данный рост обусловлен увеличением численности населения планеты и неуклонным промышленным ростом. Объектом исследования является карьерный гусеничный экскаватор ЭКГ-20, производства ПАО «Уралмашзавод». Предмет исследования: механизм торможения днища ковша.

Механизм торможения днища ковша, один из основных узлов экскаватора, поэтому от него напрямую зависит работа экскаватора. Надежность и безотказность данного механизма, позволяет обеспечивать высокую производительность. На основе данных, полученных в ходе эксплуатации, была произведена модернизация механизма торможения днища ковша.

Механизм торможения закрытого типа представляет собой два дисковых тормоза, состоящих из неподвижных обойм, закрепленных сваркой к торцам внешних проушин корпуса ковша соосно с осями поворота днища ковша, при этом центровка обойм относительно расточек ковша осуществляется посредством крышек. В шлицевых полостях обоймы попеременно установлены неподвижные диски, сопрягающиеся со шлицами обойм и поворотными дисками, состоящими из металлических дисков, со-

прягающихся со шлицевым валом и присоединенными к ним фрикционными кольцами.

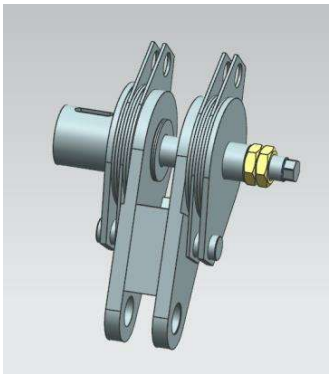


Рисунок 1 - Модель механизма торможения ковша ЭКГ-20

Сжатие пакетов дисков осуществляется посредством пружин, установленных в гнездах нажимных дисков через диски с установленными пальцами, центрирующими пружины. Усилие сжатия пружин осуществляется нажимными винтами, установленными в центральных расточках крышек, закрепленных болтами на наружных торцах обойм.

Механизм саморегулирования предназначен для автоматического сжатия пакетов фрикционных дисков. Это поспособствует исключению проведения ТО механизма торможения днища ковша, что увеличит КПД работы экскаватора.

Механизм саморегулирования включает в себя аккумулятор, помещенный в защитный кожух, электродвигатель, датчик отслеживания момент затяжки гайки, механизм регулирования гайки, создающей натяг при котором производится постоянное сжатие фрикционных пакетов. Применение аккумулятора принято исходя из невозможности проведения проводки до ковша из-за движения рукояти относительно стрелы во время процесса копания экскаватора.

Предложенный механизм состоит из электродвигателя, механизма саморегулирования, датчика контроля момента затяжки, аккумуляторной батареи.

Чтобы найти приведенную длину пути торможения днища ковша воспользуемся формулой:

$$L = \frac{R_{\text{пр}} \cdot \varphi \cdot \pi}{180} \quad (1)$$

где $R_{\text{пр}}$ – приведенный радиус тормозных дисков, м; φ – угол поворота рычага тормоза при открывании, град.

$$L = \frac{0{,}149 \cdot 41{,}3 \cdot 9{,}81}{180} = 0{,}107 \text{ м}.$$

Энергия днища ковша рассчитывается по формуле:

$$A_{\text{от}} = M_g \cdot 9{,}81 \cdot H_{\text{от}} \quad (2)$$

где M_g – масса днища ковша, кг; $H_{от}$ – изменение высоты центра масс днища при открывании, м.

$$A_{от} = 10426 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}332 = 33948 \text{ Дж}..$$

Для того, чтобы определить усилие с которым должен быть затянут тормоз, воспользуемся формулой:

$$N_т = \frac{K_т \cdot A_{от} \cdot 0{,}001}{\mu \cdot n \cdot L} \quad , \qquad (3)$$

где $K_т$ – коэффициент поглощения энергии тормозом на пути открывания; $A_{от}$ – энергия открывания днища, Дж; L – приведенная длина пути торможения, м; μ – коэффициент трения; n – число пар трения в тормозах.

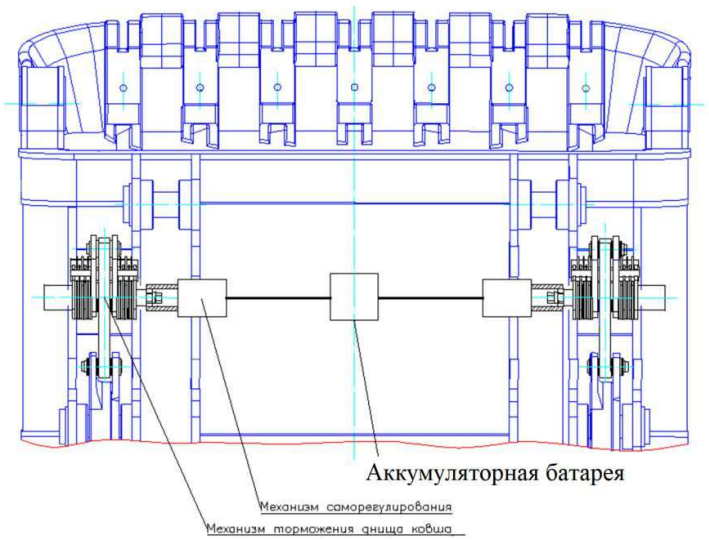


Рисунок 2 – Механизм саморегулирования МТДК на ковше экскаватора

$$N_т = \frac{0{,}75 \cdot 33948 \cdot 0{,}001}{0{,}36 \cdot 32 \cdot 0{,}107} = 20{,}6 \text{ кН}$$

Таким образом, механизм регулирования МТДК должен поддерживать усилие сжатия равным 20,6 кН.

Список литературы

1. Алексеев, И. А. Модернизация механизма открывания днища ковша : вкр магистра : 23.04.02А : защищена 03.06.19: утв. 15.04.19 / Лукашук Ольга Анатольевна. - Екатеринбург, 2019. -99 с.
2. Пат. на изобретение No US 9,045,883 B2. Snubber for shovel dipper /Dave Schob, Richard Nicoson, William R. Powers ; заявл. 14.04.2011 ; опубл. 02.06.2015, -20 с.
3. Пат. на изобретение No US 9,605.405 B2. Snubber for machine /Kim G. Lunderskov, Daniel E. Bozich; заявл. 28.07.2014 ; опубл. 28.03.2017, -15 с.
4. Пат. на изобретение No US 9,617,707 B2. Snubber for machine /Kim G. Lunderskov, Daniel E. Bozich; заявл. 28.03.2014 ; опубл. 11.04.2017, -12 с.

УДК 622.44

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ЛОКАЛЬНОЙ ДИФФУЗОРНОСТИ ПОТОКА НА ОТРЫВНОЕ ВИХРЕОБРАЗОВАНИЕ

Усков К.А., студ., **Арсланов А.А.**, студ., **Бельских А.М.,** студ.,
Макаров В.Н., проф
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Доказано, что доминантой управления локальной диффузорностью является интенсивность распределенных источников по профилю лопаток рабочего колеса турбомашины, определяющих диффузорность потока и, как результат, изменение скорости вокруг профиля. Важной задачей повышения эффективности горно-промышленного комплекса РФ является управления преобразованием энергии в рабочих колесах турбомашин
***Ключевые слова**: адаптивность, вентилятор, решетка профилей, природоподобие, вихреобразование.*

DETERMINATION OF THE EFFECT OF LOCAL FLOW DIFFUSIVITY ON THE DETACHED VORTEX FORMATION

Arslanov A.A., Belskikh A.M., Uskov K.A., Makarov V.N.

It is proved that the dominant control of local diffusivity is the intensity of distributed sources along the profile of turbomachine impeller blades, determining the diffusivity of the flow and, as a result, the change in velocity around the profile. An important task of increasing the efficiency of mining-industrial complex of Russian Federation is management of energy conversion in turbomachine blades
***Keywords**: adaptability, fan, profile grid, naturalness, vortex formation.*

Значительные изменения аэродинамических параметров технологической среды обуславливают особенности горного производства.
Данные факторы снижают адаптивность турбомашин, что ухудшает конкурентоспособность предприятий на рынке. Для усиления конкурентоспособности горных предприятий и промышленной безопасности необходимо разработать способ управления механизмом преобразования энергии в рабочих колесах турбомашин и формирования условий ее необратимых потерь.

Применительно к турбомашинам лежит идея природоподобия, заключающаяся в установлении доминанты механизма взаимодействия лопаток рабочего колеса турбомашины с потоком, управление которым позволяет адаптироваться с минимальными потерями к изменяющимся параметрам технологического процесса и определении влияния локальной диффузорности потока на отрывное вихреобразование.

Взаимодействие потока воздуха с лопатками рабочего колеса турбомашины происходит через устойчивую вихревую дорожку Кармана, формируемую системой присоединенных вихрей. При изменении технологических параметров происходит деформация вихревой системы Кармана на профилях лопаток рабочих колес турбомашин. Локальная диффузорность, отрицательные градиенты скоростей на профиле лопаток

приводят к росту потерь энергии на отрывное вихреобразование. Локальное замедление скорости под действием градиента давления тормозит поток воздуха до 0, формируя точку отрыва потока, другими словами, отрывное вихреобразование. Таким образом, отрывное вихреобразование при доминирующем значении локальной диффузорности даже в условиях потенциального течения обуславливает значительное локальное замедление потока на профиле лопатки.

Для классических решеток профилей лопаток рабочих колес турбомашин имеет место внутреннее противоречие между увеличением градиента скорости для роста циркуляции и локальной диффузорностью, то есть максимально допустимым отрицательным ускорением потока, при котором даже в условиях потенциального течения возникают возвратные течения потока до задней критической точки (ЗКТ) профиля лопаток рабочих колес.

Имея высокую экономичность и аэродинамическую нагруженность при номинальном режиме, шахтные турбомашины резко снижают эффективность при изменении внешних условий из-за изменения кинематических параметров потока на входе в рабочее колесо, что приводит к большим отрицательным ускорениям потока и отрывному вихреобразованию.

Для определения влияния локальной диффузорности на отрывное вихреобразование предложено принять ее в качестве критерия, определяющего соотношение между параметрами энергетического взаимодействия решетки профилей рабочего колеса с потоком и потерями в нем энергии, обусловленными сменой положения точки отрыва потока в связи с изменением диффузорности течения на профиле.

Таким образом, локальные диффузорность и угол её раскрытия являются доминатами управления положением точек отрыва потока и ЗКТ в решетке профиля. Для минимизации отрывного вихреобразования необходимо снижать локальную диффузорность потока подобно тому, птица регулирует форму своего крыла во время полёта для плавного обтекания при смене траектории.

На практике реализовать идею профиля лопаток с изменяемой геометрией можно, воспользовавшись активными методами управления обтеканием лопаток рабочего колеса, которые позволят изменить геометрию профиля с помощью внешних источников и вихрей, формирующих аэродинамический профиль переменной формы путем трансформирования линий тока.

На рис.1 изображен аэрогазодинамический профиль лопатки рабочего колеса турбомашины, в который удалось встроить источники и вихревые камеры.

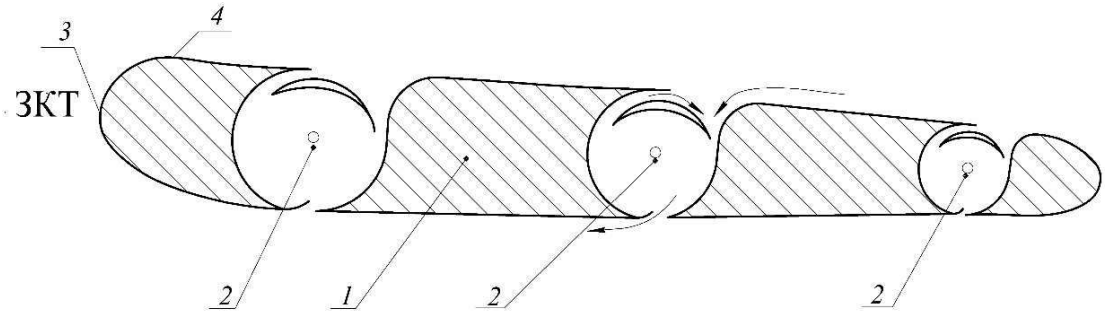


Рис. 1. Аэрогазодинамический профиль лопатки рабочего колеса турбомашины с устройством для устранения отрывного вихреобразования

За счет воздействия на вихревую дорожку Кармана источники 2 управления обтеканием замедляют, либо ускоряют скорость воздуха на рабочей и тыльной поверхностях профиля лопатки *1*, совмещая ЗКТ *3* и точку отрыва потока *4*, изменяя его ускорение и, как результат, аэродинамическую характеристику турбомашины адаптивно внешним условиям. Таким образом, скорость, энергетические параметры присоединенных вихрей, положение точки отрыва потока 4 и ЗКТ 3 в аэрогазодинамических профилях определяются характеристиками источников управления обтеканием, которые обеспечивают устранение отрывного вихреобразования.

Соответственно, экспериментально доказана гипотеза о доминирующем влиянии локальной диффузорности потока, обтекающего профиль лопаток рабочего колеса, на энергоэффективность и область экономичной работы турбомашин

Список литературы

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с

2. Хворов Г.А., Юмашев М.В. Анализ энергосберегающих технологий по материалам охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения в транспорте газа ПАО «Газпром» // Территория «НЕФТЕГАЗ», №9, september 2016.

3. Калинин А. Ф., Меркурьева Ю. С., Халлыев Н. Х. Оценка эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения газа нового поколения // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. №9. С. 74–80.

4. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Лифанов А. В., Угольников А. В., Таугер В. М. Модификация вихревой теории круговых решеток турбомашин // Горный информационно – аналитический бюллетень. – 2019. - №10. С. 206–214. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194.

5. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчёт осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.

6. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов. М.: “Машиностроение”, 1986 г. 240 с.

УДК 624.191.6:622

АКТИВНЫЙ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО ЩИТА

Юнгмейстер Д.А., Тимофеев М.И.
Санкт-Петербургский горный университет

Приведён перечень особенностей работы исполнительных органов тоннелепроходческих комплексов в массивах под Санкт-Петербургом, представлены упрощенные схемы виброактивных шарошек и резцов. Предполагается, что использование роторов с активным породоразрушающим инструментом позволит не менее чем на 15% повысить скорость проходки тоннелей, снизить затраты на эксплуатацию проходческих щитов.
***Ключевые слова**: тоннелепроходческий комплекс, известняк, шарошки, вибратор.*

ACTIVE ROCK-BREAKING TOOL THE ACTUATING BODY OF TUNNELING SHIELD

Yungmeister D. A., Timofeev M. I.

There is the list of specific operations of the tunneling complex work of the executive bodies of tunneling complexes in massifs of St. Petersburg. It is assumed that the use of rotors with an active rock cutting tool will increase the speed of tunneling by at least 15%, reduce the cost of operating tunneling shields.
***Keywords**: Tunneling complex, limestone, cutters, vibrator.*

В свете расширения сети метрополитена города Санкт-Петербурга требуется наращивание производительности проходки туннелей, снижение аварийности работ, а также уменьшение эксплуатационных затрат на проходку. Трудоёмкость строительства подземных сооружений обусловлена сложным для отработки геологическим строением массивов под Санкт-Петербургом. Эти массивы сложены кембрийской глиной с прослойками более твёрдых пород: известняка, песчаника, гранита [1,4]. Данные прослойки вызывают повышенный износ резцов и дисковых шарошек на проходческих щитах, предназначенных для проходки туннелей метрополитена. При несоблюдении технологии проходки весь щит может быть выведен из строя, он будет нуждаться в долгосрочном и дорогостоящем ремонте, поэтому необходимо усовершенствование исполнительного органа проходческого щита, а именно установка виброактивных дисковых шарошек, вместо обычных пассивных шарошек. Достоинства данных шарошек уже были исследованы в других работах, суммирование двух усилий: резания и удара позволяет добиться увеличения производительности щита, в том числе и по крепким породам.

Шарошка (позиция 1 на рисунке 1) закреплена в П-образной скобе (2), к которой и приводится усилие удара, от скобы сила переносится на шарошку, а от неё на забой. Источником силы может быть пневматический или гидравлический ударник, а также вибратор. Пневмоударник или виб-

ратора обозначен позицией 3, позицией 4 обозначено основное тело щита, в котором располагается рабочий инструмент [2,5-7].

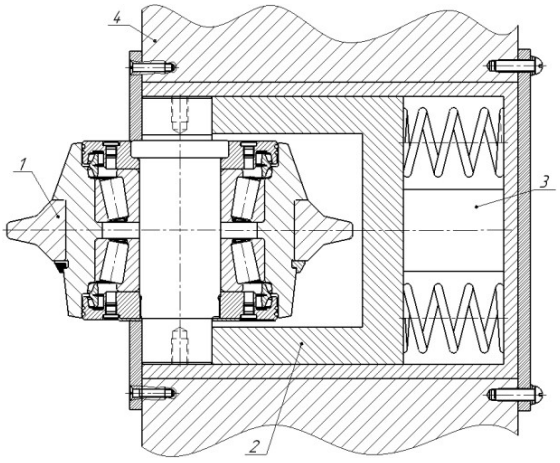


Рисунок 1 — Устройство шарошки

Расчёты параметров показали большие различия в габаритах вибраторов различной конструкции [2]. Принцип работы наиболее простого по конструкции вибратора может быть основан на использовании дебалансов, при синхронном вращении которых и будет создаваться возвратно-поступательное движение шарошки. Для понижения массы приводящего устройства можно увеличивать частоту его колебаний при постоянной силе, передаваемой на забой. Однако масса и размер системы при конкретных практических реализациях и при экстремальном использовании возможностей вибратора с дебалансами часто бывают слишком велики для возможности использования её в подземных условиях.

Предлагается установка поршневых или электомагнитных вибраторов. Принцип работы поршневых основан на поочерёдной подаче сжатого воздуха в две камеры, находящиеся по разные стороны цилиндра. В одной из камер всегда сохраняется воздушный слой, который останавливает поршень и не даёт ему удариться о стенку, это увеличивает срок службы вибратора. В камере, расположенной с другой стороны, поршень не останавливает воздушная прослойка, это позволяет совершать удар по П-образной скобе. Движение поршня в цилиндре вызывает вибрацию конструкции, а удары по скобе позволяют переносить большее усилие на шарошку.

Так же установка вибратора может осуществляться не только на дисковые шарошки, но и на резцы. Резцы осуществляют основную работу по срезанию породы, а замена пассивных резцов на виброактивные поможет эффективнее скалывать твёрдые включения. На рисунке 2 представлена схема установки виброактивного резца на роторе щита, устройство подобно ранее предложенному устройству активной шарошки: 1 — резец, за-

креплённый в П-образной скобе 2, которой от пневматического вибратора 3 передаётся движение.

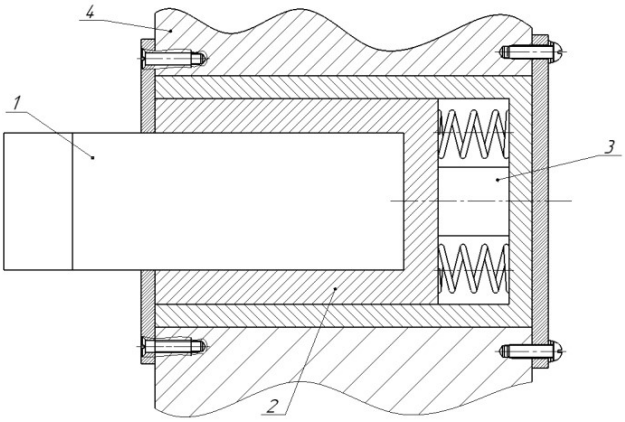


Рисунок 2 — устройство виброактивного резца

Использование роторов с активным породоразрушающим инструментом при работе щитов в подземном пространстве Санкт-Петербурга позволит не менее чем на 15 % повысить скорость проходки тоннелей, снизить затраты на эксплуатацию проходческих щитов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дашко Р. Э. Особенности инженерно-геологических условий Санкт-Петербурга/ Р. Э. Дашко, О. Ю. Александрова, П. В. Котюков, А. В. Шидловская// Развитие городов и геотехническое строительство. – 2011. - №1. – С. 1-47.
2. Верстов В. В., Гайдо А. Н. Технология устройства свайных фундаментов: учеб. пособие /; СПбГАСУ – СПб., 2010. – 180 с.
3. Цехин А.М., Борисов А.Ю., Маметьев Л.Е. Оборудование и инструмент щитовых проходческих комплексов. – Кемерево: Кузбаский государственный технический университет (ГУ КузГТУ), 2011. – 34 с.
4. Газета ОАО «МЕТРОСТРОЙ». № 7 (3698). Июль 2014 г
5. Щитовые проходческие комплексы / В.А.Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский и др. – Москва: Горная книга 2009. - 360с
6. Юнгмейстер Д. А., Исаев А. И., Ячейкин А. И., Соболева П. Д. Экспериментальные исследования погружного пневмоударника бурового станка // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 3. – С. 28–36. DOI: 10.25018/02361493-2021-3-0-28-36.
7. Жуков И.А., Тимофеев Е.Г. Математическое и компьютерное моделирование ударных процессов в стержневой системе машин ударного действия // Современные наукоемкие технологии. – 2020. – № 12-1. – С. 43-49;

УДК 622.33:621.86.064

ОЦЕНКА УСИЛИЯ ВНЕДРЕНИЯ ПОЛУКЛИНА В ЕСТЕСТВЕННУЮ ТОРФЯНУЮ ЗАЛЕЖЬ

Якупов Д.Р.[1], Иванова П.В.[1], канд. техн. наук,
Иванов С.Л.[1], проф., д.т.н., **Мякотных А.А[1]**

[1]Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Выявлена необходимость обеспечения возможности расчета сопротивления внедрению полуклина в неосушенную торфяную залежь. Путем экспериментальных исследований было получено эмпирическое выражение усилия внедрению на единицу длины режущей грани полуклина при работе на естественной торфяной залежи.
***Ключевые слова**: торф, экскавация, естественная торфяная залежь, полуклин, эксперимент, торфяное сырье, усилие внедрению*

CALCULATION OF THE SUMP FORCE APPLIED DURING INTRUSION OF RIGHT TRIANGLE WEDGE INTO THE SURFACE OF A NATURAL PEAT DEPOSIT

Iakupov D.R., Ivanova P.V., Ivanov S.L, Myakotnykh A.A.

This article discovers the necessity of preliminary calculations of the penetration resistance forces applied to a right-triangle-wedge-shaped cutting edge at the moment of its intrusion into the surface of a non-dewatered peat deposit. Experiments resulted in derivation of a formula to calculate the amount of sump force required to be applied for a unit of length when working at a natural peat deposit.
***Keywords:** peat, excavation, natural peat deposit, right angle wedge, experiment, peat material, sump force*

Современное направление развития торфяной отрасли лежит через создание новых климатосберегающих технологий добычи и создания оборудования для их реализации [1]. Так осуществлять добычу торфяного сырья экскавируя его непосредственно из неподготовленной залежи возможно при размещении комплекса горного оборудования на подвижном основании непосредственно на поверхности естественной залежи. Такое решение позволяет снизить затраты на подготовку, водопонижение территории и последующую рекультивацию [2, 3]. В процессе добычи торф может добываться разной степени нарушенности: от комковатого до гидромассы [4]. Целесообразно при экскавации добывать торфяное сырье снятием стружки, что будет нарушать структуру торфяного сырья и облегчать процесс водоотведения при прессовании в этих условиях. Для оценки сопротивляемости резанию с образованием стружки необходимо проведение экспериментальных исследований [5-7].

Для реализации указанной цели был проведен эксперимент на торфяном месторождении верхового типа ─ Гладкое Ленинградской области. Задачей цикла экспериментов была оценка усилий, возникающих при внедрении инструмента в виде узкого плоского полуклина, расположенного на конце пластины, имитирующей часть режущей кромки ковша. Для

моделирования были выбраны три полуклина выполненных из хромванадиевой стали с шероховатостью поверхности $Rz \geq 2{,}5$ с разной длиной режущей кромки: 0,01 м, 0,02 м и 0,03 м (рис. 1). Усилие, необходимое для внедрения в поверхность торфяной залежи измерялось посредством динамометра Energy BEZ-151A с ценой деления 0,5 Н. При внедрении инструмента измерения усилий фиксировались на поверхности и последовательно с шагом 0,1 м вплоть до глубины 0,5 м.



Рис. 1 Модели полуклина

На рис. 2 представлено нормальное распределение экспериментальных данных, которое показывает средние квадратичные отклонения при рассмотрении трех уровней: на поверхности, на глубине 0,3 м и 0,5 м. Средние квадратичные отклонения по полученным экспериментальным данным различны, что говорит о величине разброса и, следовательно, о стабильности процесса. Процесс наименее стабилен на поверхности, что объясняется наличием различных по своей структуре и прочности параметров верхнего горизонтального породообразующего слоя. По мере углубления однородность массива возрастает, разброс показаний сужается, поскольку верхний слой изобилует различными древесными и неразложившимися включениями, а при углублении структура торфа стабилизируется, так как становится меньше корней, неразложившихся включений и прочих параметров. Так как данная тенденция в экспериментальных данных соответствует изменению структуры торфа в зависимости от глубины, то экспериментальные данные могут считаться адекватными для последующего анализа [8].

Для дальнейшего анализа процесса внедрения была построена зависимость усилия, необходимого для внедрения на единицу длины режущей грани полуклина при разной глубине торфяного месторождения (рис. 3). На данном графике видно, что при увеличении глубины погружения необходимое усилие снижается.

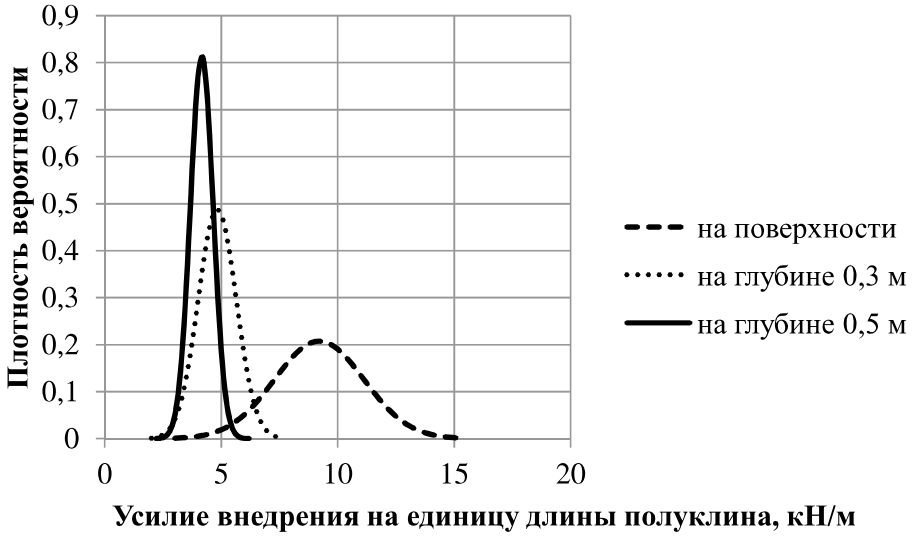


Рис. 2 Нормальное распределение удельных усилий внедрению

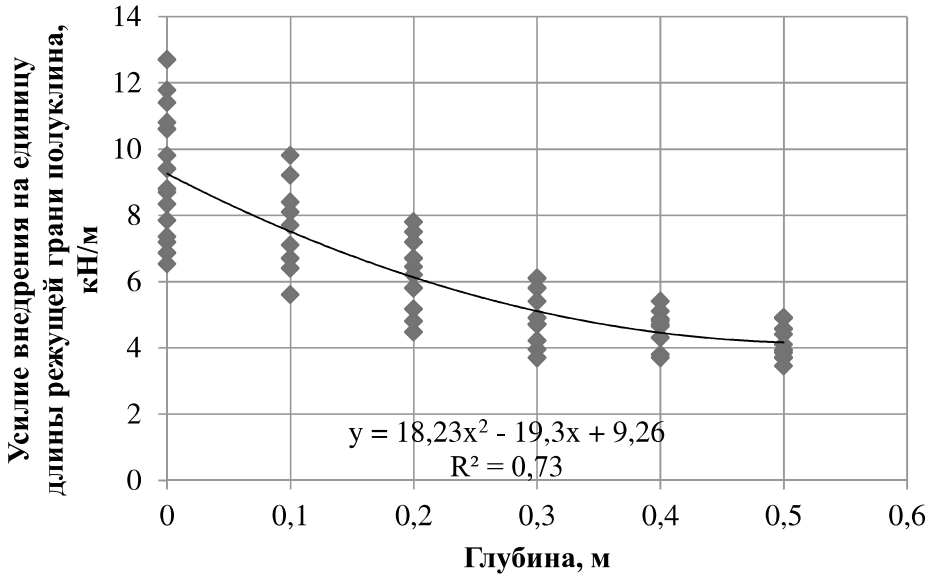


Рис. 3 Зависимость усилия внедрению на единицу длины полуклина

Получается, что усилие, необходимое для внедрения, на единицу длины полуклина для торфяного месторождения верхового типа можно аппроксимировать по следующей эмпирической зависимости:

$$\chi = 18{,}23 \cdot h^2 - 19{,}3 \cdot h + 9{,}26, \text{ где} \qquad (1)$$

χ – усилие внедрения на единицу длины режущей грани полуклина, кН/м; h – глубина внедрения, м.

Величина R^2=0,73 говорит о том, что имеется ярко выраженная тенденция функциональной связи. По выявленной эмпирической зависимости, в зависимости от конфигурации добычного исполнительного органа, мож-

но рассчитать усилие, необходимое для внедрения в торфяную залежь [9, 10].

Выводы

Для развития торфяной отрасли необходимо создание нового добычного оборудования, работающего в рамках климатосберегающих технологий. Для подбора привода и рациональных режимов работы данного оборудования в процессе добычи торфяного сырья путем снятия стружки ковшом из неосушенной торфяной залежи необходимо знать усилие, возникающие на кромке ковша при работе. Проведенные экспериментальные исследования показали, что усилие, необходимое для внедрения, с увеличением глубины снижается. А увеличение длины полуклина данное усилие увеличивает. Полученная эмпирическая зависимость дает возможность оценки усилия, необходимого для внедрения рабочего органа при работе на естественной торфяной залежи верхового типа.

Список литературы

1. Алпеева Е. А., Гончаров М. С. Торфяная промышленность Российской Федерации: проблемы и перспективы // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2021. – №. 3. – С. 121-130.
2. Морозов А. Е. Эффективность лесной рекультивации земель, нарушенных при добыче торфа (на примере Басьяновского месторождения) // Леса России и хозяйство в них. – 2021. – №. 1 (76). – С. 12-22.
3. Карпенков Е. А. Модернизация рабочего органа при экскаваторном способе добычи торфа // Студенческие научные исследования. – 2021. – С. 63-66.
4. Якупов Д. Р. и др. К вопросу классификации способов добычи торфяного сырья и средств их реализации // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – №. S34. – С. 3-11.
5. Зыков П. А. Повышение технического уровня карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов на стадии проектирования //Автореферат канд. дисс., Кемерово: КузГТУ-2013 г. – 2013.
6. Мавлонов Ж. А. и др. Исследование режимов и показателей электропотребления экскаваторов с целью повышения энергоэффективности // European research. – 2018. – С. 66-69.
7. Побегайло П. А., Смоляницкий Э. А., Крицкий Д. Ю. К вопросу о выборе рациональных параметров привода ковша. – 2021.
8. Амарян Л. С. Свойства слабых грунтов и методы их изучения / Л. С. Амарян. - М. : Недра, 1990. - 220 с. : ил. - Библиогр.: с. 217. - ISBN 5-24701608-4
9. Безкоровайный П. Г., Шестаков В. С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом //Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – №. 5. – С. 3-8.
10. Шестаков В. С., Безкоровайный П. Г., Франц Т. П. Определение усилий копания в пределах рабочей зоны гидравлического экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. – 2020. – С. 261-265.

УДК 629.35

РАЗРАБОТКА КАРЬЕРНОЙ ВЫЕМОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ

Ярошевский П.А., студент, **Жегульский В.П.**, доц., к.т.н., **Лукашук А.Д.** студент
Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина

Современные открытые горные работы не имеют в своём арсенале машин, предназначенных для работы в качестве самостоятельного погрузочно-транспортного звена, работающего в связке с магистральным звеном, расположенным на приличном расстоянии. Разработанная выемочно-доставочная машина карьерная (ВДМк) предназначена для выемки и последующей транспортировки горной массы в место разгрузки, заменяя собой экскаваторно-автомобильный комплекс. ВДМк осуществляет погрузку скальных и полускальных пород в собственный кузов при помощи ковша активного действия, далее порода транспортируется в кузове до места разгрузки, после чего происходит разгрузка кузова с помощью гидроцилиндров.
Ключевые слова: *самосвал, ковш, карьерная техника, рабочее оборудование, экскаватор, выемочно-доставочная машина.*

DEVELOPMENT OF MINING DELIVERY MACHINE

Yaroshevsky P.A., Zhegulsky V.P., Lukashuk A.D

Modern open-pit mining operations do not have in their arsenal machines designed to work as an independent loading and transport link, working in conjunction with a main link located at a decent distance. The developed quarry mining and hauling machine (VDMk) is designed for mining and subsequent transportation of the rock mass to the place of unloading, replacing the excavator-automobile complex. VDMK carries out loading of rocky and semi-rocky rocks into its own body using an active bucket, then the rock is transported in the body to the place of unloading, after which the body is unloaded using hydraulic cylinders.
Keywords: *dump truck, bucket, quarry equipment, work equipment, excavator, mining and hauling machine.*

На сегодняшний день в разработках открытого типа ежедневно перемещается сотни тысяч кубических метров полезных ископаемых и вскрышных пород. Транспортирование вскрыши и полезных ископаемых – наиболее трудоёмкий технологический процесс комплекса открытых горных работ. За счёт карьерного транспорта горная масса от забоев перемещается до пунктов разгрузки: отвалы, для полезных ископаемых – устройства для перегрузки с одного вида транспорта на другой, различные типы складов. Доля перемещения горной массы составляет 35-45% от себестоимости всех работ в карьере. Карьерный транспорт имеет несколько отличительных особенностей от транспорта общего пользования: пункты погрузки и разгрузки не имеют постоянного места расположения в связи с изменением фронта горных работ, что требует периодического перемещения транспортных коммуникаций и оборудования [1].

Один из основных показателей эффективности карьера – это время одного рабочего цикла (с учётом размеров карьера). Цикл карьерных транспортных средств прерывного действия состоит из операций погрузки,

движения с грузом, разгрузки и обратного движения порожняком. Для производительного использования горного и транспортного оборудования необходима скорость перемещения как самосвалов, так и экскаваторов [2].

На открытых разработках горных пород, как правило, применяются самосвалы с грузоподъёмностью 90-160 тонн – это обусловлено их большой мощностью и маневренностью (скорость этого транспорта достигает 60 км/ч без груза), позволяющей работать на карьерах с большим уклоном, а для погрузки используют гидравлические прямые механические лопаты с ковшами вместимостью 10-38 м³, одноковшовые погрузчики с ковшами вместимостью 4-20 м³. Скорость экскаваторов типа «прямая лопата» составляет 1-2,5 км/ч, а погрузчиков 25-35 км/ч, что сильно сказывается на скорости цикла работы карьера.

Исходя из вышесказанного задача разработки варианта карьерной выемочно-доставочной машины для разработок твёрдых пород открытого типа, обладающей возможность самопогрузки без потери в рабочей скорости, для уменьшения времени одного цикла работы карьера является актуальной. Выемочно-доставочная машина карьерная предназначена для выемки и последующей транспортировки горной массы к месту разгрузки, заменяя собой экскаваторно-автомобильный комплекс.

Подготовка горных пород к выемке заключается в разрушении массива различными способами на куски, удобные для последующей выемки, погрузки и транспортирования [3]. Рыхлые и мягкие породы могут разрабатываться непосредственно из массива экскаваторами или другими выемочными машинами. Подготовка полускальных пород ведется обычно навесными рыхлителями на тракторах тяжелого типа. Подготовка к выемке скальных пород осуществляется посредством буровзрывных работ, при этом кусковатость взорванных пород должна быть оптимальной. Размеры максимально допустимого куска во взорванной горной массе определяются параметрами транспортных средств, дробилок и других приемных устройств, а также условиями работы оборудования.

Выемка и погрузка горных пород – отделение от массива мягкой или предварительно разрыхленной крепкой породы с последующей погрузкой в средства транспорта или непосредственно в отвал. В качестве основных средств механизации используются экскаваторы, в этом случае выемка и погрузка сливаются в один процесс – выемочно-погрузочные работы.

Транспортные работы выполняются с помощью карьерного транспорта – комплекса средств перемещения горной массы (вскрыши и полезного ископаемого) от забоев до пунктов разгрузки. Он является связующим звеном в общем технологическом процессе и одним из наиболее трудоемких и дорогих. Затраты на транспортирование и связанные с ним вспомогательные работы составляют 45–50 %, а в отдельных случаях 65–70 % общих затрат на добычу полезного ископаемого. Неизбежным следствием ведения вскрышных, добычных и подготовительных работ является

необходимость выдачи на земную поверхность определенного объема пустых пород.

Для разработки модели ВДМк за основу был взять самосвал БЕЛАЗ 7513 [4]. Данный самосвал обладает хорошими показателями мощности, грузоподъёмности, а также хорошей манёвренностью относительно своих габаритов. Разработанная модель предполагает установку на самосвал дополнительного навесного оборудования в виде ковша, для возможности выполнения выемочно-погрузочных работ, а также транспортных (рис. 1). Стрела для ковша размещается с каждой стороны от кузова самосвала, на бортах кузова установлена дополнительная защита от попадания разгружаемых пород на стрелу ковша. Разработанное навесное оборудование позволяет использовать гидравлическую систему кузова самосвала, как привод для стрелы ковша, что позволит сэкономить на установке дополнительных силовых установок.

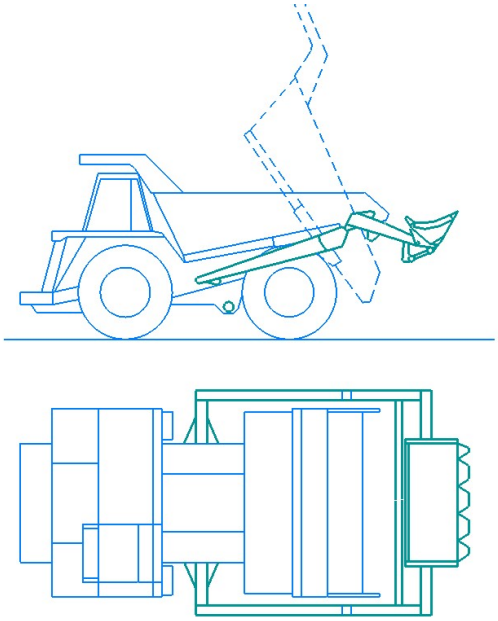


Рис. 1 – Эскиз ВДМк на базе самосвала БЕЛАЗ-7513

Для компенсации дополнительной массы ковша на самосвале будет произведено уменьшение объёма кузова, что позволит надежно установить ковш и компенсировать добавленную массу навесного оборудования. Полная масса ВДМк на базе самосвала не изменится. Эксплуатационная масса возрастёт, но это не приведёт к большим увеличениям расходов на эксплуатацию, так как возрастут расходы на движение по горизонтальным поверхностям, а при спуске в рабочую зону ВДМк передвигается в режиме рекуперации.

Основными предполагаемыми недостатками данной конструкции являются увеличенные габариты, повышенные затраты ресурсов гидросистемы, а также увеличенное время само погрузки в сравнении с погрузкой

при помощи экскаватора, но это компенсируется меньшим временем простоя техники, и возможностью собирать взорванную породу сразу нескольким ВДМк.

Технологический процесс работы ВДМк (рис. 2) состоит из работы комплекса из двух типов техники: выемочно-погрузочной и транспортной, а значит, включает в себя циклы каждого из них. Выемочно-погрузочный цикл состоит из выхода ВДМк на линию забоя, разворот к месту сбора породы, загрузка кузова, выход с линии забоя. Транспортный цикл включает в себя транспортировку пустой породы и вскрыши до места отвала, либо транспортировку полезных ископаемых на места разгрузки и дальнейшей обработки. А также движение к линии забоя в порожняковом положении.

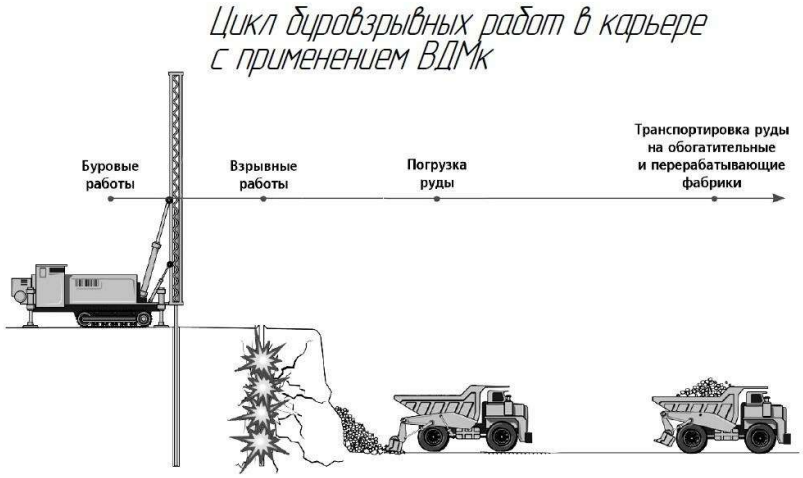


Рис. 2 – Цикл буровзрывных работ в карьере с применением ВДМк

Основной целью работы является уменьшение затрат на использование разных типов техники путём экономии на транспортных расходах в разработках открытого типа за счёт использования ВДМк, сочетающей в себе комплекс функций погрузочных машин и транспортирующих. Цель достигнута за счёт экономии на времени транспортного цикла, сокращении общей численности парка, без потери эффективности транспортировки добытых ископаемых.

Библиографический список

1. Потапов М.Г. Карьерный транспорт. Учебник для учащихся горных техникумов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 264 с.
2. Домбровский Н.Г. Землеройные машины. - М.; Стройиз-дат,1961. - 462с.
3. Вокин, В. Н. Открытая геотехнология : практикум / В. Н. Вокин, Е. В. Кирюшина, М. Ю. Кадеров. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2018. – 132 с.
4. Официальный сайт ОАО «БЕЛАЗ» [электронный ресурс] Режим доступа: https://belaz.by/products/, свободный (28.02.2022).

621.879.323

ВРЕМЯ ЦИКЛА ШАГАНИЯ КАК ПОКАЗАТЕЛЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ХОДА

Н. М. Суслов[1], д-р техн. наук, **Д. Н. Суслов**[2], д-р техн. наук,
С. А. Чернухин[1], ассистент
[1]ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,
[2]АО "Завод № 9", г. Екатеринбург, Россия

В статье говорится о повышении эффективности экскаваторов драглайнов за счет увеличения полезного времени, путем снижения затрат времени на перемещение. Снижение времени на перемещение возможно благодаря определению рациональной траектории движения опорных башмаков после совершения шага. Рациональная траектория перемещения опорных башмаков достигается одновременной работой штоков тяговых гидроцилиндров и плунжеров подъемных гидроцилиндров. Представлены формулы, позволяющие рассчитать скорость выдвижения штоков и плунжеров гидроцилиндров при заданных геометрических параметрах машины и необходимой скорости движения опорных башмаков.
***Ключевые слова**: драглайн, механизм шагания, машиностроение, скорость перемещения, гидравлический привод.*

TIME TO SHOW THE EFFICIENCY OF USING SINGLE-BUCKET DRAGLINE EXCAVATORS

N. M. Suslov, D. N. Suslov, S. A. Chernukhin

The article talks about increasing the efficiency of dragline excavators by increasing the useful time, by reducing the time spent on moving. Reducing the time to move is possible due to the definition of a rational trajectory of movement of the support shoes after a step. The rational trajectory of movement of the support shoes is achieved by the simultaneous operation of the rods of the traction hydraulic cylinders and the plungers of the lifting hydraulic cylinders. The article presents formulas that allow calculating the speed of extension of rods and plungers of hydraulic cylinders for given geometric parameters of the machine and the required speed of movement of the support shoes.
***Keywords**: dragline, walking mechanism, mechanical engineering, travel speed, hydraulic drive.*

Открытый способ разработки месторождений, широкомасштабное направление в горной промышленности, так как основные объемы добычи полезных ископаемых приходятся именно на карьерный способ. Например, в 2002 году на долю открытого способа разработки в России приходилось около 82 % сырой железной руды (180,5 млн. т), 40 % угля (145 млн. т), практически 100 % нерудных строительных материалов [1].

Наиболее характерными представителями выемочно-погрузочных машин, эксплуатируемых на открытых разработках, являются одноковшовые и многоковшовые экскаваторы. Самыми мощными одноковшовыми экскаваторами являются шагающие экскаваторы-драглайны. Название шагающие экскаваторы драглайны получили благодаря механизму перемещения машины – шагающему ходовому оборудованию (рис. 1) [2].

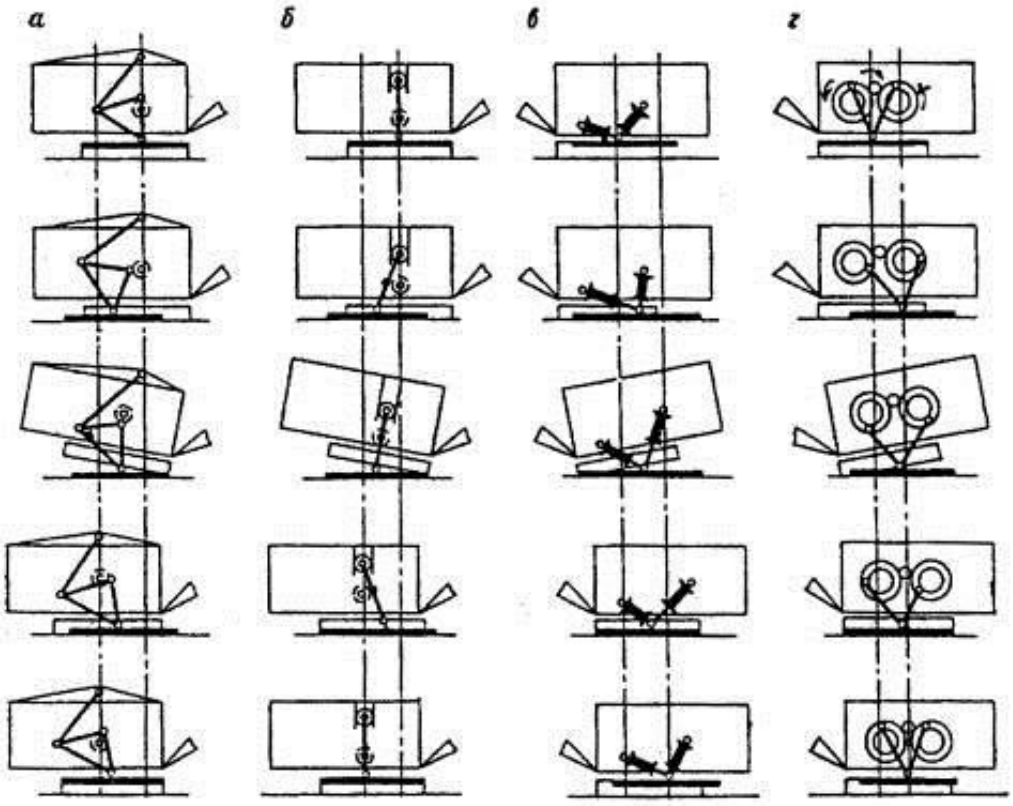


Рис. 1. Схемы механизмов шагания:
а – кривошипно-шарнирного с треугольной рамой; б – кривошипно-ползункового; в-гидравлического; г – двухкривошипного

Шагающее ходовое оборудование состоит из двух независимых опорных систем: базы и опорных башмаков. Использование именно такого типа механизма обусловлено карьерными грунтами, которые, как правило, не обладают высокой несущей способностью, следовательно, основное требование к механизму перемещения драглайна является обеспечение низкого удельного давления на грунт, как при работе, так и при перемещении машины. Наибольшее распространение получил трехопорный механизм шагания.

Основное различие схем трехопорных механизмов шагания является конструкция привода механизма, применяют гидравлический привод (рис. 1 *в*) и кривошипный (рис. 1 *а, б, г*). Использование гидравлических систем в приводе механизма шагания наиболее перспективно, так как гидросистема позволяет регулировать длину шага и равномерно распределять нагрузку на опорные башмаки, в свою очередь кривошипная система привода не обеспечивает такие возможности.

Одним из основных параметров эффективного использования экскаватора драглайна является полезное время, затрачиваемое на экскавацию грунта, при этом часть времени, затрачиваемого на переходы машины, может достигать от 10 % до 17 % времени на экскавацию [3, 4]. Переход

машины состоит из цикличного совершения шагов. Шаг машины состоит из совершения манипуляций с опорными башмаками и непосредственно перемещения машины.

Если принять продолжительность одного шага T (с), то привод за время, примерно равное 0,25T, произведет подъем экскаватора и его перемещение, а за время, равное 0,5T, осуществит перенос башмаков [5,6].

Скорость хода V_x (км/ч) шагающих экскаваторов определяется по формуле [5]:

$$V_x = \frac{3600SK}{T} \tag{1}$$

где S – длина шага, м; K — коэффициент, учитывающий проскальзывание башмаков по грунтовому основанию в начале и конце шага, ведущее к уменьшению фактической длины шага (0,7-0,9).

Исходя из формулы (1) скорость перемещения на 50 % зависит от времени переноса опорных башмаков. С целью увеличения скорости перемещения экскаватора необходимо сократить время перемещения опорных башмаков за счет выбора рациональной траектории движения опорных башмаков.

При осуществлении манипуляций с опорными башмаками необходима координация одновременной работы тягового и подъемного гидроцилиндра, обеспечение заданной скорости движения штоков и плунжеров гидроцилиндров.

Расстояние, преодолеваемое тяговыми гидроцилиндрами, находится по формуле [7, 8]:

$$L_m = \frac{(x - a_l)}{\cos\alpha}, \tag{2}$$

где α – угол наклона тяговых гидроцилиндров, град; a_l – расстояние от точки крепления тяговых гидроцилиндров до задней кромки опорной базы экскаватора, м; x – расстояние между осью шарниров опорных башмаков и задней кромкой опорной базы экскаватора параллельно поверхности передвижения, изменяющиеся от значения a_0 до значения a_2.

$$x = a_0 + V_c t, \tag{3}$$

где t – время перемещения опорных башмаков, с; V_c. – необходимая скорость движения опорных башмаков, м/с; a_0 – расстояние от оси шарниров опорных башмаков до задней кромки опорной базы экскаватора на начало перемещения башмаков, м.

$$a_0 = L_{m.\min} \cdot \cos\alpha_{\max} + a_l \tag{4}$$

где $L_{m.\max}$ – максимальное расстояние между точкой подвески тяговых гидроцилиндров и осью шарниров опорных башмаков, м.

Необходимая скорость штоков тяговых гидроцилиндров:

$$V_m = \frac{dL_m}{dt} = \frac{V_c^2 t + a_0 V_c - a_1 V_c}{\left(V_c^2 t^2 + 2a_0 V_c t - 2a_1 V_c t + (a_0 - a_1)^2 + (h_3 - h_2 - z)^2\right)^{0,5}} \quad (5)$$

где h_3 – расстояние от точки крепления тяговых гидроцилиндров до уровня грунта, м; h_2 – расстояние от точки шарнирного крепления штока тягового гидроцилиндра и плунжера подъемного гидроцилиндра на опорном башмаке до уровня грунта, м.

Расстояние, преодолеваемое подъемными гидроцилиндрами [7, 8]:

$$L_n = \frac{a - x}{\cos \gamma_1}, \quad (6)$$

где a – расстояние между точкой подвески подъемного гидроцилиндра и задней кромкой базы, м; γ_1 – угол наклона оси подъемного цилиндра относительно горизонтали, град.

Выразив γ_1 через геометрические параметры шагающего механизма получим:

$$L_n = \left(x^2 - 2ax + a^2 + (h_1 - h_2 - z)^2\right)^{0,5} \quad (7)$$

где h_1 – расстояние о точки крепления подъемного гидроцилиндра на корпусе машины до уровня грунта, м; z – расстояние от опорной поверхности опорного башмака до поверхности грунта, м; a – расстояние от точки крепления подъемных гидроцилиндров до задней кромки опорной базы экскаватора, м.

Подставив (3) в (7) получим:

$$L_n = \left(V_c^2 t^2 + 2V_c^2 t(a_0 - a) + (a_0 - a)^2 + (h_3 - h_2 - z)^2\right)^{0,5} \quad (8)$$

Скорость плунжеров подъемных гидроцилиндров определится:

$$V_n = \frac{dL_n}{dt} = \frac{2V_c^2\left(t + (a_0 - a)\right)}{\left(2V_c^2 t^2 + 2V_c^2 t(a_0 - a) + (a_0 - a)^2 + (h_3 - h_2 - z)^2\right)^{0,5}} \quad (9)$$

При заданном направлении скорости движения опорных башмаков:

$$V_n = -V_c \cos \gamma_1 \quad (10)$$

$$V_m = V_c \cos \xi \quad (11)$$

где γ_1 – угол между направлением движения опорных башмаков и осью подъемного гидроцилиндра, град; ξ – угол между направлением движения опорных башмаков и осью тягового гидроцилиндра, град.

Выразив $\cos\gamma_1$ и $\cos\xi$ через геометрические параметры отношение скоростей штока и плунжера гидроцилиндров примет вид:

$$\frac{V_n}{V_m} = \frac{(a - x)\left((x - a)^2 + (h_3 - h_2 - z)^2\right)^{0,5}}{(x - a_1)\left((a - x)^2 + (h_1 - h_2 - z)^2\right)^{0,5}} \quad (12)$$

Далее путем задания геометрических параметров механизма шагания возможно определить оптимальную скорость работы тяговых и подъемных гидроцилиндров. Корректировка траектории движения башмаков позволит сократить временной интервал работы гидроцилиндров на совершения манипуляций с башмаками для совершения шага. Таким образом, полученная

формула позволяет применить систему автоматизации управления опорными башмаками, что, в свою очередь, исключит человеческий фактор, влияющий на работу механизма шагания и работу экскаватора-драглайна в целом.

Список литературы

1. Правительство РФ: Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена Правительством РФ 24.01.2012 г.
2. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. –7-ое изд., перераб. и доп. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2011 640 с.: ил.
3. Гармаш Н.З., Бережной Ю.И. Конструкция, основы теории и расчета шагающего ходового оборудования горнотранспортных машин. М.: Недра, 1971.-144 с.
4. Киприн И. В., Потехин Г. Н. Обоснование области применения драглайнов на основе компьютерного моделирования технологических схем перевалки // ГИАБ. 2011. №S10.
5. Квагинидзе В.С. Петров В.Ф. Корецкий В.Б. Эксплуатация карьерного оборудования. — М., Изд-во МГГУ, 2007.
6. Квагинидзе В.С., Антонов Корецкий В.Б., Чупейкина Н.Н. Экскаваторы на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет: Учебное пособие. – М.: Издательство «Горная книга», Издатель-ство Московского государственного горного университета. – 2009. – 409 с.
7. Суслов Н. М., Суслов Д. Н., Чернухин С. А. Аналитическое описание процесса работы гидропривода трехопорного механизма шагания экскаватора-драглайна // Вестник машиностроения. – 2021. – №10. – С. 19- 22.
8. Царегородцев Е. Л., Сибилькова Н. П., Смоляков А. А., Прокощенков Е. В. Возможности системы компьютерной математики для моделирования гидропривода // Инновации и инвестиции. – 2021. – № 1. – С. 154-156.

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 622.7:658.274

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА

Афанасьев А.И., проф., **Потапов В.Я.**, проф.,
Потапов В.В., доц., **Степаненков Д.Д.** аспирант, **Соколов Р. В.** ассист.
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

В статье приведены этапы исследований на физической модели фрикционного сепаратора по разделению кусков горной массы. В результате предварительных испытаний было установлено, что эффективность разделения горных пород, имеющих различные коэффициенты трения и восстановления, зависит от конструктивных и режимных параметров сепаратора: координат точки контакта частиц с барабаном; вертикальной и горизонтальной составляющих скорости частиц в момент удара о барабан; окружной скорости барабана.
***Ключевые слова**: сепаратор, энергия удара, уравнение регрессии, горные породы, скорость частицы.*

RESEARCH THE MODES OF OPERATION OF THE FRICTION SEPARATOR

Afanasyev A.I., Potapov V.Ya., Potapov V.V., Stepanenkov D. D., Sokolov R.V.

In the article presents the phases of research on the physical model of a friction separator for the splitting of pieces of rock masses. As a result of preliminary tests, it was found that the efficiency of separation of rocks having different coefficients of friction and recovery depends on the design and operating parameters of the separator: coordinates of the point of contact of particles with the barrel; vertical and horizontal components of the particle velocity at the time of impact on the barrel; circumferential speed of the barrel.
Keywords: ***separator, impact energy, regression equation, rocks, particle velocity.***

Фрикционный сепаратор представляет собой совокупность нескольких механических устройств, каждое из которых предназначено для разделения частиц обогащаемого материала по различным признакам, схема которого представлена на рис. 1 [1,2].

Работа сепаратора производится следующим образом. Исходный материал, состоящий из частиц, разных по физическим свойствам, подается на наклонную плоскость *1*, в нижней части которой поперек потока материала закреплены ребра *2*, направленные в сторону, противоположную движению материала, под углом к плоскости не более 90°. В процессе движения материала по наклонной плоскости *1* ребра *2* задерживают свободный распушенный асбест и частично пылевую фракцию и создают, таким образом, покрытие из асбеста на наклонной плоскости *1*. В результате движения материала по асбестовому покрытию происходит расслоение материала. Частицы распушенного асбестового волокна, обладающие высоким коэффициентом трения, разгоняются незначительно, и на сходе с плоскости *1* движутся по более крутой траектории, нежели породные частицы. При попадании асбестовых частиц на поверхность барабана *3* отскока не происходит, и они транспортируются барабаном *3*, вращающимся

навстречу потоку материала, падающего с наклонной плоскости *1* в приемник концентрата. Частицы породы, имея более низкий коэффициент трения, движутся по плоскости *1* с асбестовым покрытием значительно быстрее, вследствие чего траектория их отрыва от плоскости имеет более пологую форму по сравнению с асбестовыми частицами. Многие породные частицы при контакте с дефлектором *5* получают дополнительное приращение скорости за счет упругой составляющей и, не задевая барабан *3*, попадают в приемник породной фракций, а те, которые соприкасаются с поверхностью барабана *3*, имея невысокие упругие характеристики и значительный коэффициент трения, попадают на поверхность барабана *3* и отскакивают в приемник породной фракции. При вращении барабана *3*, снабженного радиальными вогнутыми лопатками *4* с длиной, большей радиуса барабана *3*, установленных с торцевых поверхностей барабана 3 и наклоненных к поверхности торцевых сторон барабана *3*, формируется воздушный поток и движется в середине боковой поверхности барабана *3*. Этот воздушный поток захватывает частицы распушенного асбестового волокна после схода их с конца наклонной плоскости *1* и способствует транспортировке, обладающих высокой парусностью асбестовых волокон в приемник концентрата. На породные частицы воздушный поток практически не действует и не препятствует попаданию их в приемник хвостов. Как асбест ведут себя слюдосодержащие частицы, а породные также отражаются от поверхности барабана [3].

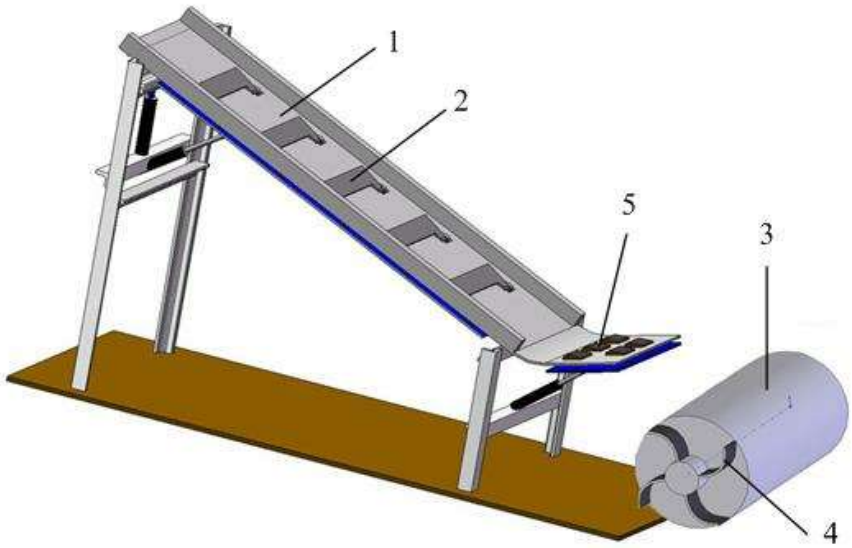


Рис. 1.Схема фрикционного сепаратора:
1 – наклонная плоскость; 2 – ребра; 3 – барабан; 4 – лопатки; 5 – дефлектор

В результате предварительных испытаний было установлено, что эффективность разделения горных пород, имеющих различные коэффициенты трения и восстановления, зависит от конструктивных и режимных параметров сепаратора: координат точки контакта частиц с барабаном;

вертикальной и горизонтальной составляющих скорости частиц в момент удара о барабан; окружной скорости барабана. Отскок частицы влево или вправо от вертикальной оси барабана зависит от вышеперечисленных факторов, так как именно они определяют величину горизонтального импульса, действующего со стороны барабана на частицу.

Первоначально была поставлена задача определения зависимости величины горизонтального импульса от окружной скорости барабана.

Испытания проводились с кусками серпентинита крупностью - 40+ +20 мм. Для этого была изготовлен стальной барабан диаметром 500 мм. Окружная скорость изменялась от 0,5 до 3 м/с. Условия испытаний соответствовали реальному опытно-промышленному сепаратору АО "НИИПРОЕКТ-АСБЕСТ".

Частицы серпентинита вертикально падали на барабан с различной скоростью (V_y). Горизонтальная составляющая скорости (V_x) частиц в момент начала удара была равна нулю. Коэффициент восстановления серпентинита был определен ранее и составил 0,01…0,05. Поэтому вертикальное перемещение частиц после удара о барабан в опытах не учитывалось. Траектория падения частицы совпадала с вертикальной осью барабана.

Горизонтальная составляющая скорости (V_x) частиц после удара определялась следующим образом:

1. Определялось расстояние (см. рис. 2) по вертикали и горизонтали от точки контакта частицы с барабаном до точки падения на приемную плоскость ($h_п$и $X_п$);

2. Рассчитывалось время полета частицы после удара до момента падения на плоскость ($t_п$): $t_п = (2h_п/g)^{0,5}$, с. Сопротивление воздуха при движении частицы не учитывалось, так как скорость их движения не превышала 1 м/с;

3. Рассчитывалась горизонтальная составляющая скорости (V_x) частиц:

$V_x = X_п/t_п$, м/с;

4. Определялась вертикальная составляющая скорости (V_y) частиц:

$V_y = (2h_c g)^{0,5}$, м/с,(h_c – высота сбрасывания частицы на барабан, м).

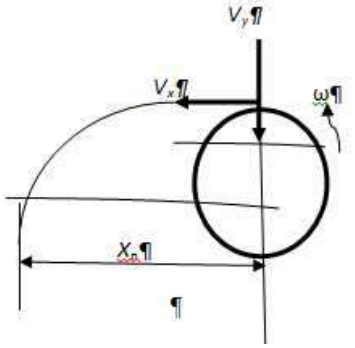


Рис. 2. Схема измерения горизонтальной скорости отражения частицы

В табл. 1 приведены средние значения горизонтальных составляющих скорости отражения частицы от барабана при различных окружных скоростях его вращения. В каждый точке опыт проводился не меньше 8…10 раз.

Таблица 1

Составляющие скорости отражения частицы серпентинита от барабана

№	Окружная скорость барабана, м/с	Вертикальная скорость падения частицы на барабан, $V_у$, м/с	Среднее расстояние до точки падения, $X_п$,м	Время полета частицы после удара, $t_п$,с	Горизонтальная скорость отражения частицы от барабана, V_x
1	0,5	1,0	8,9	0,21	0,42
2		1,42	9,8		0,47
3		1,72	13,3		0,63
4		2,0	14,2		0,68
5	1,0	1,0	13,5		0,64
6		1,42	16,0		0,76
7		1,72	17,6		0,84
8		2,0	18,6		0,89
9	2,0	1,0	16,6		0,79
10		1,42	17,2		0,82
11		1,72	18,3		0,87
12		2,0	18,6		0,89
13	3,0	1,0	18,0		0,86
14		1,42	18,8		0,90
15		1,72	19,5		0,93
16		2,0	20,5		0,98

На рис. 3 показаны графики зависимости горизонтальной скорости частицы после удара от окружной скорости барабана.

Приведенные зависимости на рис. 3 показывают, что с увеличением окружной скорости барабана возрастает горизонтальная скорость частицы после удара, т. е. возрастает величина ударного импульса силы в горизонтальной плоскости.

Относительно большие корреляционные отношения R^2=0,95-0,98 указывают на наличие устойчивой связи между горизонтальной скоростью частицы после удара и окружной скоростью барабана.

На рис. 4 приведены графики зависимости горизонтальной скорости частицы после удара от вертикальной скорости до удара.

Зависимости, представленные на рис. 4. показывают, что с увеличением вертикальной скорости частицы возрастает ее горизонтальная скорость после удара, т. е. также возрастает величина ударного импульса силы в горизонтальной плоскости.

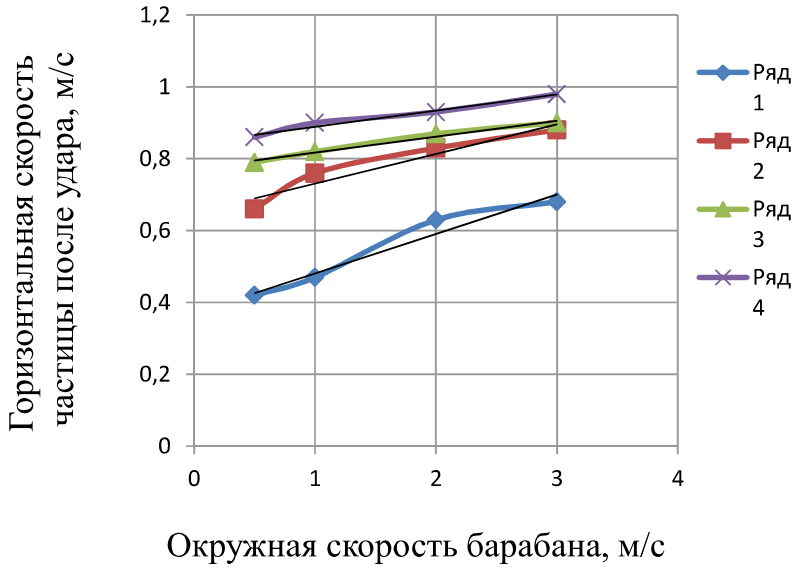


Рис. 3. Зависимость горизонтальной скорости частицы после удара от окружной скорости барабана:
1 ряд - V_y = 1,0 м/с;2 ряд - V_y = 1,42 м/с; 3 ряд - V_y = 1,72 м/с; 4 ряд - V_y = 2,0 м/с

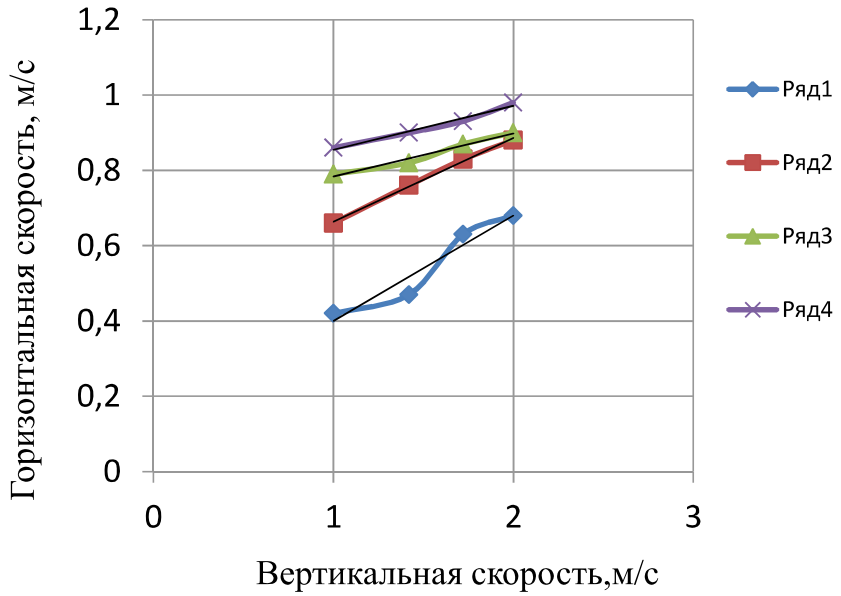


Рис. 4. Зависимость горизонтальной скорости частицы после удара от вертикальной скорости:
1 ряд – V_0 = 0,5 м/с;2 ряд – V_0 = 1,0 м/с; 3 ряд – V_0 = 2,0 м/с; 4 ряд – V_0 = 3,0 м/с

Исследования проводились по методике планирования эксперимента (ПФЭ 2^3) [4]. В качестве функции отклика принят ударный импульс в горизонтальной плоскости, который определяет направление отскока части-

цы от барабана. Величина этого импульса равна горизонтальной скорости частицы, умноженной на ее массу.

В качестве варьируемых факторов приняты: окружная скорость вращения барабана ($V_0 - x_1$), вертикальная скорость частицы при падении на барабан ($V_y - x_2$), коэффициент трения частицы о барабан ($f - x_3$).Диаметр барабана был равен 500; 800 мм. Интервалы варьирования факторов приняты, исходя из предыдущих экспериментов: V_0=1…3 м/с,V_y= 1…2 м/с,f = 0,39…0,52.

В результате анализа и обработки экспериментальных данных получена целевая функция вида:

$$\hat{y} = 0{,}865 + 0{,}11x_1 + 0{,}112x_2 + 0{,}0425x_3 + 0{,}0125x_1x_2 + 0{,}0325x_1x_3 + \\ + 0{,}0325x_2x_3 + 0{,}0765x_1x_2x_3. \quad (1)$$

Регрессионное уравнение (1) показывает, что на величину ударного импульса в горизонтальной плоскости оказывают: окружная скорость барабана, вертикальная скорость частицы в момент ее удара о барабан и эффект взаимодействия окружной скорости, вертикальной скорости и коэффициента трения (их произведение). Таким образом, для отбрасывания частицы влево от вертикальной оси барабана необходимо, чтобы горизонтальный импульс силы был больше произведения ее массы и горизонтальной составляющей скорости перед ударом о барабан. Кроме того, абсцисса точки падения частицы должна быть меньше или равна абсциссе оси барабана.

Результаты экспериментов показывают:

1. Для выделения частиц серпентинита крупностью до 40 мм необходима скорость воздуха не меньше 5 м/с. При этом породные частицы крупностью меньше 5 мм также попадут в концентрат, что требует повторной стадии разделения.

2. Отскок частиц влево от вертикальной оси барабана возможен, если отношение вертикальной составляющей скорости при ударе к горизонтальной для серпентинита больше 1,6, для породных больше 1,7. Это отношение возрастает с уменьшением коэффициента трения.

Список литературы

1. Потапов В. В. Технология разработки месторождений угля с предварительным его обогащением в подземных условиях: дисс. …канд. техн. наук /В. В. Потапов.– Екатеринбург, 2007. – 210 с.

2. Анохин П.М. обоснование параметров аэродинамически активных фрикционных сепараторов для разделения асбестосодержащих руд: дисс. …канд. техн. наук /В. В. Потапов.– Екатеринбург, 2007. – 210 с.

3. *Сепаратор для разделения сыпучих материалов.* пат. RU 188 702 U1 Опубликовано: 22.04.2019 Бюл. № 12. Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненков Д.Д., Афанасьев А.И., Белов С.В., Анохин П.М., Семенов А.В., Шестаков Е.В.

4. *Афанасьев А. И., Потапов В. Я.* Математическая обработка результатов эксперимента. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. 133с.

УДК 622.2

КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ И ЦИФРОВИЗАЦИЯ РАБОТ ПРИ ОСВОЕНИИ ТРУДНОДОСТУПНЫХ И ТЕХНОГЕННЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

В.С. Бочков, доц., **К.В. Бочкова,** асп.
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

Постепенное обеднение месторождений в обжитых района приводит к необходимости поиска технологий, оборудования для освоения труднодоступных месторождений, под которыми понимаются месторождения доступ, к которым затруднён по причине отсутствия соответствующей инфраструктуры. Для разработки таких месторождений необходим анализ и проработка новых подходов к освоению месторождений. Более широкое применение мобильного и полустационарного дробильно-сортировочного оборудования. Перемещение рудоподготовки в определённых масштабах непосредственно на месторождение. Использование дистанционных телекоммуникационных технологий для управление горным и дробильным оборудованием. Применение систем мониторинга состояния основных узлов применяемого оборудования для реализации обслуживания оборудования по его фактическому состоянию и уменьшения количества выездов в отдалённые районы мобильной сервисной службы.
***Ключевые слова**: добыча, дробление, добыча, дробилки, сортировка, мониторинг, удалённое управление.*

INTEGRATED MECHANIZATION AND DIGITALIZATION OF WORKS DURING THE DEVELOPMENT OF HARD TO ACCESSIBLE AND MAN-MADE FIELDS

V.S. Bochkov, K.V. Bochkova

Gradual depletion of deposits in populated areas leads to the need to search for technologies, equipment for the development of hard-to-reach deposits, which refers to deposits that are difficult to access due to the lack of appropriate infrastructure. To develop such deposits, it is necessary to analyze and develop new approaches to the development of deposits. Wider use of mobile and semi-stationary crushing and screening equipment. Transfer of ore preparation on a certain scale directly to the deposit. Use of remote telecommunication technologies to control mining and crushing equipment. The use of monitoring systems for the condition of the main components of the equipment used to implement maintenance of equipment according to its actual condition and reduce the number of trips to remote areas of the mobile service.
***Keywords**: mining, crushing, mining, crushers, sorting, monitoring, remote control.*

Задачи развития экономики РФ предопределяют значительное увеличение добычи и переработки минерального сырья [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**, **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, **Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. В настоящее время в связи с обеднением руды в обжитых районах РФ наблюдается потребность в освоении труднодоступных месторождений. Основным тормозом при их освоении являются неразвитость инфраструктуры (отсутствие ж/д и пригодных автомобильных дорог, электрических сетей и т.д.). Также, важным фактором является мало обжитость этих регионов и, соответственно, отсутствие чело-

веческого потенциала для развития планируемого предприятия по добыче полезного ископаемого.

В связи с этим для развития добычи в этих регионах требуется поддержка государства. В настоящее время для привлечения необходимого персонала, как правило, используется вахтовый метод.

Исходя из этого целесообразно в труднодоступных регионах создание горного предприятия, которое будет заниматься добычей и рудоподготовкой, а непосредственно обогащение будет производиться на уже существующих обогатительных фабриках, что позволит повысить их загрузку при истощении близлежащих к ним месторождений. Например, такой способ организации работ на Среднем Урале планирует применить холдинг УГМК на Шемурском месторождении расположенном на севере Свердловской области.

Для организации описанного выше технологического процесса необходимо подобрать и обосновать применение рационального типа оборудования и встроить его в технологическую цепочку.

Разработки технологий добычи и переработки полезных ископаемых в отдалённых регионах нашей страны начались ещё в 70-80-е годы. Основными направлениями развития научной мысли было:

- снижение крупности породы в забое, которое существенно повышает производительность экскаватора;

- т.к. дробление механическими средствами дороже дробления взрывом, целесообразнее ввести контроль негабаритов и определения его для разрушения взрывом, с последующей классификацией грохотом. Для этих целей, возможно, применят полустационарные грохоты.

Применение взрыва для крупного дробления способно значительно сократить издержки. Далее необходима установка дробилки (стационарной или полустационарной) либо непосредственно в карьере или на борту карьера. Необходимо стремиться к получению руды размером 3-5 мм, это позволит при транспортировании полезного ископаемого на основную обогатительную фабрику избежать пыления.

В настоящее время для реализации описанной технологии созданы мобильные дробильно-сортировочные комплексы как отечественного, так и зарубежного производства (рис. 1), которые могут быть применены на небольших месторождениях (срок разработки до 25 лет). Для более крупных месторождений целесообразно использовать стационарное или полустационарное дробильно-сортировочное оборудование рис. 2 [4, 5, 6].

Также для труднодоступных месторождений перспективным видится использование дистанционных телекоммуникационных технологий для управление горным и дробильным оборудованием. Применение систем мониторинга состояния основных узлов применяемого оборудования для реализации обслуживания оборудования по его фактическому состоянию и

уменьшения количества выездов в отдалённые районы мобильной сервисной службы.

Условия добычи и переработки полезных ископаемых активно меняются, особенно в наше время с интенсивным развитием техники и технологий, а также возрастающими потребностями человечества. Они усложняются из-за таких, например, факторов, как смещение районов переработки в зоны сурового климата, роста объемов вскрышных работ, объемов разработки полезных ископаемых из-за роста потребности в сырье и обеднения руд, одновременное превращение в глубокие и сверхглубокие большого количества разрабатываемых карьеров, трудности обогащения при комплексном использовании руд и т.д.



Рис. 1. Пример мобильного перерабатывающего комплекса



Рис. 2 Полустационарный дробильно-сортировочный комплекс

Удовлетворение нужд развития технологических процессов, связанных с использованием дробильно-измельчительного или дробильно-размольного оборудования (ДРО) возможно в определенных пределах, а в прогнозируемый период времени вынуждено происходить на базе использования традиционного оборудования.

Совершенствование в этот период должно достигаться, в основном, организационными мерами (перераспределение удельного веса дробления и измельчения, перенос крупного дробления в карьер), повышением единичной мощности оборудования, автоматизацией производственных процессов.

Коренное средство повышения эффективности рудоподготовки заключается в создании новых машин на базе исследований физико-механических свойств горных пород, совершенствования рабочих органов дробильно-измельчительного оборудования.

На развитие ДРО оказывает влияние развитие фона - смежных и основных объектов применения этих машин. При прогнозе принято, что граничными машинами дробильного оборудования, испытывающими непосредственное влияние фона, являются дробилки крупного дробления (ККД) и дробилки мелкого дробления (КМД).

Дробилки ККД, граничащие с процессами выемки и транспорта горной массы, испытывают влияние именно этих процессов. Дробилки КМД, завершающие процесс дробления, развиваются под влиянием процесса измельчения.

Дробилки вторичного крупного дробления (КРД) и среднего дробления (КСД) "воспринимают" уровень дробилок ККД и КМД.

Мельницы в своем развитии зависят от нужд процесса обогащения.

Проведённые обзорные исследования показывают, что развитие дробильно-размольного оборудования в прогнозируемый период времени будет идти на базе традиционной техники:

- разработаны требования к транспортабельным и полустационарным карьерным дробильным установкам в зависимости от конкретных условий эксплуатации;

- выявлены вопросы и проблемы развития и освоения дробилок завершающих стадий дробления, мельниц с мелющими телами и самоизмельчения;

- оценена перспективность имеющихся технических предложений;

- определена потребность в дробильно-размольном оборудовании;

- определена перспективность использования при разработке труднодоступных месторождений дистанционных телекоммуникационных технологий для управление горным и дробильным оборудованием, применение систем мониторинга состояния основных узлов применяемого оборудования для реализации обслуживания оборудования по его фактическому состоянию и уменьшения количества выездов в отдалённые районы мобильной сервисной службы.

Список литературы

1. Андреев, Е.Е. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению: Учебник / Е.Е. Андреев, О.Н. Тихонов. – СПб: СПГГИ (ТУ), 2007. – 439 с.

2. Клушанцев, Б. В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации : производственное издание / Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Муйземнек, 1990. - 320 с.

3. Андреев, С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С.Е.Андреев, В.В.Зверевич, В.А.Перов. – М.: Недра, 1966. – 396 с.

4. Майоров С.А., Лагунова Ю.А. Сравнение модельного ряда мобильных дробилок. /Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» / Под общей ред. Лагуновой Ю.А. - Екатеринбург, УГГУ, 2019. С. 197-203.

5. Лагунова Ю.А., Жиганов А.А., Жиганов П.А., Лазарев Е.А. Анализ компоновочных схем отечественных и зарубежных самоходных дробильных установок // Горные машины и автоматика, 2005. - № 3. – С. 25-31.

6. Лагунова Ю.А., Жиганов П.А. Анализ карьерных дробильных установок по удельной производительности / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XI международной конф. - Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2013.- С. 177-182.

УДК 622.232.8 :629.5.021.16

ПЛАВУЧИЙ КОМПЛЕКС ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МЕСТОРОЖДЕНИЙ АРКТИЧЕСКОЙ ЗОНЫ

А.С. Корогодин[1], асп., **С.Л. Иванов**[1], проф., док. техн. наук
[1]Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрены и выделены перспективные направления в области разработки месторождений цветных металлов регионов Арктики. Представлена значимость применения теротехнологии, как важной составляющей эффективной работоспособности государственного проекта по созданию плавучего комплекса горного оборудования для освоения месторождения «Павловское». Даны подходы по реализации адаптивной технологии проведения ремонтных работ динамического горно-обогатительного оборудования дезинтеграции плавучего комплекса на принципах наилучших доступных технологий (НДТ).
***Ключевые слова**: теротехнология, плавучий комплекс горного оборудования, «Павловское» месторождение, Арктика, модульное оборудование*

FLOATING COMPLEX OF MINING EQUIPMENT FOR DEVELOPMENT OF ARCTIC ZONE DEPOSITS

A.S. Korogodin, S.L. Ivanov

Promising directions in the field of development of non-ferrous metal deposits of Arctic regions were considered and highlighted. The importance of the use of terotechnology as an important component of the effective performance of the state project to create a floating complex of mining equipment for the development of the «Pavlovskoye» deposit is presented. Approaches on implementation of adaptive technology of carrying out repair works of dynamic and processing mining equipment of disintegration of floating complex on principles of best available technologies (BAT) are given.
***Keywords:** terotekhnologiya, floating complex of mining equipment, «Pavlovskoye» deposit, Arctic, modular equipment*

В связи со сложившейся в последние годы растущей тенденцией разработки месторождений с уже истощенным рудным потенциалом вкупе с применением неликвидных, в данном случае, традиционных методов разработок месторождений, остро встает вопрос о необходимости разработки новых месторождений, в частности месторождений Арктической зоны [1].

Работы, проводимые в этих условиях связаны с учетом целого ряда факторов, таких как удаленность месторождения, ограниченность, а в некоторых случаях и полное отсутствие инфраструктуры, связи и энергетики, а также сложность управления цепочками поставок, не говоря уже о сложных природно-климатических условиях и высоких экологических требованиях к ведению работ, рисках и безопасности.

Для решения этих проблем, в рамках проекта разработки месторождения «Павловское», одного из крупнейших месторождений свинцово-цинковых руд России, расположенного на острове Южный архипелага Новая Земля в Северном Ледовитом океане, корпорацией «Росатом» был предложен концепт разработки месторождения с применением специального плавучего комплекса горного оборудования. Этот проект вошел в государственную программу № 484 «Социально-экономического развития

Арктической зоны Российской Федерации», утвержденной постановлением Правительства от 30 марта 2021 года.

Исполнителем, отвечающим за строительство плавучего комплекса горного оборудования, выступила АО "Первая горнорудная компания", входящая в холдинг корпорации «Росатом». В 2021 году началось планирование непосредственно конструкции плавучего комплекса, которая будет перерабатывать 50 тыс. т свинцового и 220 тыс. т цинкового концентрата в год. Начало строительства последнего намечено на 2022 год.

Плавучий комплекс будет включать в себя несколько функциональных участков, к которым относятся: основной участок с горно-обогатительным оборудованием, отсек с хранилищем топлива, административно-бытовые помещения и прочие вспомогательные объекты комплекса, лаборатории, а также электростанция.

Для проектирования плавучего комплекса горного оборудования также был привлечен ряд зарубежных компаний, основной из которых выступила финская компания «Aker Arctic Technology Oy». В ноябре 2020 года также было заключено соглашение с еще одной финской компанией для оснащения плавучего комплекса всем необходимым набором горно-обогатительного оборудования. Разработкой же электростанции для проекта плавучего комплекса выступит компания «Wärtsilä».

Таким образом, на суше месторождения остается только сам карьер с добычным оборудованием, дробилки крупного дробления и хвостохранилище вместе со складом концентрата, а горно-обогатительное оборудование будет расположено непосредственно на самом плавучем комплексе при его постройке. Тем самым, будет осуществлен уход от традиционного метода разработки и обогащения полезного ископаемого, путем применения инновационной геотехнологии, реализуемой в рамках применения НДТ с учетом Арктических условий. В данном случае, основное горно-обогатительное оборудование плавучего комплекса горного оборудования будет включено в единую технологическую схему добычи и обогащения вместе с горным оборудованием карьера, благодаря чему вся добываемая руда будет перерабатываться на плавучем комплексе, расположенном в непосредственной близости от карьера, что позволит существенно снизить неблагоприятное влияние на экосистему, а также минимизировать риски и затраты, как временные, так и финансовые.

Технология переработки руды такова: после среднего дробления руда поступает на грохот для выделения класса крупностью -14 мм, который поступает на обезвоживание и затем в главный бункер комплекса, расположенный на верхней палубе. Класс -50+14 мм направляют в конусные тяжелосредные сепараторы. Выход лёгкой фракции 37-45 % и сульфидных 25-35 %, после отмывки утяжелителя, используют на строительстве карьерных дорог или складируют. Потери свинца и цинка после отмывки невелики и составляют 3,6-4,4 %. Тяжёлая фракция после отмывки додраблива-

ется до 16 мм и поступает на измельчение. Суспензия регенерируется на магнитных сепараторах. Тонкий класс (-16+0 мм) из отсека дробления поступает на спиральные классификаторы, пески которых направляют на измельчение в главный модуль, а слив - на гидроциклонирование и сгущение; пески гидроциклона и сгустителей поступают на шламовую флотацию, а измельчённая тяжёлая фракция - на коллективную свинцово-цинковую флотацию.

Так как процесс обогащение руд включает в себя такие стадии как: дробление, грохочение, измельчение, классификация, обогащение, обезвоживание и сушка концентрата, то, следовательно, на многопалубной плавучей горной фабрике располагается цепь соответствующих горно-обогатительных машин и аппаратов, включающая в себя бункеры исходной руды, двухспиральные классификаторы, конусные и щековые дробилки, различные конвейеры, питатели, механические флотационные машины межцикловой и основной флотации, сгустители, грохоты, дисковый вакуум-фильтры, шаровые и валковые мельницы.

Дорогостоящие объекты длительного срока применения повышенной сложности, к которым, в частности, и относится плавучий комплекс, требуют постоянного технического обслуживания и ремонта на протяжении всего периода эксплуатации для сохранения производительности при высоком уровне готовности и минимизации рисков отказов системы элементами которой они являются. И чтобы достичь поставленной цели по разработки месторождения «Павловское» путем применения плавучего комплекса горного оборудования, также необходимы НТД для надежного функционирования последнего. Важным элементом надежностно-центрированного подхода в поддержании оборудования плавучего комплекса в работоспособном состоянии является мониторинг его технического состояния. При этом реализацию комплекса технических, технологических, ремонтных и организационных задач возможно осуществлять применением технологии обеспечения эффективной работы оборудования в течение всего срока его службы с учётом технических, технологических и организационных факторов и связей между ними, именуемой как теротехнология.

Теротехнологический подход позволяет удерживать заданную производительность машин и их комплексов при оптимизации затрат в период эксплуатации. Это предоставляет дополнительные возможности для улучшения конструкции и производства эксплуатируемого оборудования создавая и используя обратные связи при широком применении диагностических процедур в его регламентном техническом обслуживании.

Горно-обогатительное оборудование плавучего комплекса горного оборудования работает в единой технологической цепи, и выход из строя какого-либо из ее элементов приводит к нарушению технологического процесса, простою взаимосвязанного оборудования и как следствие, к кри-

тическим потерям в обогащении сырья. Поэтому для безотказной эксплуатации горного оборудования необходимо своевременно восстанавливать рабочие поверхности их ресурсоопределяющих узлов и механизмов. Наиболее уязвимым в этом отношении является крупное динамическое оборудование дезинтеграции, в частности, именно барабанные мельницы, основной из причин потери работоспособности которых является выход из строя подшипниковых гидростатических опор скольжения [2].

Частым явлением, сопровождаемым работу опорных подшипниковых узлов барабанных мельниц, является засорение системы смазки и неисправность уплотнительных средств, ввиду долгосрочной работы мельницы, приводящие тем самым к перегреву узлов скольжения. Вследствие возникающих тепловых процессов вкупе с вибрацией и высокими удельными нагрузками происходит неравномерное изнашивание рабочих поверхностей цапф подшипниковых узлов и баббитовых вкладышей, приводящих к изменению равномерно-распределенной масляной подушки в узле трения. В связи с чем, происходит разбалансировка узлов трения, сопровождающаяся возникновением местных повышенных радиальных и осевых нагрузок, что в лучшем случае приводит к интенсивному выкрашиваю пар трения, прямо пропорционально сказывающихся на работоспособности оборудования.

На точке стояния плавучего комплекса, специализированных ремонтных объектов полного цикла не предполагается, а проведения полного демонтажа оборудования согласно классическим методам ремонта и транспортировкой их на ремонтно-промышленные площадки является невозможным. Поэтому для поддержания готовности оборудования на заданном уровне необходимо своевременно осуществлять технологическое обслуживание и ремонт в уникальных условиях стесненного пространства, низкой маневренности материалов и специальных приспособлений для осуществления ремонтных воздействий. Все это требует создания специализированных машин и устройств блочно-модульного типа для осуществления комплекса ремонтно-восстановительных работ технологического горного оборудования плавучего комплекса без полного демонтажа оборудования в рамках теротехнологии [3].

Список литературы

1. Novoselov, A., Potravny, I., Novoselova, I., Gassiy, V. (2017). Selection of priority investment projects for the development of the Russian Arctic. Polar Science, 14, 68–77.

2. Neves, M. D. M., Andrade, A. H. P., & Silva, D. N. (2016). Analysis of the criticality of flaws found in trunnion of grinding ball mills used in mining plants. Engineering Failure Analysis, 61, 28–36.

3. Корогодин А.С., Иванов С.Л. Восстановление цапф опорных подшипниковых узлов барабанных мельниц / А.С. Корогодин, С.Л. Иванов // Master's Journal. 2020. № 2. С. 49-55.

УДК 622.271.002

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРИВОДА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

Ю.А. Лагунова[1], Н.Р. Ибраева[1,2]
[1]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия,
[2]Карагандинский технический университет, г. Караганда, Республика Казахстан

В статье рассматривается привод конусной дробилки и рациональный режим работы привода с применением нейронной сети. Поиск рациональных параметров работы привода конусной дробилки и решение надежности работы в целом дробилки возможно только при точных расчетах и данных рабочего оборудования. Применение нейронных сетей, учитывая специфику работы привода КМД, позволит реализовать и применить программную систему. Нейронные сети обладают рядом уникальных свойств, делающих их мощным инструментом для создания систем управления: способностью к обучению на примерах и обобщению данных, способностью адаптироваться к изменению свойств объекта управления и внешней среды, пригодностью для синтеза нелинейных регуляторов.
Ключевые слова: *конусные дробилки, нейронные сети, горные машины, прогнозирование, анализ работы, привод конусной дробилки.*

JUSTIFICATION OF RATIONAL MODES OF OPERATION OF THE CONE CRUSHER DRIVE

Lagunova Y. A., Ibrayeva N. R.

The article discusses the drive of a cone crusher and the rational mode of operation of the drive using a neural network. The search for rational parameters of the operation of the cone crusher drive and the solution of the overall reliability of the crusher is possible only with accurate calculations and data of the working equipment. The use of neural networks, taking into account the specifics of the KMD drive, will allow you to implement and apply a software system. Neural networks have a number of unique properties that make them a powerful tool for creating control systems: the ability to learn from examples and generalize data, the ability to adapt to changes in the properties of the control object and the external environment, the suitability for the synthesis of nonlinear regulators, high resistance to damage to its elements due to the inherent neural network architecture.
Keywords: *cone crushers, neural networks, mining machines, forecasting, work analysis, cone crusher drive.*

Уровень развития технического прогресса позволяет создавать машины и оборудование, приспосабливающиеся к специфическим условиям эксплуатации на объектах. Одним из проявлений технического прогресса является внедрение в производство нейронных сетей. Применение нейронных сетей позволит сократить время, затрачиваемое на технологические операции, связанные с текущим обслуживанием и ремонтом конусной дробилки, повысить безопасность работы оборудования, увеличить производительность процесса дробления и, как следствие, повысить эффективность функционирования конусной дробилки в целом.

Поиск рациональных параметров работы привода конусной дробилки и решение надежности работы дробилки в целом возможно только при точных расчетах и показателях рабочего оборудования. Применение нейронных сетей, учитывая специфику работы привода КМД, позволит реализовать и применить программную систему. Искусственная нейронная сеть (ИНС) – это математическая модель, которая позволяет программировать и разрабатывать алгоритмы по обучению и распознаванию рациональных режимов работы привода КМД.

Главной задачей применения нейронной сети является повышение уровня автоматизации производственного процесса и выход качественного продукта в заданные сроки при минимальных затратах, связанных с технологическими операциями по техническому обслуживанию дробилки.

Рассмотрим в качестве примера приводной узел конусной дробилки. Режим работы привода дробилок типа КМД следует рассматривать как режим работы, который имеет ряд особенностей. Режимы работы соответствуют периодам работы КМД , а именно «режим вхолостую» – без горной массы в дробящем пространстве (камере дробления), и «режим под нагрузкой» – с заполненным горной массой дробящим пространством.

Эксплуатация показала, что привод обеспечивает нормальную работу дробилки, когда принят асинхронный двигатель с номинальной мощностью 400 кВт. При работе привода увеличиваются показатели мощности при дроблении, такая ситуация объясняется наличием больших инерционных масс механизма.

ПАО «Уралмашзавод» выпускает интеллектуальную дробилку КМД-3000Т2-ДП-М с зубчатым реверсивным механизмом регулирования щели и специальной камерой дробления для дробления железных и других руд.

Применение нейронной сети при эксплуатации конусной дробилки представляет собой сложную математическую систему, отслеживающую пошаговую работу дробилки и участвующую в ее управлении в целом. Информационные потоки при рабочем процессе дробления, а именно работы привода КМД циркулируют в режиме накопительной системы и в дальнейшем способствуют выбору рациональных параметров работы всех элементов привода.

Для того, чтобы применить систему нейронных сетей (НС) необходимо в базе данных иметь функционирующие в динамической среде рабочие параметры на входе и на выходе работы привода, достоверность сведений, общее состояние объекта и исходные данные по условиям производства.

Нейронные сети обладают рядом уникальных свойств, делающих их мощным инструментом для создания систем управления: способностью к обучению на примерах и обобщению данных, способностью адаптироваться к изменению свойств объекта управления и внешней среды, пригодностью для синтеза нелинейных регуляторов, высокой устойчивостью к по-

вреждениям своих элементов в силу изначально заложенного в нейросетевую архитектуру.

Основная (главная) задача применения ИНС заключается в том, что нейронная сеть обеспечивает эффективную структуру отображения работы привода, то есть, измеряя скорость, мощность и другие параметры с помощью датчиков и регуляторов, чтобы в дальнейшем подать их в качестве входных данных для НС, как сигнал с повышенными параметрами. Таким образом, при передаче измеренных параметров в блок управления, они будут автоматический корректироваться, тем самым, облегчая регулирование пиков в рабочих данных или данных на выходе.

Предлагаемая система получения рациональных параметров привода конусной дробилки состоит из моделирования, математического расчета и управления исходными данными с применением нейронной сети.

Рассмотрим нейронную модель привода КМД.

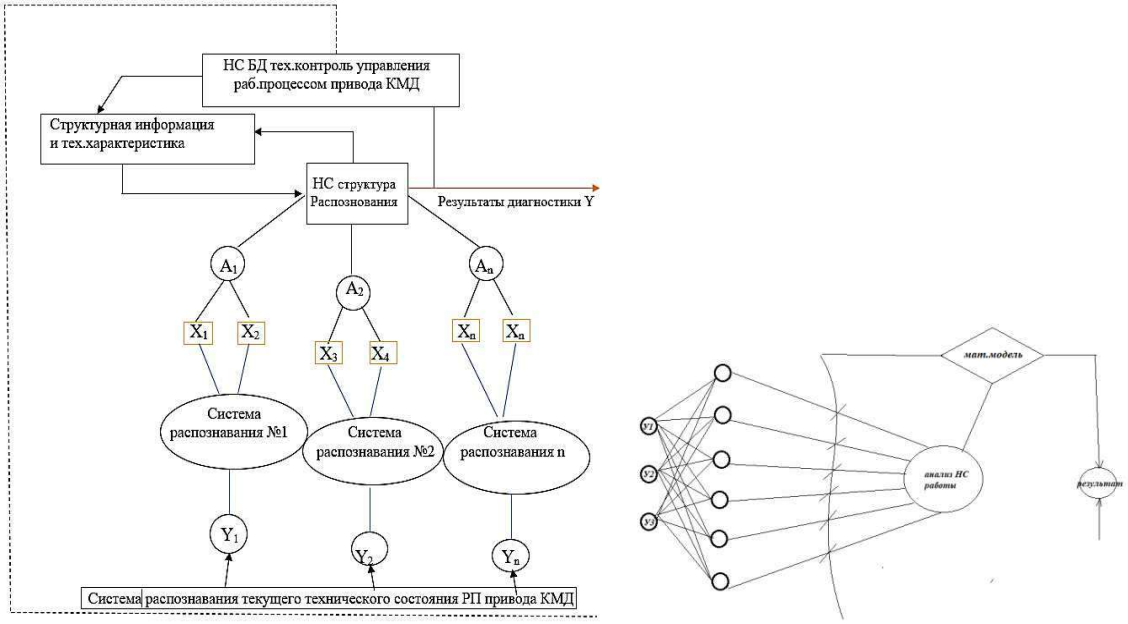


Рис.1-Архитектура нейронной сети привода конусной дробилки.

Чтобы обучить такую нейронную сеть для полноценной работы и выполнения задачи по выбору рациональных параметров работы привода в различных условиях производства необходимо, чтобы сеть вычисляла производственную или техническую ошибку выходных параметров (весов). Алгоритм, заданный под модель привода КМД с применением нейронной сети должен иметь обратное распространение для определения производственной ошибки.

Номинальные параметры двигателя: мощность 400 Вт, входное напряжение 24 В, ток 16 А, частота вращения 2500 об/мин, крутящий момент 1,53 Нм, 8 полюсов. После обучения НС передается в блок управления для достижения хорошей производительности при минимальных ре-

сурсах. После настройки усиления при скорости 300 об/мин задаем значения точности измерения до 0,1. Точность легко найти с помощью НС и очень небольшой разницы под нагрузкой.

Предлагаемый метод полезен для приложений по снижению стоимостной характеристики процесса дробления. Экспериментальные результаты показывают, что управляемая система способна достигать превосходных характеристик скорости, как под нагрузкой, так и в полном диапазоне скоростей в допустимых пределах.

Различные параметры, а именно входное напряжение с широтно-импульсной модуляцией, ток статора, скорость и погрешность скорости, считываются и передаются в нейронную сеть. Он генерирует управляющие импульсы для переключателей, чтобы поддерживать скорость дробилки на заданном уровне. Предложена нейронная сеть для регулирования скорости. В течение каждого времени веса и смещения НС обновляются с использованием алгоритма обратного распространения, чтобы сделать ошибку между желаемыми выходами и фактическими выходами НС меньше заранее определенного значения.

Заключение

Применение нейронных сетей для привода КМД, позволяет: выдавать информацию о текущем состоянии технологического оборудования быстро и качественно; определять отклонения сигналов для предупреждения возникновений ошибок рабочего процесса; отследить процесс дробления, путем определения изменения динамики режима рабочего процесса.

Нейронные сети имеют встроенную способность адаптировать свои синаптические веса к изменениям в окружающей среде. В частности, нейронную сеть, обученную для работы в определенной среде, можно легко переобучить, чтобы она справлялась с незначительными изменениями условий рабочей среды и веса в режиме реального времени.

Список литературы

1. Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Имитационное моделирование при расчете параметров конусных дробилок // Информационные технологии в горном деле: тезисы докладов III научно-технической конференции. Екатеринбург: УГГГА, 1988. с. 52-53.

2. Лагунова Ю.А., Ибраева Н.Р. К вопросу диагностики технического состояния привода конусной дробилки на основе нейронной сети // Горный информационно-аналитический бюллетень. Уральская горнопромышленная декада 2021. Москва. ГИАБ, с.162-170.

3. V. Jamuna and S. Rama Reddy. MODELING AND SPEED CONTROL OF INDUCTION MOTOR DRIVES USING NEURAL NETWORKS

4. Клепиков В.Б., Сергеев С.А., Махотило К.В., Обруч И.В. Применение методов нейронных сетей и генетических алгоритмов в решении задач управления электроприводами / Электротехника, № 5, 1999. - С. 2-6.

5. Комарцова Л.Г., Максимов А.В. Нейрокомпьютеры: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ имени Баумана, 2002. 320 с.

УДК 621.72

МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ЧАСТИ МЕЛЬНИЦ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПРОЧНОСТИ НА ПРИМЕРЕ ММПС-9500×5400

А.В. Конюшевский, ПАО «Уралмашзавод», г. Екатеринбург, Россия

В работе освещены проблемы прочности вращающейся части мельницы ММПС-9500×5400. Проведены численные испытания модернизированной мельницы. Проверены различные конструктивные решения и выведены закономерности влияния геометрических параметров на прочность мельницы

***Ключевые слова**: мельница ММПС, напряженно-деформированное состояние, оптимизация, метод конечных элементов, усталостная прочность*

MILL ROTATING PART CONSTRUCTION MULTIPARAMETER OPTIMIZATION IN TERMS OF STRENGTH BY THE EXAMPLE OF ММПС-9500×5400

A.V. Konyushevskiy

The paper highlights mill rotating part strength problems. Modernized mill ММПС-9500×5400 numerical tests were carried out. Various design solutions have been tested and dependencies between different geometric parameters and mill strength have been derived.

***Keywords**: ММПС mill, stress-strain state, optimization, finite element method, fatigue strength*

Рассмотрена модернизированная мельница ММПС-9500×5400 на замену ММПС-9500×5400Т, отработавшей менее двух лет. На протяжении всего времени эксплуатации на вышедшей из строя мельнице наблюдались проблемы: разрушались шпильки торцевого соединения цапфы со стенкой, шпильки крепления стенок между собой, шпильки крепления стенок и барабана. Также была нарушена плотность торцевого соединения цапфы со стенкой, что способствовало проникновению пульпы в появляющемся во время вращения зазоре. Сотрудниками ГОКа были предприняты попытки ремонта мельницы с помощью сварки, также был заменен материал шпилек и их конструкция, что не улучшило положения.

До начала проектирования модернизированной мельницы было произведено численное исследование существующей конструкции, в результате чего выявлены слабые места, которые совпали с реальными поломками: шпильки не обладают достаточной статической и циклической прочностью, торцевое соединение цапфы со стенкой недостаточно прожато – происходит раскрытие контакта в нижней части контактной поверхности. Таким образом, нежизнеспособность конструкции ММПС-9500×5400Т подтвердилась.

При разработке новой конструкции мельницы изучалось влияние изменения некоторых геометрических параметров вращающейся части мельницы на прочность и жесткость. С помощью метода конечных элементов исследовались: угол наклона стенки к вертикали, длина посадочной

поверхности стенки на цапфу и степень натяга, диаметр посадки, количество шпилек в торцевом соединении цапфы со стенкой, диаметр и геометрия шпилек. На рисунке 1 изображены основные оптимизируемые параметры.

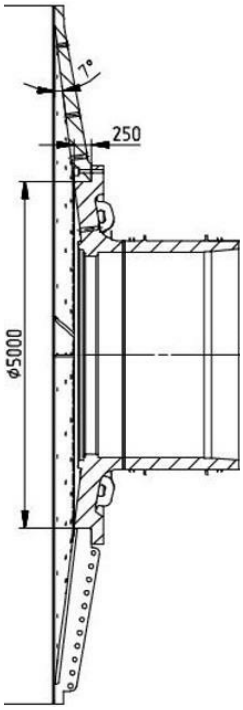


Рисунок 1 – оптимизируемые геометрические параметры

В результате исследования было выявлено следующее:

1. Увеличение диаметра стыковки цапфы со стенкой мельницы позволяет установить больше торцевых шпилек, тем самым улучшить прожатие торцевого контакта и уменьшить деформации.

2. Увеличение количества шпилек и их диаметра улучшает прожатие торцевого контакта, уменьшаются напряжения в самих шпильках.

3. Увеличение длины посадки цапфы и стенки позволяет повысить жесткость соединения, соответственно уменьшая осевые деформации стенки и напряжения в шпильках, однако это не всегда необходимо, если жесткость обеспечена другими мерами (угол наклона, полное прожатие).

4. Увеличение угла наклона стенки к вертикали положительно влияет на жесткость конструкции, увеличивая её, тем самым уменьшая деформацию и напряжения в шпильках.

5. Натяг в соединении «цапфа-стенка» при обеспечении относительного непроскальзывания в торцевом контакте и при полном прожатии контакта не обязателен и является страховочной мерой.

В соответствии с выводами были приняты необходимые технические решения для обеспечения надежной работы модернизированной мельницы ММПС-9500×5400.

УДК 622.73

ВИБРОТЕХНИК И МКМ

Семчак А.И., руководитель группы продвижения
ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург

Приведены сведения о лабораторном оборудовании производства компании «ВИБРОТЕХНИК» для сверхтонкого измельчения материалов.

***Ключевые слова**: Сверхтонкое измельчение, лаборатория, оборудование, дробление, исследования.*

VIBROTECHNIK AND μm

Semchak A.I., VIBROTECHNIK LLC, St.Petersburg

Information is provided on the laboratory equipment for ultrafine grinding of materials manufactured by the company "VIBROTECHNIK".

***Keywords:** ultrafine grinding, laboratory, equipment, crushing, research.*

Краткая справка о компании:

ООО «ВИБРОТЕХНИК» - ведущий российский разработчик и производитель лабораторного оборудования для измельчения и рассева материалов. Продукция компании «ВИБРОТЕХНИК» применяется в различных отраслях промышленности для подготовки проб и в производственных процессах. География поставок включает в себя более 50 стран, а общее количество клиентов превышает 12 000 предприятий. В числе заказчиков компании - лидеры горнодобывающей и металлургической промышленности, строительного комплекса, крупнейшие концерны химической и фармацевтической отраслей. Оборудование компании «ВИБРОТЕХНИК» используется в ведущих ВУЗах страны для обучения студентов и проведения научно-исследовательских работ [1].

В течение 30 лет ООО «ВИБРОТЕХНИК» разрабатывает и производит оборудование для классической пробоподготовки (дробление материалов крупностью от 110 мм и истирание до крупности 100 мкм). Производимые компанией лабораторные щековые дробилки, дисковые и вибрационные истиратели успешно справляются с решением подобных задач.

Меняющиеся потребности лабораторий и небольших производств (в тч по работе с наноматериалами и аддитивными технологиями) ставят задачи по повышению производительности оборудования и достижению размеров частиц истирания менее 100 мкм. В лабораториях пробоподготовки горнодобывающих и металлургических предприятий по прежнему востребованной является задача тонкого измельчения материалов различной прочности и твердости в периодическом режиме.

К тонкому измельчению относится материал, измельчённый до крупности 0,075 мм и менее (в ряде случаев требуется решать задачи по измельчению до 0,01 мм и менее).

Чаще всего для решения подобных задач в лабораториях пробоподготовки используются лабораторные шаровые мельницы, вибрационные чашевые истиратели или планетарные мельницы.

К плюсам применения шаровых мельниц можно отнести относительно невысокую стоимость оборудования и эксплуатации, надежность конструкции. К минусам – низкую эффективность, продолжительное время измельчения, высокую вероятность заражения пробы металлами от мелющих шаров.

В связи с этим ООО «ВИБРОТЕХНИК» для пробоподготовки материалов до аналитической крупности (менее 0,075 мм) сконцентрировалось на разработке и производстве вибрационных истирателей и планетарных мельниц, как позволяющих получать гарантированно стабильный результат с любыми типами материалов.

Вибрационные истиратели позволяют получать частицы продукта истирания с размером 90% < 0,05 мм (50 мкм) и менее.

Планетарные мельницы предназначены для измельчения материалов до крупности 90% < 0,001 мм (1 мкм).

Для решения задач тонкого измельчения ООО «ВИБРОТЕХНИК» разработало и производит линейку лабораторного оборудования – Истиратели вибрационные ИВ 3М и ИВУ и Мельницу планетарную МПП 1-4.



Рис. 1 Истиратель вибрационный ИВ 3М



Рис. 2 Истиратель вибрационный ИВУ

Истиратели вибрационные ИВ 3М (Рис. 1) и ИВУ (Рис. 2) предназначены для тонкого измельчения материалов в периодическом режиме. В

вибрационном истирателе измельчение происходит за счет истирания – одновременной деформации сжатия и сдвига частиц материала между мелющими органами и стенками чаш. Крупность измельченного материала зависит от исходной крупности, физических свойств материала, объема загрузки чаш, а также времени работы истирателя.

Истиратель вибрационный ИВ 3М предназначен для одновременного измельчения трех проб объемом от 20 до 50 см³.

Например, гранитные породы с твердостью 7 единиц по Моосу весом 150 г с исходной крупностью до 3 мм за 5 минут измельчаются до крупности менее 0,04 мм (40 мкм). При этом более 80% фракционного состава продукта измельчения составляет материал крупностью менее 0,02 мм (20 мкм).

Вибрационный истиратель ИВУ предназначен для измельчения с высокой производительностью проб объемом от 250 до 750 мл. Основное назначение истирателя – измельчение проб до аналитической крупности (менее 75 мкм) в лабораториях горно-обогатительных и металлургических предприятий.

Например, геологическая проба (керны) весом 1 кг с исходной крупностью 5 мм за 6 минут измельчается до крупности менее 0,071 мм (71 мкм), что позволяет на данном типе оборудования получать до 10 проб/час (при условии использования дополнительной размольной гарнитуры). При этом более 80% фракционного состава продукта измельчения составляет материал крупностью менее 0,05 мм (50 мкм).



Рис. 3 Планетарная мельница МПП 1-4

Мельница планетарная МПП 1-4 (Рис. 3) предназначена для измельчения материалов различной прочности и твердости до сверхтонкого состояния (менее 10 мкм) в периодическом режиме сухим или мокрым способом. Модель производится компанией «ВИБРОТЕХНИК» по конструкторской документации и под авторским надзором ее разработчика В.Г. Кочнева.

В планетарной мельнице измельчение происходит за счет одновременной деформации сжатия и сдвига частиц материала между шарами и стенками чаш. Крупность измельченного материала зависит от физических свойств материала, объема загрузки чаш, объема загрузки мелющими шарами, а также времени работы мельницы. Рекомендуемый объем загрузки материала в одну чашу от 15 до 45 см3, шаров – от 50 до 130 см3.

Материалы твердостью до 8 ед. по Моосу (например, электрокорунд) весом ~ 100 г с исходной крупностью менее 1,0 мм за 10 минут измельчаются до крупности менее 0,01 мм (10 мкм) с производительностью до 24 проб/час.

Истиратели вибрационные ИВ 3М и ИВУ, а также Мельница планетарная МПП 1-4 применяются российскими и зарубежными горнодобывающими и металлургическими предприятиями, такими как Арселор Миттал Темиртау, Казахмыс Смэлтинг, Тулачермет, Кульдурская Горная Компания, Боградский ГОК, Амурсталь, Васильевский Рудник, Карельский Окатыш, Полиметалл, Правоурмийское и др.

С 2019 года поставки оборудования расширились на африканский континент. Оборудование применяется в лабораториях горнодобывающих предприятий таких компаний, как Anglo American, Rob 5 Milling, Bauba Platinum, Glencore, Salene Manganese и др.

Список литературы

1. Официальный сайт компании ООО «ВИБРОТЕХНИК». Режим доступа: http://vt-spb.ru, дата обращения 01.03.2022.

УДК 622.271.3.001.63:621.926.2

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОБОСНОВАНИЮ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДВИЖНЫХ ДРОБИЛЬНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ УСТАНОВОК

Чиркин А.А., канд. техн. наук
ФГБОУ ВО Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС), г. Екатеринбург

Приведены результаты исследований опыта проектирования передвижных дробильно-перегрузочных установок в модульном исполнении для открытых горных работ с учётом технологических требований, позволяющих конструировать установки в зависимости от компоновочной схемы.
***Ключевые слова**: передвижная дробильно-перегрузочная установка, конусная дробилка, производительность, гусеничный транспортёр, ленточный конвейер, открытые горные работы.*

METHODOLOGICAL APPROACH TO THE SUBSTANTIATION OF THE STRUCTURAL PERFORMANCE AND THE MAIN PARAMETERS OF MOBILE CRUSHING PLANTS

Chirkin A.A.

The results of studies on the experience of designing mobile crushing plants for open-pit mining are given, taking into account the technological requirements that make it possible to design plants depending on the composition scheme.
***Keywords:** mobile crushing plant, cone crusher, capacity, tracked vehicle, a conveyor belt, open pit mining.*

Работа проектировщиков и конструкторов по выбору типа компоновочной схемы передвижных дробильно-перегрузочных установок (ПДПУ) и элементов её конструкции, а также по совершенствованию установки в целом в значительной мере затруднена из-за отсутствия единого методологического подхода к проектированию ПДПУ в модульном (блочном) исполнении. Об этом свидетельствует большое количество конструктивных решений ПДПУ, представленных в отечественной и зарубежной литературе.

Учитывая динамику горных работ в карьере, применение передвижной дробильной установки как связующего звена между цикличным автомобильным и непрерывным конвейерным транспортом не должно вызывать отрицательных, сдерживающих факторов для транспортной системы карьера, быть экономически эффективным на протяжении всего периода производства горных работ в карьере [1–5].

Несмотря на наличие значительного количества решений по конструктивному исполнению передвижных дробильно-перегрузочных установок в модульном исполнении поиск наилучших решений продолжается в России

и за рубежом [5-12]. Одной из причин является отсутствие единого методологического подхода при выборе оптимальной компоновочной схемы из всех возможных вариантов конструкторских решений.

При анализе конструкций передвижных дробильно-перегрузочных установок в модульном исполнении было выделено и рассмотрено три типа компоновки.

Первый тип компоновки – одномодульный, представляет собой единый модуль, в который входит опорная конструкция, выполненная в виде рамы, на которую установлены, как правило, конусная либо щёковая дробилка, загрузочный бункер, разгрузочный питатель. В случае применения щёковой дробилки рекомендуется применять пластинчатый питатель тяжёлого типа. Применение конусной дробилки допускает возможность прямой загрузки через приёмный бункер. Однако по технологическим условиям это не всегда целесообразно, так как необходимо сформировать уступ 25 и более метров со строительством вертикальных подпорных стенок из бетона для установки дробильно-перегрузочной установки вплотную к уступу для организации разгрузочной площадки.

Второй тип компоновки - двухмодульный, представляет собой два модуля - модуль бункер-питателя и модуль дробилки с разгрузочным конвейером. При этом оборудование каждого модуля устанавливается на собственной несущей раме. Габаритные размеры каждого модуля примерно одинаковые, позволяющие перемещать их по карьерным автодорогам, масса каждого модуля не превышает 700 тонн. Перемещение модулей также осуществляется с помощью автономного гусеничного транспортёра. Для монтажа и работы установки достаточно 15-метрового уступа. При двухмодульной компоновке увеличиваются размеры площадки для установки ПДПУ на габаритную величину одного модуля, при этом размеры разгрузочной площадки остаются прежними.

Вариант трёхмодульной компоновки ПДПУ отличается от предыдущего тем, что разгрузочный конвейер выполнен как самостоятельный модуль на колёсном ходу, что облегчает его монтаж и демонтаж при ремонтных работах.

Опыт эксплуатации передвижных дробильно-перегрузочных установок и технико-экономический анализ показывает, что для рудных карьеров необходимо иметь установки с производительностью в пределах 600-2000 $м^3$/ч [11].

При выборе компоновочной схемы ПДПУ и определения ее экономической эффективности необходимо учитывать весь комплекс факторов (рис.1).

По результатам исследований, выполненных в соответствии с предложенным методологическим подходом был разработан технический проект установки ПДПУ-2000 производительностью 2000 $м^3$/ч. В состав установки входит три модуля: модуль дробилки с конусной дробилкой ККД 1500;

модуль бункер-питателя, рассчитанного на два места разгрузки; модуль разгрузочного конвейера. Для размещения установки достаточно 15-метрового уступа, для разгрузки автосамосвалов монтируется разгрузочная площадка на два места разгрузки (рис.2).

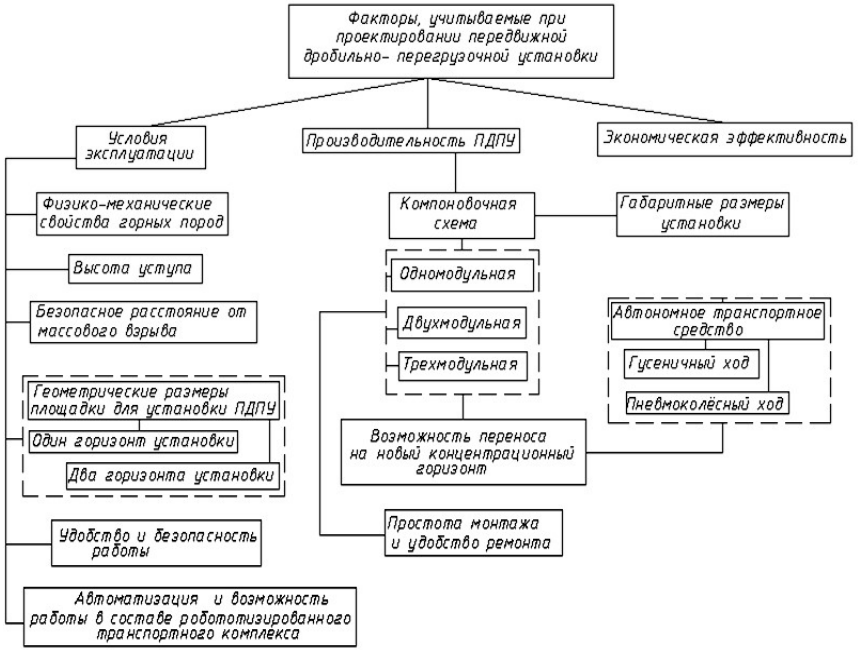


Рис. 1. Факторы выбора компоновочной схемы ПДПУ

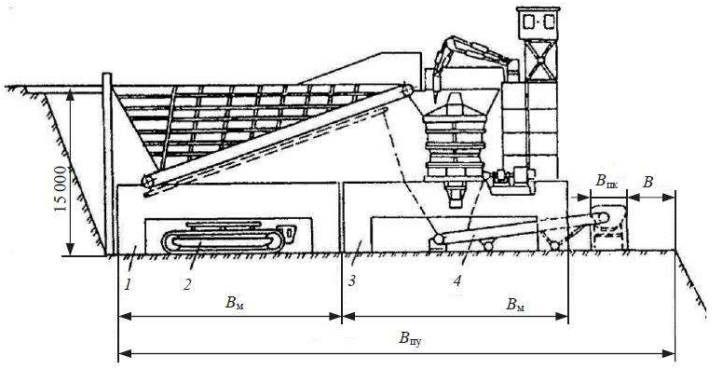


Рис. 2. Передвижная дробильно-перегрузочная установка ПДПУ-2000:
1 – модуль бункер-питателя; 2 – гусеничный транспортер ТГ-1000; 3 – модуль дробилки; 4 – разгрузочный конвейер; В – ширина полосы безопасности, м; $B_м$ – длина опорной конструкции модуля, м; $B_{пк}$ – ширина передвижного ленточного конвейера, м; $B_{пу}$ – ширина площадки для установки ПДПУ-2000, м.

Большое значение с точки зрения технологии горных работ имеют габаритные размеры установки, которые определяют параметры площадки для размещения ПДПУ в карьере с учетом маневров автосамосвалов при разгрузке рудного сырья. Ширина площадки в варианте установки питателя, когда совмещается горизонт установки модуля-дробилки и горизонт

разгрузки, составляет 95 метров, а при устройстве разгрузочной площадки горизонтом выше ширина площадки составляет 75 метров.

Предложенная компоновочная схема в ПДПУ-2000 позволяет сократить габаритные размеры установки и, следовательно, площадку для её установки в карьере[12].

Выводы. Опыт эксплуатации передвижных дробильно-перегрузочных установок в модульном исполнении и технико-экономические исследования их применения показывают, что внедрение передвижных дробильно-перегрузочных установок расширяет область эффективного использования циклично-поточной технологии.

Наибольшее распространение получили двух и трёхмодульные варианты исполнения ПДПУ, перенос которых производится автономным транспортным средством на гусеничном ходу грузоподъёмностью до 1000т. Применение данных компоновочных решений позволяет получить наиболее оптимальные габаритные размеры установки а, следовательно, размеры площадок для их размещения в карьере, что особенно важно при доработке глубоких карьеров.

Список литературы

1. Яковлев В.Л. Состояние, проблемы и пути совершенствования открытых горных разработок // Горный журнал. – 2009.- №11. С. 11–14.

2. Яковлев В. Л. Перспективные решения в области циклично-поточной технологии глубоких карьеров // Горный журнал. – 2003. - № 4/5. С. 51–56.

3. Яковлев В.Л. Некоторые перспективные направления исследований в области карьерного транспорта // Материалы международной научно-технической конференции по карьерному транспорту. Екатеринбург, 2002. - С. 15–20.

4. Фаддеев Б.В., Чапурин Н.А. Дробильные установки на карьерах/ Б.В. Фаддеев, Н.А.Чапурин//- М.: Недра, 1981. – 161 с.

5. Sassos M. P. In pit crushing and conveying sistems // Engineering and Mining Journal. 1984.vol. 85.N4.p. 46–59.

6. Muller G. Shenkung der betriebsconsten im Festgesteein - Tagebau durch Einsatz von Brecher-Band System // Fordern und heben.1986. Bd. 36. N 8. S. 556-559.

7. Engineering Contractors // Mining Magazin. 1998. Vol. 179. N 2. p.75.

8. Marek T.M. In-Pit Crushing and Conveying-Mine Planning and Operations // Skillings Mining Review. 1985. Vol.74. №22. P.6-10.

9. R. W. Utley, “In-Pit Crushing,” in SME Mining Engineering Handbook, 3rd ed., P.Darling, Ed. Society for Mining, Metallurgy and Exploration, 2011. pp. 941– 957.

10. J. G. Londono, P. Knights, and M. Kizil, “Review of In-pit Crusher Conveyor (IPCC) application,” in 2012 Australian Mining Technology Conference. 2012. pp. 63–82.

11. Чиркин А.А. Опыт проектирования и внедрения передвижных дробильно-перегрузочных установок для открытых горных работ // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XIV Междунар. научно-техн. конф. Чтения памяти В.Р. Кубачека/УГГУ. - Екатеринбург, 2016. - С. 208 – 211.

12. Пат. 2168631 РФ, МПК[7] Е 21 С 41/26, В 02 С 21/02 . Дробильно-перегрузочная установка/Яковлев В.Л., Чиркин А.А., Кантемиров В.Д.; заявитель и патентообладатель Институт горного дела Уральского отделения РАН. – № 98100368/03; заявл. 05.01. 98; опубл. 10.06.01, Бюл. № 16. – 3 с. : ил.

УДК 621.72

ОБЗОР ПУБЛИКАЦИЙ ПО КОНСТРУКЦИЯМ СИТ ГРОХОТОВ

Авхадиев А.Е., магистр,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассмотрены основные виды просеивающих поверхностей. Проанализированы их особенности, а также рассмотрены примеры улучшения и модернизации конструкций поверхностей.
Ключевые слова: *поверхности сита, анализ, улучшение, модернизация.*

OVERVIEW OF THE SCREENING SURFACES OF THE SCREENS

Avkhadiev A.E.

The main types of screening surfaces are considered. Their features are analyzed, as well as examples of improving and modernizing surface structures are considered.
Keywords: *screening surface, analysis, improvement, modernization.*

В качестве просеивающей (рабочей) поверхности грохотов используют проволочные сетки, листовые сита (решета, т. е. перфорированный лист) и колосниковые решетки.

Проволочные сетки изготовляют с квадратными или прямоугольными отверстиями размером от 100 до 0,04 мм. для изготовления сеток применяют проволоки стальные (из легированных и нержавеющих сталей), латунные, медные, бронзовые, никелевые и др. Отношение площади отверстий сетки в свету к общей ее площади, выраженное в процентах, называют живим сечением сетки или коэффициентом живого сечения.

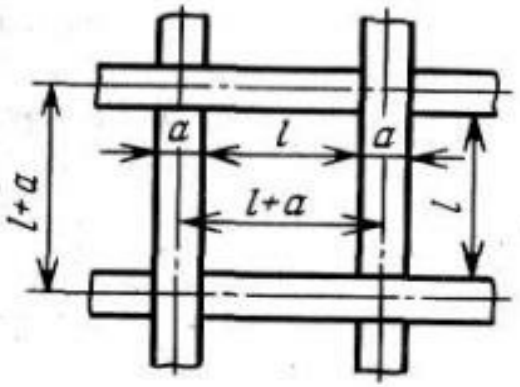


Рис. 1. Ячейка сетки с квадратными отверстиями.

Колосниковые решетки собирают из стержней или колосников, которые располагают параллельно рядами и скрепляют друг с другом. Размер отверстий решетки определяется шириной щели в свету между колосниками. Колосниковые решетки часто собирают на месте из имеющихся в наличии материалов, поэтому форма сечений колосников может быть самой разнообразной (рис. 2). Для грохочения крупнокускового материала

колосниковые решетки собирают иногда из сварных металлических балок, защищаемых от износа сменными броневыми плитами из марганцовистой стали.

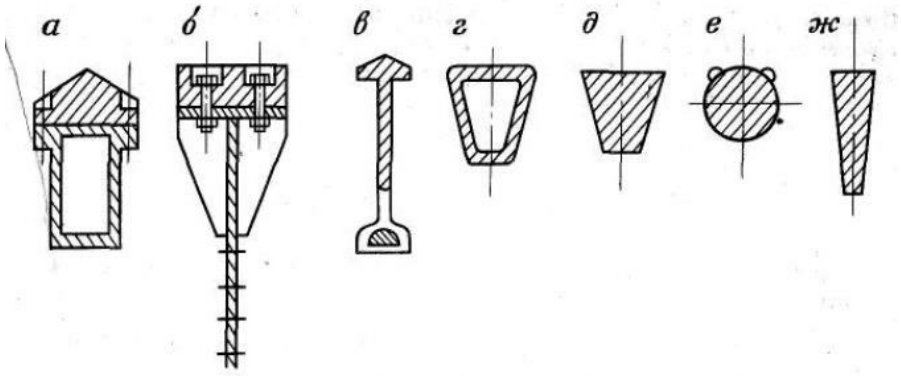


Рис. 2. Основные формы поперечных сечений колосников:
а, б – со сменной рабочей частью; в – из стального литья; г – с внутренней поверхностью; д – из трапециевидного проката; е – из круглого проката с наплавкой; ж – трапециевидного профиля для щелевых сеток.

Листовые сита – это стальные листы с проштампованными или просверленными отверстиями. Форма отверстий листовых сит – круглая, прямоугольная (щелевидная), квадратная (рис. 3).

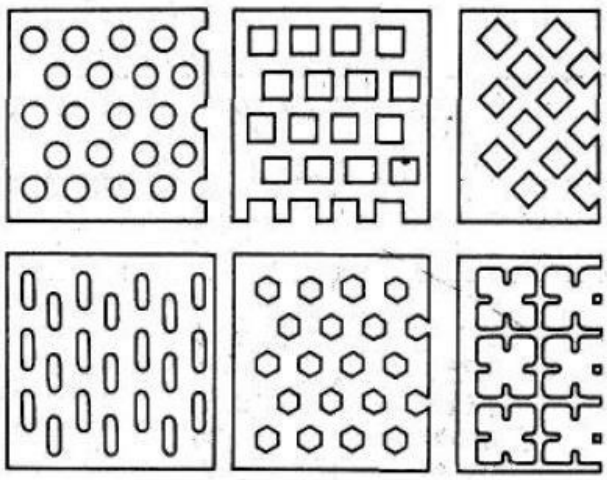


Рис. 3. Форма и расположение ячеек перфорированных сит.

Отверстия располагают линейно, параллельными рядами или в шахматном порядке. Прямоугольные отверстия часто располагают под углом к продольной оси сита. Для получения достаточно прочного сита с наибольшим живым сечением предпочитают шахматное расположение отверстий. Круглые отверстия обычно размещают в вершинах равностороннего треугольника.

Полиуретановые сита изготавливаются из полиуретана, связанно это с ценными физико – механическими свойствами полиуретанового сырья, востребованными при изготовлении и эксплуатации сит: низкотемпера-

турное литье, эластичные свойства изделий, низкий коэффициент трения, высокая износостойкость и прочее.

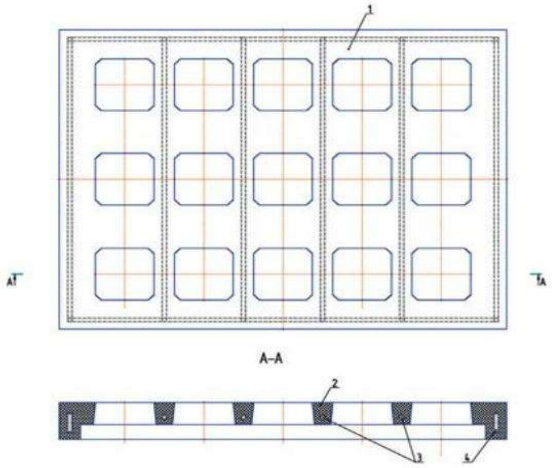


Рис. 4. Схема продольного разреза полотна сита, армированного стальными стержнями: 1 – полотно сита; 2 – поперечные перемычки сита; 3 – стержни арматуры; 4 – рама.

Л.А.Вайсберг и А.Н.Картавый в своей статье рассказывают, что острая проблема грохочения состоит в износостойкости и долговечности просеивающих поверхностей, эффективность грохочения влажных и липких материалов и забивание отверстий сит “трудными” зернами, что снижает производительность и качество разделения материалов по классам в процессе грохочения. Они находят решение проблем в использовании полимерных сит.

Современные сита совершенствуются на основе применения полимерных материалов (ПМ) высокой эластичности и одновременно максимально высокой твердости. Высокой эластичностью, прочностью и сопротивляемостью абразивному износу. На рис. 5 представлена таблица физико – механические параметры полиуретанов, используемых некоторыми фирмами – производителями для просеивающих поверхностей.

Параметры	Фирма-производитель							
	DERRICK, США		EUROGOMMA, Италия			ТПК "ПОЛИПЛАСТ-К", Россия		
Материал сита	Линард 60	Линард HD70	Elasturan 6020/65	Elasturan 6020/95	Superelastic	АДВ-38-2		АДВ-38-7
						А	В	
Твердость, ед. по Шору А (IRHD)	(61)	(70)	65±3	95±3	70±3	90...97		75...85
Прочность при растяжении, МПа	27	21,4	25	55	13,5	30	45	30
Относительное удлинение при разрыве, %	690	450	500	400	665	300	350	350
Сопротивление раздиру (предел прочности на разрыв), Н/мм	(103)	(96)	25	70	19,5	100		90
Истираемость, мг (см³)	—	—	15	40	90	(0,05)		(0,04)
Рабочая температура, °С	−40...+75	−40...+75	−30...+70, кратковременно до +90			−55...+120		−10...+120
Плотность, г/см³	1,10	1,14	1,15			—		—

Рис. 5. Физико – механические параметры полиуретанов.

Так же в своей статье Харитонов А.О и Бусыгина Е.Б рассматривают конструктивное совершенствование просеивающей поверхности грохота. В своей работе они предлагают совершенствование просеивающей поверхности грохота, направленное на разрушение указанного выше подслоя

и уменьшение его отрицательного влияния на процесс классификации. Совершенствование состоит в замене плоской наклонной просеивающей поверхности грохота ступенчатой (рис. 5).



Рис. 5. Конструкция просеивающей поверхности.

Такой вариант не только не снижает эксплуатационных свойств всего грохота, но и увеличивает поперечную жесткость его рабочего органа за счет профилирования просеивающей поверхности.

В статье В.А.Уваровой поднимается вопрос использования изделий из синтетических полимеров на предприятиях горнодобывающего комплекса. Это хорошая альтернатива дорогостоящим ситам, выпускаемым из высоколегированных сталей, а также импортным резиновым и полиуретановым аналогам. За счет эффекта «самовстряхивания ячейки» сита не подвержены забиванию и залипанию мелочью перерабатываемых горных пород, что сохраняет производительность грохотов. А высокая стойкость к абразивному износу продлевает межремонтный период. Полиуретановые гидроциклоны отличаются идеальной геометрией проточной части и высокой износостойкостью рабочей. Так же, бандажи из полиуретана могут быть использованы в зоне контакта транспортных валов с продольными и поперечными ножами, предохраняя от интенсивного износа как валы, так и ножи. Обеспечивают защиту от абразивного износа рабочих поверхностей выемочно-погрузочных и транспортных машин.

Как показывают проведенные исследования, синтетические полимерные материалы вполне могут быть применимы в условиях предприятий горнодобывающего комплекса. Однако важно учитывать показатели пожароопасности при производстве и совершенствовании новых материалов и изделий, при разработке противопожарных мероприятий, а также при сертификационных испытаниях на допуск продукции к эксплуатации на опасных производственных объектах.

Список литературы

1. Проектирование обогатительных машин: учебник / Ю. А. Лагунова; Урал. Гос. Горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 378 с.
2. Вайсберг Л. А., Картавый А. Н. Совершенствование полимерных просеивающих поверхностей грохотов.
3. Харитонов А. О., Бусыгина Е. Б., Масленников И. М. – Конструктивное совершенствование просеивающей поверхности грохота.
4. Уварова В. А. Изделия из синтетических полимеров на предприятиях горнодобывающего комплекса. 2014

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 622.242

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ МОДУЛЯ МОСТА ПРИЁМНОГО

Ю.Н. Асманкин, студент, **Л.А. Гаврилова**, доцент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург

Рассмотрена проблематика эффективности приёмных мостов и пути их совершенствования, выявлены мероприятия, направленные на улучшения конструкции приёмных мостов. Приведено сравнение механизированных и автоматизированных приемных мостов.
Ключевые слова: *приёмный мост, автоматизированные мостки, механизированный приёмный мост, буровая установка.*

WAYS TO IMPROVE THE DESIGN OF THE RECEIVING BRIDGE MODULE

Yu.N. Asmankin, L.A. Gavrilova

Considers the problems of the efficiency of receiving bridges and ways to improve them, identified measures aimed at improving the design of receiving bridges. A comparison of mechanized and automated receiving bridges is given.
Keywords*: receiving bridge, automated walkways, mechanized receiving bridge, drilling rig.*

Одной из проблем, снижающих эффективность быстрой работы буровой установки, является подача бурильных или обсадных труб на площадку буровой установки со стеллажей и выброс бурильных труб после окончания бурения.

Поэтому в качестве предмета исследования выбран приемный мост. Рассмотрены различные конструкции приемных мостов для работы с бурильными и обсадными трубами [1 - 5].

Использование механизированного приемного моста упрощает и значительно ускоряет этот процесс. При этом исключается использование лебедок или удлинение колонны с использованием шурфа.

Механизированные приемные мосты (МПМ) делятся на два основных типа - механизированные мосты для подачи труб к месту бурения с последующим вертикальным подъемом трубы с помощью подъемной установки, и механизированные гидравлические вертикальные подъемники, которые устанавливают трубу вертикально самостоятельно, без помощи установки.

Приемный мост имеет два стеллажа, один справа, другой слева. На одном из них хранятся бурильные трубы, а на другом - обсадные. Трубы по мере необходимости подаются на стеллажи погрузчиками. Традиционно трубы подаются на буровую с помощью лебедки. Этот процесс подачи труб очень медленный, энергозатратный и травмоопасный для персонала. МПМ обеспечивает быстрый и эффективный подъем труб на буровую площадку с последующей их установкой над устьем скважины.

Отдельные трубы со стеллажей автоматически захватываются мостом и опускаются в центральный желоб с центральным толкателем на конце. Попадая в желоб, труба надежно фиксируется от падения или скатывания. МПМ используется для подъема трубы и перемещения ее на куст скважины с помощью центрального толкателя, который толкает трубу вдоль желоба до тех пор, пока конец трубы не окажется на необходимом расстоянии от желоба для захвата элеваторным шпунтом.

Захват долотом также осуществляется автоматически. После захвата трубы элеватором устройство поднимает трубу и помещает ее над устьем скважины и в колонну. Выдвижение трубы в колонну также происходит автоматически благодаря поворотному устройству.

Управление МПМ осуществляется одним человеком, обычно находящимся непосредственно на МПМ или дистанционно. Автоматизированные приемные мосты значительно повышают безопасность персонала и уменьшают количество ручного труда при протягивании и укладке труб после бурения.

Кроме того, такие мосты не требуют переделок при подаче бурильных труб, обсадных труб, дополнительного бурового оборудования или геофизических инструментов. Максимальный диаметр подаваемой трубы может достигать 51 см.

МПМ имеют различные технические характеристики, от относительно небольших, способных подавать трубы длиной до 10 метров и весом до 400 кг, до морских с грузоподъемностью 4500 кг и способных подавать трубы длиной до 14 метров.

Проведено сравнение механизированных (рис.1) и автоматизированных приемных мостов (рис.2).

Достоинства механизированных приемных мостов [6]:

• соединение выдвижных стеллажей между собой осуществляется перемычками, которые предотвращают их скручивание;

• отбортовка приемных мостов предотвращает выпадения оборудования и самой рабочей площадки при транспортировке;

• специальное экранирование для защиты светотехники (фонарей и световозвращателей) и государственного номерного знака от загрязнения и механических воздействий при транспортировке и ремонте скважин;

• применение универсальных приставных стеллажей в виде пирамид для монтирования слева и справа по ходу мостка за счет унификации присоединительной части, бесступенчатая регулировка по высоте за счет использования винтовых домкратов. Возможность регулировки емкости МПМ за счет сборки дополнительных стеллажей, которые предназначены для укладки труб при проведении СПО, хранения технологических труб на скважине.

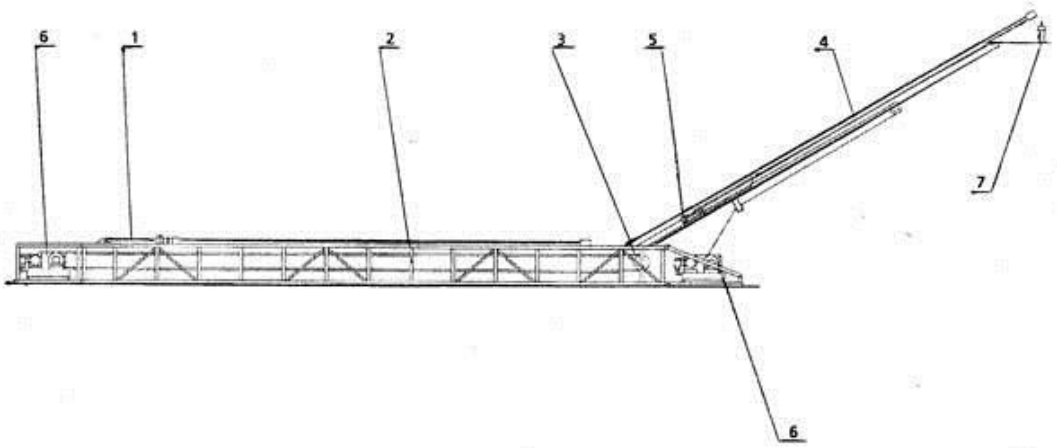


Рис. 1. Мост приёмный механизированный:
1 – тележка с подавателем; 2 – ферма; 3 – тяговая цепь; 4 - рама жёлоба; 5 – каретка; 6 – лебёдка; 7 – пульт управления.

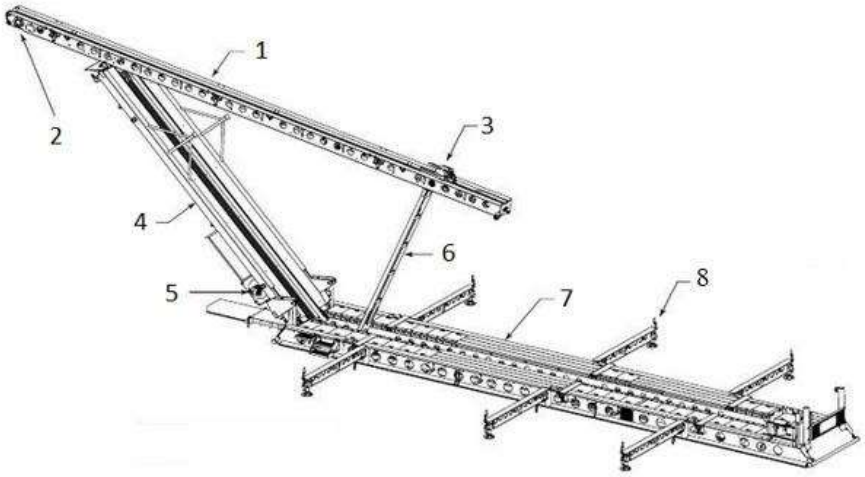


Рис.2. Автоматизированный приёмный мост:
1 – каретка; 2 - ролики фермы; 3 – тележка с подавателем; 4 – рама желоба; 5 – лебедка; 6 – подъёмный рычаг; 7 – эстакада приёмного моста; 8 – стеллаж для труб.

Система МПМ не нуждается в дополнительной энергоустановке, и подключается к системам вышки несколькими кабелями, как правильно с напряжением от 400 до 650 вольт. МПМ обеспечивает:

- сокращение времени на подачу и выталкивание труб горизонтальное и наклонное перемещение бурильных, утяжеленных и обсадных труб по желобам;
- контролируемый выброс бурильных и утяжеленных труб после завершения бурения, что исключает необходимость использования вспомогательного подъемника;
- снижение травматизма персонала при работе на мостках;

- снижается трудоемкость сопутствующих операций по подъему и опусканию труб;
- облегчает монтаж, демонтаж и транспортировку к месту использования.

Автоматические (гидравлические) мосты обеспечивают:

- специально разработаны для обеспечения безопасности и повышения эффективности за счет минимизации человеческого фактора при работе с трубной продукцией на опускании и подъеме.
- значительно облегчают и ускоряют доставку бурильных и обсадных труб, подводных и геофизических инструментов к месту бурения.
- управление буровыми инструментами осуществляется с помощью дистанционного управления.

Вывод: ключевое отличие механизированного приёмного моста от автоматизированного состоит в том, что механизированный приёмный мост требует больше действий на контрольной панели, при этом рабочему нужно контролировать весь процесс работы. Автоматизированный приёмный мост позволяет выполнять все те же функции с помощью одной кнопки на пульте управления. Такой мост выполняет все действия с помощью «автопрограммы». Это позволяет сократить затраты времени на работу приёмного моста. Контроллеры по управлению процессом подачи труб на буровую обеспечивают оптимальные режимы работы с трубами.

Список литературы

1. Буровые комплексы / под общ. ред. К.П.Порожского // Екатеринбург: Издательство УГГУ, 2013. -768 с.: ил.
2. Эпштейн В.Е. Буровое оборудование. Основные направления развития и совершенствования. – Бурение и нефть, No4. 2016 – С. 4-9
3. Гусман А. М., Порожский К.П. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование/Коллектив авторов; под общей редакцией А.М. Гусмана и К.П. Порожского: Научное издание. Екатеринбург: УГГГА, 2002. - 592 с. с илл.
4. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А. Использование системы механизированных приемных мостков/ Сб. докладов XVI Международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Горный университет — молодому поколению» – Екатеринбург: УГГУ, 2018.
5. Завархин Е.А., Шестаков В.С. Оптимизация параметров направляющей приемного моста буровой установки /В сборнике: Международная научно-практическая конференция "Уральская горная школа - регионам" Уральская горнопромышленная декада: материалы конференции. УГГУ (2019). с. 233-234.
6. Markelov A., Gavrilova L., Belov S. Features of the tripping mechanization with the horizontal pipe laying// E3S Web of Conferences. Volume 177, 2020. XVIII Scientific Forum “Ural Mining Decade” (UMD 2020). DOI: https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017703007

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ В НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Ахмедьянов И.М., Каримов Р.Д., Берлов М.А., Каюмов Д.А.
ФГБОУ ВО Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа

Научная статья поможет рассмотреть, какие особенности включают в себя электродвигатели, приводы и электроустановки, применяемые в нефтяной промышленности.
Ключевые слова: *электродвигатель, электроустановки, нефтяная промышленность, погружные электродвигатели, вентильные электродвигатели.*

FEATURES OF APPLICATION OF ELECTRIC MOTORS IN THE OIL INDUSTRY

Akhmedyanov I.M., Karimov R.D., Berlov M.A., Kayumov D.A.

This scientific article will help to consider what features include electric motors, drives and electrical installations used in the oil industry.
Keywords: *electric motor, electrical installations, oil industry, submersible electric motors, valve electric motors.*

Добыча нефти является одной из важнейших отраслей экономики. Количество продуктивных скважин стабильно увеличивается . Основным процессом добычи пластовой жидкости является механизированный подъем. Доля скважин, эксплуатируемых с помощью других, в том числе более современных и перспективных технологий, остается относительно небольшой в связи с их высокой стоимостью или неготовностью соответствующей инфраструктуры. Новая концепция перспективного развития нефтяной промышленности предполагает повышение эффективности использования и увеличение глубины переработки углеводородного сырья с целью устойчивого обеспечения возрастающих потребностей в продуктах нефтепереработки. Важной задачей при этом является создание оптимальных условий осуществления технологических процессов по всей цепочке, включая добычу углеводородного сырья, его хранение, транспортировку и переработку, а также хранение и применение нефтепродуктов [1].

Ведущие нефтедобывающие компании и научные центры готовятся к промышленному освоению новых, не традиционных месторождений. В новых геологических и эксплуатационных условиях иные требования будут предъявляться и к используемому добывающему оборудованию, в первую очередь к наиболее массовому и не имеющему реальных альтернатив – установкам электроприводного центробежного насоса. Как правило, этот тип электрооборудования работает в режиме непрерывных нагрузок в вязких субстанциях, находящихся глубоко под землей в нестационарном тепловом режиме [2]. Но сейчас также можно использовать погружной электродвигатель в составе установок электроприводного центробежного

насоса. Погружной электрический двигатель, как правило, представляет собой асинхронный трёхфазный двухполюсный двигатель переменного тока специальной конструкции с короткозамкнутым ротором. ПЭД заполнен маловязким маслом, которое выполняет функции смазки подшипников ротора и отвода тепла к стенкам корпуса двигателя, а также препятствует проникновению в двигатель пластовой жидкости. Особенности погружного электродвигателя определяются, в первую очередь, соотношением габаритных размеров – большой длиной и малым внешним диаметром (габаритом), ограничиваемым внутренним диаметром обсадной колонны. Номинальное напряжение питания ПЭД составляет от 380 В до 4,5 кВ и более. Погружной электрический двигатель может применяться в зоне высокой температуры пластовой жидкости (до 160 °С) и ее агрессивном химическом составе, также при высоком давлении.

Анализ мирового опыта создания нового и модернизации действующего технологического оборудования показывает высокую динамику развития регулируемых электроприводов с применением автоматизированной системы управления и использованием информационных средств. Основой построения современной автоматизированной станции управления является электропривод длинноходной насосной установки (ДХНУ). Принцип работы электропривода ДХНУ заключается в наматывании ленты барабана и сматывании ее в скважину с определенно заданными скоростью, интервалом перемещения плунжера, производительность которого зависит от скорости движения плунжера, длиной его хода и уровнями жидкости в скважине в конце хода вверх или вниз, связанными с интенсивностью притока жидкости в скважину [3]. Возвратно-поступательное движение ленты с плунжером обеспечивает подъем жидкости на поверхность. Работа электропривода ДХНУ осуществляется путем реверсирования приводного электродвигателя. Производительность установки имеет прямую зависимость от скорости движения плунжера, длины его хода и интенсивности притока жидкости в скважину.

Также нельзя не упомянуть об одном из перспективных классов электрических машин для системы электроприводов нефтедобывающей промышленности – о погружных вентильных двигателях с возбуждением от постоянных магнитов.

Вентильным двигателем (ВД) называют регулируемый электропривод, основным элементом которого является двигатель переменного тока, конструктивно напоминающий синхронную машину с постоянными магнитами [4]. Питание двигателя осуществляется от преобразователя частоты, подключенного к источнику постоянного тока. Кроме того, имеют место устройства управления, осуществляющие коммутацию цепей обмоток электродвигателя в зависимости от положения обмоток его ротора. В связи с этим вентильный двигатель напоминает электропривод с двигателем постоянного тока (ДПТ) и часто называется бесконтактным двигателем по-

стоянного тока (БДПТ), лишенным основных недостатков ДПТ, таких, как: наличие щеточно-коллекторного узла, следствием которого является их невысокая надежность; ограниченное напряжение на якоре и мощность двигателей, поэтому их не применяют для высокоскоростных мощных приводов, и т. д. Однако вентильный двигатель, конструктивно выполняется на базе синхронной машины с постоянными магнитами, поэтому имеет положительные свойства этих машин: повышенную надежность и ресурс работы; возможность использования в агрессивных и взрывоопасных средах, а также в вакууме, кроме того, ВД также имеет положительные свойства ДПТ – хорошие регулировочные качества [5].

Таким образом, углубление переработки нефти, повышение эффективности добычи, улучшение качества добычи всегда было и остается в ряду наиболее актуальных проблем. Традиционными путями решения проблемы (применение новых конструкционных и технологических решений при вводе новых установок, разработка новых типов электродвигателей и т.п.) не всегда можно добиться желаемых результатов. Все традиционные способы являются трудноосуществимыми, требуют больших капитальных вложений и значительного времени. Заметное повышение эффективности возможно путем интенсификации уже существующих методов и способов добычи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная практическая конференция "Механизированная добыча-2018" // Экспертный Совет по механизированной добыче нефти. URL:pumpsovet.com/upload/ctatya_pressreliz_md_2018_oil&gas_journal_№5_2018.pdf (дата обращения: 21.02.2022г)

2. Anikin V.V., Kuznetsov Ye.M. Determining computational aspects of submersible electric centrifugal pump installations electric motors parameters // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics). 2016. 16602427. pp. 1–5. DOI: 10.1109/Dynamics.2016.7819034.

3. Москоленко В.В. Электрический привод. – М.: Академия, 2004. 368 с.

4. Овчинников И.В. Вентильные электрические двигатели и привод на их основе (малая и средняя мощность) / И.В. Овчинников. – СПб.: КОРОНА-Век, 2006. – 336 с.

5. Ключев В.И., Терехов В.М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов: учеб. для вузов. – М.: Энергия, 2000. – 360 с.

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ В СИСТЕМЕ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

И.М. Ахмедьянов, Р.Д. Каримов, М.А. Берлов, Д.А. Каюмов
ФГБОУ ВО Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа

Рассмотрены электродвигатели в составе гибридных силовых установках для нефтяной промышленности.
Ключевые слова: *гибридные силовые установки, нефтяная промышленность электродвигатели, трасnпорт с электропитанием.*

ELECTRIC MOTORS IN THE SYSTEM OF HYBRID-POWER PLANTS FOR THE OIL INDUSTRY

I.M. Akhmedyanov, R.D. Karimov, M.A. Berlov, D.A. Kayumov

This article discusses electric motors as part of hybrid power plants for the oil industry.
Keywords*: hybrid power plants, oil industry electric motors, powered vehicles.*

Современные технологии, применяемые в добывающей и энергетической отраслях, ориентированы, в первую очередь, на повышение долговечности, безотказности и производительности добывающих комплексов. Эти показатели могут быть достигнуты за счет развития теории и практики новых технологий модификации поверхностей, совершенствования конструкций, обоснования новых сочетаний оптимальных технологий [1].

Механизированная скважинная добыча нефтяного сырья является очень энергоемким производственным циклом. Несмотря на высокий силовой потенциал, этот вид привода не соответствует современным потребностям энергоэффективных технологий преобразования, перераспределения и управления энергией [2]. В связи с широким диапазоном применения стаков-качалок в нефтедобывающей промышленности большой интерес представляет повышение энергоэффективности балансирного привода штанговой насосной установки.

Для эффективного управления процессом перераспределения мощности привода по нагруженным элементам станка-качалки разработана конструкция с многоэлементной структурой многофакторных сред рекуперации энергии в виде гибридного энергоэффективного электрогидроцилиндра. В конструкции имеется стержень с угловыми проточками шнекового типа, телами качения в сопряжениях, блок преобразования и модуль рекуперации энергии. Обоснованное размещение предложенной конструкции гибридного электроцилиндра и модернизация элементов насосного комплекса обеспечит эффективную систему управления энергосберегающим приводом скважинного штангового насоса. Эффективность перемещения подвижных элементов в основном зависит от динамических, силовых и мощностных характеристик насосного комплекса и буровых установок, кинематики головки балансира, траверсы и конструктивных особен-

ностей энергосберегающего привода [3]. Гибридный электрогидроцилиндр, установленный на насосном комплексе, управляет работой привода с учетом динамики действующих сил тяжести и момента в разных диапазонах углов наклона головки балансира и траверсы. Электрогидроцилиндр позволит обеспечить гибкое управление мощностным балансом и перераспределением мощности по элементам станка качалки с учетом энергоемкости процесса. Кратность хода штока насоса по средствам электрогидроцилиндра и электронного блока управления будет регулироваться автоматически в зависимости от скважины, угла наклона траверсы, моментов сил инерции и скорости хода штока. Принцип эксплуатации энергоэффективного привода глубинного штангового насосного комплекса заключается в перераспределении мощности электродвигателя и привода в соответствии с энергоемкостью такта добычи. В момент включения силового привода электродвигателя приводная часть траверсы начинает перемещаться вниз, а левое плечо, на котором путем зубчатого зацепления расположена подвижная головка балансира и траверса, перемещается в верхнем направлении.

Эксплуатация гибридного привода позволяет перераспределять мощность установки станка-качалки, а компенсационный эффект рекуперативной системы снижает потребление энергии. В этом технологическом цикле система выполняет функции электроусилителя [4]. Перераспределяя накопленную энергию по временным интервалам, электроусилитель формирует дополнительную силу и создает дополнительный крутящий момент, преодолевающий силы сопротивления на стержне. Гибридное устройство решает техническую проблему обеспечения высокой энергоэффективности гибридного привода наземного нефтедобывающего насосного комплекса за счет перераспределения мощности привода по энергоемким операциям. Таким образом, применение гибридного гидроцилиндра является эффективным методом снижения энергоемкости процесса и перераспределения мощности в соответствии с энергоемкостью операций.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», редакция от 13.07.2015

2. Лахов Ю.А. Определение показателей энергоэффективности нефтеперерабатывающих предприятий // Science Time. Серия: Техничесие науки.- 2014.- № 7 . – С. 198-207.

3. Semisynov R.A., Kiselev Y.S., Khakimyanov M.I. Analysis of energy losses in the technological elements of well oil extracting pump units // Oil and Gas Business: electronic scientific journal. – 2015. – № 6. – P. 179–198.

4. Burkov P.V., Burkova S.P., Timofeev V.Y. Justifying a method of balancing crank-and-rod mechanism of mining roadheader // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – V. 682. – P. 270–275.

УДК 622.23.051+622.24.051

ПЯТЬ ПОКОЛЕНИЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ

А.В. Браженцев , В.А.Ясашин, В.М. Яковлев, В.Н.Сорокин
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, г. Москва, Россия

Добыча углеводородного сырья осуществляется, в основном, путем бурения скважин на нефть и газ. В комплексе бурения центральное место занимает буровое шарошечное долото. В статье рассмотрены конструктивные особенности бурового долота и этапы его совершенствования с момента создания до наших дней. Отмечается, что основными конструктивными элементами, главным образом влияющие на работоспособность долота, являются: вооружение, опорный и промывочный узел.
***Ключевые слова**: нефть, газ, бурение, шарошечное буровое долото.*

FIVE GENERATIONS OF IMPROVEMENT OF BALL BITS AND PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF ROTARY DRILLING

A.V. Brazhentsev, V.A.Yasashin, V.M. Iakovlev, V.N.Sorokin.

The extraction of hydrocarbon raw materials is carried out mainly by drilling wells for oil and gas. In the drilling complex, the central place is occupied by a drill bit. The article discusses the design features of the drill bit and the stages of its improvement from the moment of its creation to the present day. It is noted that the main structural elements, mainly affecting the performance of the chisel, are: armament, support and flushing unit.
***Keywords**: oil, gas, drilling, ball drill bit.*

Шарошечные долота (ШД) на протяжении последних 50 лет двадцатого столетия во всем мире являлись основным видом породоразрушающего инструмента, которые обеспечивали 85...95 % объемов бурения скважин при добыче и разведке углеводородного сырья – нефти и газа, а также добыче твердых полезных ископаемых. В 50х годах в СССР утвердился свой особый, отличный от остального мира способ бурения – турбинный. При турбинном (высокооборотном) бурении для разрушения породы на забой передается в 2,5… 4,0 раза более высокая мощность, чем при традиционном роторном (низкооборотном), за счет чего достигается ускоренная проводка скважин. Это потребовало решение более сложной задачи - создания специальных долот, отвечающих данному требованию.

Работа ШД определяется в основном работоспособностью трех его основных элементов: вооружения, опоры и промывочного узла[1]. Копановка трехшарошечного долота представлена на рисунке. Так как долото в отличие от других буровых инструментов не подвергается восстановлению, т.е. не используется повторно, поэтому требования, предъявляемые к его работоспособности, носят специфический характер. При работе долота его шарошки совершают сложно- переносное движение вращаясь вокруг своей оси, одновременно вместе с корпусом долота вращается вокруг оси

долота. При этом вся система (корпус долота и шарошки) под осевой нагрузкой на буровой инструмент перемещается вниз, совершая вертикальные возвратно-поступательные колебания. Отмеченная характерная особенность эксплуатации предъявляет более строгие требования к конструкции и технологии изготовления долота [2].

Для объективной оценки объемов производства ШД необходимо кратко изложить ход развития ШД в мире. С момента появления первого образца (1909 г. США, изобретатель Говард Хьюз [1]) можно выделить укрупненно следующие пять периодов их качественных изменений.

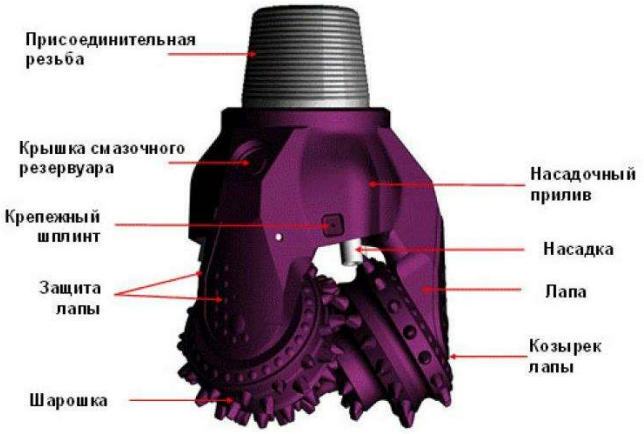


Рис. Компановка узлов трехшарошечного бурового долота.

Первое поколение ШД развивалось с начала XX века до конца 1940-х гг. Была определена оптимальная трехшарошечная схема и стальные фрезерованные зубья, армированные твердым сплавом. Область их применения ограничивалась лишь бурением пород осадочного комплекса с умеренной абразивностью [1]. Бурение взрывных скважин в скальных породах продолжалось канатно-ударным способом.

Второе поколение начало развиваться с конца 1940-х гг. и завершилось к середине 1960-х гг. Основным конструкционным изменением явилось изобретение долота с вооружением, выполненным твердосплавными вставками — зубками. Первое долото такого типа в двух вариантах рабочей головки - сферической и клиновидной [3] было создано в СССР (1949 - 1950 гг., изобретатель И. М. Бирюков, удостоенный Сталинской премии за создание комплекса долото-станок для бурения в скальных породах). С 1951 г. долота с твердосплавными зубками таких же форм стали выпускать американские фирмы в массовом порядке. С этого момента в бурении взрывных скважин на открытых горных разработках произошла техническая революция. При переходе с канатно-ударного способа на шарошечный производительность бурения выросла многократно. При проходке скважин на нефть и газ в породах с высокой абразивностью эффективность бурения также резко возросла.

Другим радикальным изменением конструкции ШД второго поколения - разработка гидромониторной (струйной) промывки долота и очистки забоя скважины, что позволило передавать от долота на забой дополнительную, а именно гидравлическую мощность, сопоставимую по величине с механической мощностью [4].

Третье поколение ознаменовалось созданием конструкций с герметизированными маслонаполненными опорными узлами. Впервые эти долота были созданы в США (1964 г. - серия ГНУ на опорах качения-скольжения и 1969 г. - серия ГАУ на опорах скольжения). Проходка на одно долото многократно возросла в условиях роторного бурения. Особенно с появлением долот серии ГАУ [5], но к условиям высокооборотного бурения эти долота оказались не приспособлены: перегревались и быстро выходили из строя, уступая турбинным долотам с опорами негерметизированными.

Четвертое поколение развивалось с 1970 по 1985 гг. В этот период произошло несколько радикальных усовершенствований в ШД:

- расширение типажа долот применительно к типам разбуриваемых пород;
- повышение стойкости опор и долота в целом за счет оптимизации конструкции подшипниковых узлов;
- повышение эффективности вооружения за счет увеличения высоты зубьев как твердосплавных, так и фрезерованных;
- совершенствование системы промывки долота (асимметричные схемы, удлиненные насадки и др.);
- разработка новых исходных материалов и методов упрочнения рабочих поверхностей в долоте;
-повышение точности изготовления долот.

Пятое поколение , находящееся в состоянии развития до настоящего времени, можно выделить, начиная с середины 1980-х гг. Наряду с турбинным и роторным бурением стали использовать винтовой забойный двигатель - так называемое среднеоборотное бурение. В результате этого появилась потребность в создании эффективных долот сверхмалого для бурения боковых стволов с выходом из эксплуатационных колонн в старых скважинах. В долотах пятого поколения удалось повысить быстроходность герметизированных опор для условий бурения с винтовым двигателем, созданы эффективные долота сверхмалого диаметра с герметизированными опорами [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Палий П.А., Корнеев К.Е. Буровые долота. Справочник. М., "Недра", 1971, с. 446.
2. Ясашин В.А. Повышение эффективности породоразрушающего бурового инструмента конструкторско-технологическими методами. Труды РГУ нефти и газа имени. И.М. Губкина, Вып.1/254. М. 2009г. с.67-78.
3. ГОСТ 880-75. Изделия твердосплавные для горного инструмента. Формы и размеры. Межгосударственный стандарт. ИПК Издательство стандартов. М. 2003. с. 27.
4. Кершенбаум В.Я. Буровой породоразрушающий инструмент. Шарошечные долота. М.2003,с.253.
5. ГОСТ 20692-2003. Долота шарошечные. Технические условия. Межгосударственный стандарт. ИПК Издательство стандартов. М. 2003. с. 8.
6. Браженцев А.В., Кусов А.Е., Яковлев В.М., Ипанов Д.А. Анализ возможностей повышения работоспособности шарошечных долот. Территория нефтегаз, №5-6 июнь, 2021с.30-32.

УДК 622.276

РОТОРНОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ШТАНГОВОЙ СКВАЖИННОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

С.Ю.Брозовский [1], зам. гл. конструктора, **С.И.Желонкин** [2], магистрант,
В. С. Шестаков[2], канд. техн. наук, проф.,
[1]ОАО "Трансмаш" Российская Федерация, г. Екатеринбург
[2]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Актуальность работы обусловлена потребностью конструкторских отделов, занимающихся проектированием насосных установок в методиках, позволяющих обосновать конструктивные параметры. Цель работы: разработка методики определения значения уравновешивающих роторных грузов и места их расположения. Методология исследования: математическое моделирование рабочего процесса. Результаты. Для штанговой скважинной насосной установки разработана математическая модель кинематического и силового анализа, алгоритм и программа на алгоритмическом языке, позволяющие определять возможные усилия в элементах устьевого оборудования, значение роторных уравновешивающих грузов и места их расположения. Созданная математическая модель предназначена для последующего использования при расчете напряжений в элементах устьевого оборудования при проверке на прочность.
Ключевые слова: *штанговая скважинная насосная установка, модель, скорость, ускорение, усилие, алгоритм, программа.*

ROTARY BALANCE OF A DRIVE DRIVE PUMPING UNIT

S.Yu. Brozovsky, S.I. Zhelonkin, V.S. Shestakov

The relevance of the work is due to the need of design departments involved in the design of pumping units in techniques that allow to justify the design parameters. Purpose of the work: development of a methodology for determining the value of balancing rotor weights and their location. Research methodology: mathematical modeling of the workflow. Results. For a sucker-rod well pumping unit, a mathematical model of kinematic and force analysis, an algorithm and a program in an algorithmic language have been developed to determine the possible forces in the wellhead equipment elements, the value of rotary balancing weights and their location. The created mathematical model is intended for subsequent use in the calculation of stresses in wellhead equipment elements during strength testing.
Keywords: sucker-rod pumping unit, model, speed, acceleration, force, algorithm, program

Схема штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ) на рис. 1.

Рабочий цикл включает [1-4]:

- движение колонны штанг со скважинным насосом вниз с заполнением нефтью полости насоса;

- движение колонны штанг со скважинным насосом вверх с подъемом столба нефти и подачей ее в трубопровод.

Усилие на устьевом штоке при движении вниз значительно меньше усилия при движении вверх и, если не выравнивать их, то двигатель нужно будет выбирать с учетом наибольшего усилия.

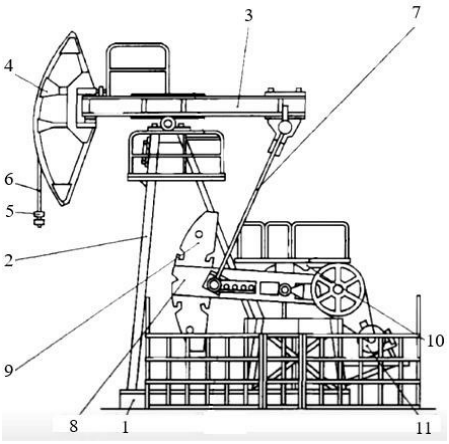


Рис. 1. Конструкция насосной установки:

1-рама; 2-стойка; 3-балансир; 4-головка балансира; 5-подвеска устьевого штока; 6-траверса; 7-шатун; 8-кривошип; 9-уравновешивающее устройство; 10-редуктор; 11-приводной двигатель

Функцию выравнивания нагрузки на приводном двигателе выполняют уравновешивающие устройства, которые накапливают энергию при движении колонны штанг вниз и отдают при ходе штанг вверх. В качестве уравновешивающих устройств могут использоваться грузы, поднимаемые на высоту (балансирное уравновешивание), маховики (роторное уравновешивание).

Для определения рациональной массы грузов при роторном уравновешивании и места их расположения составлена имитационная модель рабочего процесса, в которую включены выражения для расчета кинематических и силовых параметров. Рациональное значение указанных параметров при минимуме момента на валу кривошипа.

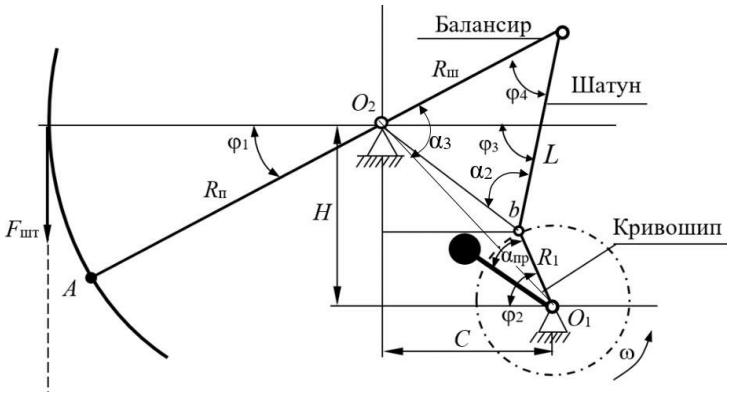


Рис. 2. Схема привода

Схема двуплечных балансирных станков-качалок для составления математической модели показана на рис. 2. Исходные данные: R_1- радиус кривошипа; $R_п$- плечо балансира до подвески штанг; $R_ш$- плечо балансира до точки соединения балансира с шатуном; L - длина шатуна; C, H- расстояние по горизонтали, вертикали между осями кривошипа и балансира.

Расчет кинематических параметров.

Отрезок, соединяющих оси кривошипа и балансира L_{O1O2} и угол его наклона к горизонту a_1:

$L_{O_1O_2} = \sqrt{H^2 + C^2}$; $a_1 = arctg(H/C)$.

Координаты точки крепления шатуна к кривошипу:

$x_b = R_1 \cdot Cos(\varphi_2)$; $y_b = R_1 \cdot Sin(\varphi_2)$,

где φ_2 – угол поворота вала кривошипа.

Отрезок, соединяющих ось балансира и точку крепления кривошипа к шатуну:

$$L_{o2b} = \sqrt{(H - y_b)^2 + (C + x_b)^2}$$

Угол между шатуном и балансиром:

$\varphi_4 = arccos[R_ш^2 + L^2 - L_{o2b}^2]/(2 \cdot R_ш \cdot L)$.

Угол между балансиром и отрезком O_2b:

$$a_2 = arccos[R_ш^2 + L_{O_2b}^2 - L^2]/(2 \cdot R_ш \cdot L_{O_2b})$$

Угол между шатуном и отрезком O_2b из треугольника $O2Cb$

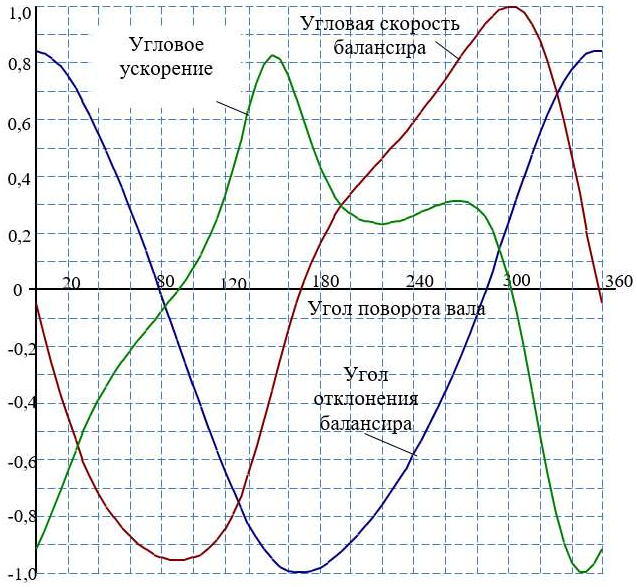
$$a_3 = arccos[L_{O_2b}^2 + L^2 - R_ш^2]/(2 \cdot L \cdot L_{O_2b})$$

Углы между отрезком O_2b и горизонталью a_4 и вертикалью a_5:

$a_4 = arctg[(H-y_b)/(C+x_b)]$; $a_5 = arctg[(C+x_b)/(H-y_b)]$.

Угол наклона балансира к горизонтали φ_1:

$$\varphi_1 = a_2 - a_4.$$



Максимальный угол 0.59 рад; минимальный -0,69 рад; максимальная скорость 0,55 $с^{-1}$, минимальная 0,55 $с^{-1}$; максимальное ускорение 0,57 $с^{-2}$, минимальное -0,69 $с^{-2}$.

Рис. 3. Графики изменения угла, скорости и ускорения балансира

Угол отклонения шатуна от вертикали a_6 и горизонтали φ_3:

$a_6 = a_5 - a_3$; $\varphi_3 = \pi/2 + a_6$.

Координата точки А и длина дуги ее перемещения $L_{тр}$:

$x_A = R_п \cdot cos(\varphi_1)$; $y_A = R_п \cdot sin(\varphi_1)$; $L_{тр} = R_b \cdot \varphi_1$.

Угловая скорость получена численным дифференцированием углов поворота элементов. При численном дифференцировании угловой скорости получены угловые ускорения. График изменения параметров показан на рис. 3.

Расчет силовых параметров.

Для расчета усилий дополнительно к приведенным выше используются следующие данные:

n - число качаний балансира в минуту; $H_{сп}$ - глубина спуска насоса, м; $d_н$ - диаметр плунжера насоса, мм; конструкция колонны штанг ($D_{н1},...,D_{нn}$, $d_{в1},...,d_{вn}$ – наружный и внутренний диаметры секций, мм; $L_1,..., L_n$ – длина каждой секции штанг; $q_{ш1},..., q_{шn}$ - вес погонного метра штанг каждой секции в жидкости; $\rho_ж$ - плотность нефти, кг/$м^3$.

Для расчетов усилий на подвеску устьевого штока использована методика А.С. Вирновского [4], в которой определяются усилия от трения штанг $P_{тр}$, от веса штанг в воздух $P_ш$ и в жидкости $P'_ш$, вес столба жидкости $P_ж$. В данной статье выражения методики [4] не приводятся, но

они использованы в алгоритме и программе расчета на ЭВМ. В формулах методики присутствуют положения, скорости и ускорения элементов, они определяются по представленным выше выражениям.

При опускании колонны труб с насосом вниз происходит заполнение насоса, при этом вес столба жидкости на трубы не действует. При движении вверх закрывается плунжерный клапан, давление столба жидкости начинает действовать на насосные штанги. Под действием столба жидкости насосные трубы удлиняются, поэтому усилие через насосные трубы на шток начинают действовать не сразу, а через некоторое время, равное времени удлинения насосных труб. Процесс нарастания усилия будет линейным от 0 до веса столба жидкости.

Нарастание усилия от столба жидкости, передаваемое через штанги на устьевой шток, может быть определено по закону Гука:

$F=\Sigma k_i \cdot \Delta x_i$

где k_i, Δx_i - жесткость и удлинение i-й секции труб.

$$k_i = E\frac{\pi(D_{\text{н}i}^2 - d_{\text{в}i}^2)}{4 \cdot L_i}$$

где E - модуль Юнга, для стали $E \approx 2 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; L_i – длина секции труб.

Перемещение устьевого штока определяется по углу поворота балансира. Это перемещение используется для расчета усилия в законе Гука. При достижении усилия, равного весу столба жидкости будет происходить подъем колонны вместе с жидкостью. Сила сопротивления с учетом трения определяется в [4].

В алгоритме и программе, составленной по алгоритму организовано вычисление усилий на штоке в зависимости от угла поворота кривошипа, а также крутящего момента на валу кривошипа.

Усилие в шатуне $P_{\text{шат}}$ определится по условию равновесия относитель-но опоры O_2 (см. рис. 2):

$P_{\text{шт}} \cdot R_{\text{б}} + m_{\text{шт}} \cdot R_{\text{п}} \cdot \varepsilon_{\text{б}} = P_{\text{шат}} \cdot R_{\text{m}} / sin(\varphi_4)$

где $m_{\text{шт}}$ - масса штанг; $\cdot\varepsilon_{\text{б}}$ – угловое ускорение балансира.

Момент на валу кривошипа

$M_{\text{кр}} = M_{\text{шат}} + M_{\text{пр}}$

где $M_{\text{шат}}$- момент от усилия в шатуне; $M_{\text{пр.кр}}$-момент от веса противовеса, расположенного на кривошипе.

Момент от усилия в шатуне

$M_{\text{шат}} = P_{\text{шат}} \cdot R_1 \cdot sin(\varphi_3 - \varphi_2)$

Момент от веса роторного противовеса

$M_{\text{пр}} = -G_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot cos(\varphi_2 - a_{\text{пр}})$

где $G_{\text{пр}}$ -суммарный вес роторного противовеса с кривошипом и шатуном, $R_{\text{пр}}$ -расстояние от оси кривошипа до центра масс $G_{\text{пр}}$; $a_{\text{пр}}$ - угол между кривошипом и линией, соединяющей оси кривошипа и центр масс противовеса.

Сила тяжести роторных уравновешивающих грузов в известных методиках определяется по средней нагрузке за цикл в точке подвеса штанг, приведенной к валу ротора [4]:

$$G_{\text{рот.гр}} = [R_b \cdot R_1 \cdot (P_{max} + P_{min})] / [2 \cdot R_m \cdot R_{\text{рот.гр}}],$$

где P_{max}, P_{min} – максимальная и минимальная нагрузка в точке подвеса штанг; $R_{\text{рот.гр}}$ – расстояние от оси кривошипа до центра масс роторного противовеса.

Расчет угла между кривошипом и линией, соединяющей оси кривошипа и центр масс противовеса

При смещении центра вращения кривошипа относительно точки крепления шатуна к балансиру необходимо изменять положение роторных грузов. Аналитически получить зависимость расчета угла положения роторных грузов не удалось, поэтому было решено применить поисковый метод. В процессе расчетов определяется такое значение угла, при котором крутящий момент будет наименьшим. График влияния угла приведен на рис. 4.

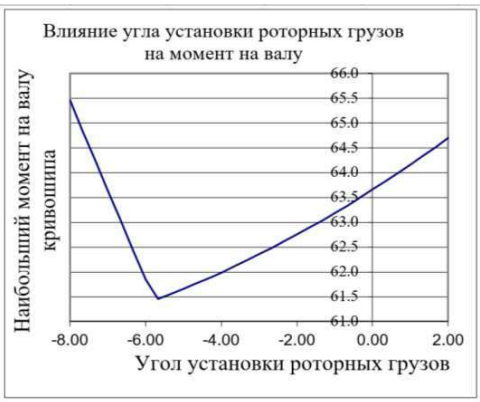


Рис. 4. Влияние угла установки роторных грузов на момент на валу

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Садов В.Б. Алгоритм моделирования работы станка-качалки // В сборнике: НАУКА ЮУрГУ. Материалы 63-й научной конференции. Сер. "Секции технических наук" Министерство образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский государственный университет. 2011. С. 68-72

2. Воробьёв В.В., Крюкова К.И. Рациональные балансировка и управление движением станков-качалок // В книге: Конкурс научно-исследовательских работ студентов Волгоградского государственного технического университета. Тезисы докладов. Редколлегия: С.В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]. 2020. С. 39-40.

3. Мавлянов Н.М. Кинематический анализ исполнительного механизма балансирных станков-качалок // Вестник Жалал-Абадского государственного университета. 2013. № 1 (27). С. 475-479.

4. Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти.- Изб.труды.- Вып. LVII.- М.: Недра, 1971.

УДК 622.242.2:622.24.051.49

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЖНОГО ПНЕВМОУДРАНИКА ДЛЯ СБШ

Юнгмейстер Д. А., Гасымов Э. Э., Соболева П. Д.
Санкт Петербургский Горный университет

На горнодобывающих предприятиях с использованием буровых станков можно столкнуться с недостаточной эффективностью процесса вращательного бурения. В статье предлагается инновационное решение для ускорения бурения скважин. Идея заключается в том, чтобы дополнить процесс вращательного бурения ударными нагрузками с помощью установки погружного пневмоударника (ППУ) в буровой став станка шарошечного бурения, например, СБШ-250. Рассматривается вопрос повышения скорости бурения скважин станком шарошечного бурения с погружным пневмоударником и заслонкой, которая регулирует проходящий поток воздуха.
***Ключевые слова**: карьерный буровой станок, погружной пневмоударник, шарошечное долото, удар, разрушение горной породы, скорость бурения, скважина.*

REGULATION OF PARAMETERS OF THE SUBMERSIBLE PNEUMATIC HAMMER FOR SBS

Yungmeister D. A.,Gasimov E. E., Soboleva P. D.

At the present time, at mining enterprises using drilling rigs, it is possible to face insufficient efficiency of intensification of the rotational drilling process. Based on this statement, we propose an innovative solution to accelerate the drilling of wells. This idea is to complement the process of rotary drilling with shock loads by installing a submersible pneumatic hammer (PUF) in the drilling rig of a roller drilling machine. For example, SBSH-250. The issue of increasing the drilling speed of wells by a roller drilling machine with a submersible pneumatic hammer and an adjustable flap through which the air flow passes is being considered.
***Keywords:** quarry drilling rig, submersible pneumatic hammer, roller chisel, impact, rock destruction, drilling speed, well.*

Одним из основных технологических процессов открытой добычи полезного ископаемого в настоящее время продолжает оставаться бурение взрывных скважин с помощью самоходного оборудования. Наибольшее распространение в мире на открытых работах получил шарошечный способ бурения. Таким способом выполняется до 70% всех объемов работ. Поэтому техническое состояние шарошечного бурения во многим определяет эффективность всего процесса технологии горного производства, а также напрямую зависит от технического состояния шарошечного бурового оборудования.

Бурение может осуществляться буровыми станками различных типов отечественного и зарубежного производства, поэтому, на сегодняшний день, является актуальным вопрос выбора наиболее эффективного типа станка и повышение его производительности.

В РФ и на горных предприятиях стран СНГ одним из самых распространенных отечественных буровых станков является станок СБШ-

250МНА-32. Несмотря на значительный опыт производства и эксплуатации машин данного типоразмера, многие отечественные станки отстают от мирового уровня развития буровой техники. Поэтому весьма актуальной является задача повышения скорости бурения такими станками. Снижение скорости бурения возникает особенно часто при бурении пород сложной структуры с перемежающимися твердыми и мягкими породами, например, породы на карьерах АО «Апатит».

Погружной пневмоударник (ППУ) – это инструмент ударного действия, который наносит удары по хвостовику, связанному с шарошкой, разрушающей забой вращательно-ударным способом. Давление воздуха попеременно прикладывается к обоим концам поршня пневмоударника с помощью отверстий и каналов в поршне и цилиндре для изменения направления воздуха. Воздух, который проходит через пневмоударник, заставляет поршень двигаться возвратно-поступательно и ударяться о коронку, одновременно воздух применяется для удаления обломков породы из скважины, при этом достигается максимальное использование воздуха [1-4].

Предполагается, что модернизированный станок будет работать с компрессором повышенного давления, что актуально в тех случаях, если горные работы проводятся на участках с повышенной крепостью сложно структурированных пород.

Ниже представлен схема модернизированного станка СБШ, который состоит: 1 – шарошка; 2 – пневмоударник; 3 – кабина; 4 – буровой став; 5 – ретранслятор; 6 – приемно-передающее устройство; 7 – антенна; 8 – блок управления с монитором; 9 – мачта, 10 – ходовая часть. Регулирование положения задвижки предполагается производиться из кабины с помощью радиосигнала.

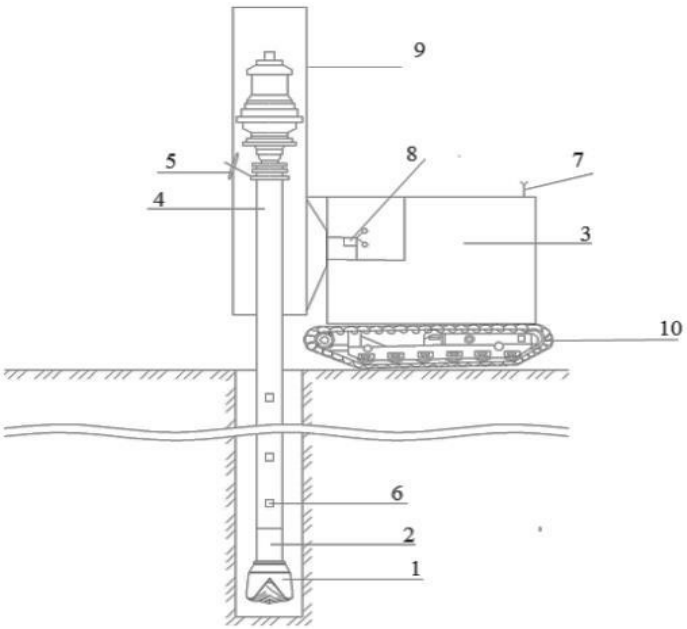


Рисунок 1 – Модернизированный СБШ-250

При изменении сечения бурового става с помощью регулирующей заслонки, можно измерить потери давления до и после заслонки, и вычислить коэффициент снижения давления. При изменении фактического давления за задвижкой, можно регулировать энергию удара по шарошке, а это очень важно, так как удар по шарошке должен быть регламентирован. Сила удара не должна превышать 20% осевого усилия [5-10].

Исследование возможности регулирования потока воздуха задвижкой проводилось в лаборатории СПГУ на специальном стенде. С помощью расчётов коэффициента местного сопротивления задвижки ζ , и средней скорости потока v (м/с) можно установить в каких местах и в какой момент бурения следует использовать заслонку.

Для этого на стенде фиксировались показания измерительных приборов : dP_1, dP_2, P_1 при определенном положении задвижки (шаг «закрытия» должен быть таким, чтобы обеспечить 20 промежуточных положений до полного закрытия).

Значение средней скорости воздуха может быть определено по формуле $v = \sqrt{2\frac{dP-2}{\rho}}$ и далее может быть рассчитан коэффициент ζ и $\Delta p = dP1 - P1$, $\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2}$. В результате экспериментальных исследований были получены зависимости $\Delta p = f(n)$ и $\zeta = f(n)$, представленные на рисунке 2.

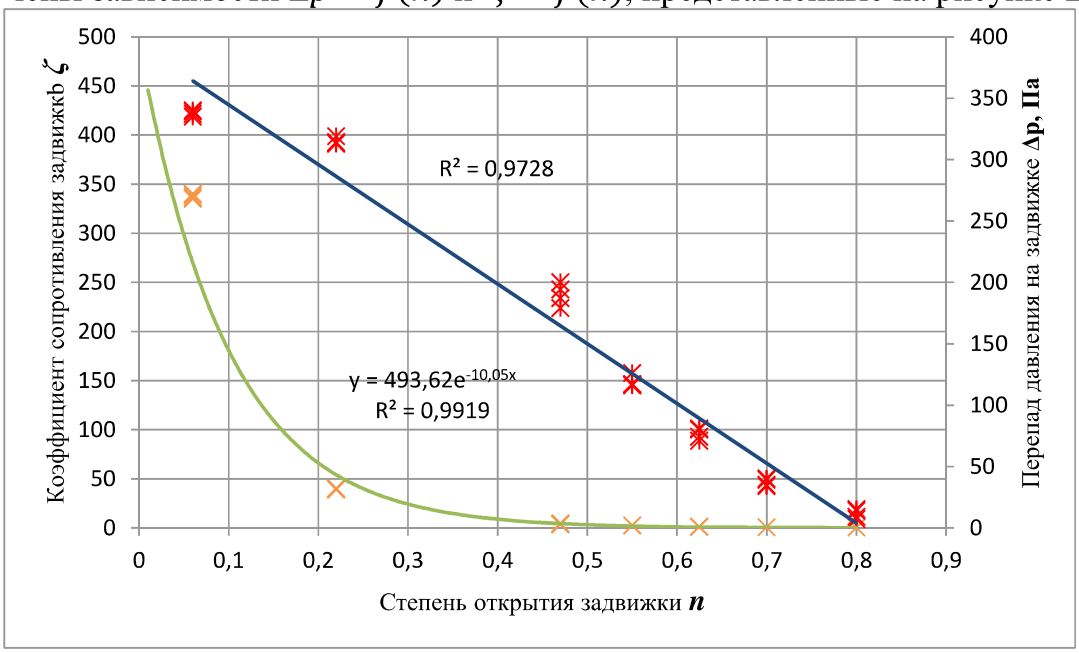


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента местного сопротивления задвижки и падения давления от степени открытия задвижки

В результате аппроксимации функции $\zeta = f(n)$, была получена эмпирическая формула для определения коэффициента местного сопротивления задвижки: $\zeta = 493{,}62e^{-10{,}05n}$.

Таким образом, полученная формула позволяет определить положение задвижки, соответствующее заданному перепаду давления, что позволит осуществить регулирование силы удара на исполнительном органе. При реализации такого способа скорость бурения может быть увеличена не меньше, чем на 15%.

Список литературы

1. Юнгмейстер, Д. А., Крупенский, И., Лавренко, С. А. (2018). Анализ вариантов модернизации станков шарошечного бурения с погружным пневмоударником. *Записки Горного института*, *231*.

2. Хруцкий, А. А., Ощепков, В. С. (2018). Компьютерное моделирование рабочего процесса погружного пневмоударника п-110. *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*, (7).

3. Подэрни, Р. Ю., Хромой, М. Р., Сандалов, В. Ф. (2001). Основные концепции создания универсального бурового станка нового технического уровня. *Горные машины и автоматика*, (2), 16-20.

4. Dvoynikov, M. V., Nutskova, M. V., Blinov, P. A. (2020). Developments made in the field of drilling fluids by saint petersburg mining university. *International Journal of Engineering*, *33*(4), 702-711.

5. Шигин, А. О., Гилев, А. В., Шигина, А. А. (2017). Методология проектирования адаптивных вращательно-подающих органов буровых станков и технологий их применения в сложноструктурных породных массивах.

6. Гилев, А. В., Шигин, А. О., Чесноков, В. Т., & Белозеров, И. Р. (2013). Повышение эффективности эксплуатации буровой техники на горных предприятиях.

7. Zhukov, I. A., Smol yanitsky, B. N., Timonin, V. V. (2018). Improvement of Down-the-Hole Air Hammer Efficiency by Optimizing Shapes of Colliding Parts. *Journal of Mining Science*, *54*(2), 212-217.

8. Шадрина, А. В., Саруев, Л. А. (2015). Анализ и научное обобщение результатов исследований ударно-вращательного способа бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок. *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*, *326*(8).

9. Опарин, В. Н., Тимонин, В. В., Карпов, В. Н. (2016). Количественная оценка эффективности процесса разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении скважин. *ФТПРПИ*, (6), 60.

10. Шигин, А. О., Гилев, А. В., & Шигина, А. А. (2013). Напряжения и стойкость шарошечных долот при бурении сложноструктурных массивов горных пород. *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*, (4).

11. Тимофеев, Е. Г., Жуков, И. А. (2018). Применение информационных технологий в решении задачи рационализации ударных импульсов, генерируемых в машинах ударного действия. In *Интеллектуальные системы, управление и мехатроника-2018* (pp. 161-164).

УДК 622.271.002

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ «АРКТИКА»

Ю.А. Лагунова, проф., **Е.А. Девяткин**, магистрант,
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия,

В статье рассматривается принцип электроснабжения буровой установки «Арктика», показано комплектное распределительное устройство, приведена схема электроподключения, позволяющая повысить надежность системы электроснабжения буровой установки.
Ключевые слова: *электроснабжение, буровая установка, комплектное распределительное устройство.*

JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF THE DRILLING RIG "ARKTIKA"

Yu.A. Lagunova, prof.**, E.A. Devyatkin,** master student,

The article discusses the principle of power supply to the drilling rig "Arktika", shows the complete switchgear, shows the electrical connection diagram, which makes it possible to increase the reliability of the power supply system of the drilling rig.
Keywords: *power supply, drilling rig, complete switchgear*

Идея создать буровую установку (БУ) для работы в экстремальных северных условиях появилась в 2010 году, когда в рамках проекта "Ямал СПГ" начались переговоры между "Уралмаш НГО Холдинг" и НОВАТЭК, который был заинтересован в разработке инновационной буровой установки для собственных нужд.

Работы по созданию БУ "Арктика" начались в 2011 году после подписания соответствующего соглашения между "Уралмаш НГО Холдинг" и ОАО НОВАТЭК. Для решения инжиниринговых задач была сформирована техническая группа из специалистов компаний "Инвестгеосервис" и НЭУ-структур, которые непосредственно занимаются добычей углеводородов и монтажом БУ на месторождении. Еще в работе участвовали специалисты компаний ПАО "Уралмашзавод", АО "Механический завод", АО "Спецмаш", а также Электротехнической промышленной компании. В рамках проекта были разработаны новейший механизированный приемный мост, компактная буровая лебедка, абсолютно новое устройство для



Рис.1 Общий вид буровой установки «Арктика»

подъема вышки. Впервые в комплекте с буровой установкой имеется противовыбросовое оборудование, предназначенное для защиты скважины от аварии. Обычно такое оборудование на свои установки поставляют буровые компании, но в данном случае оно было изготовлено согласно техническому заданию заказчика.

Одна из важных особенностей БУ "Арктика" – наличие системы комбинированного обогрева. Благодаря полному укрытию и установленным теплогенераторам, БУ «Арктика» эксплуатируется непрерывно при любых метеоусловиях в арктическом регионе.

Установка буровая «Уралмаш 6000/400 ЭК-БМЧ» предназначена для кустового бурения нефтяных и газовых скважин с условной глубиной бурения 6000 м в макроклиматических районах с умеренным климатом У по ГОСТ15150-69 (-45°С...+40°С) на месторождениях с содержанием сероводорода менее 6 %.

Электроснабжение буровой установки осуществляется от линии электропередач (ЛЭП) 6,3 кВ, 50 Гц или от автономного источника соответствующей мощности напряжением 6,3 кВ, 50 Гц. Аварийное электроснабжение буровой установки осуществляется от дизельной электростанции мощностью 328 кВт, 400 В, 50 Гц.

Технические характеристики буровой установки приведены в таблице.

Электроснабжение буровой установки БУ 6000/400 ЭК-БМЧ «Арктика» осуществляется от линии электропередачи (ЛЭП) напряжением 6,3кВ, 50 Гц или от автономной электростанции соответствующей мощности напряжением 6,3кВ, 50 Гц (см. рис. 2). Для распределения электроэнергии напряжением 6,3кВ на буровой установке применено два комплектных распределительных устройства – КРУ1 и КРУ2.

Электроэнергия от двух независимых источников напряжением 6,3кВ (ЛЭП и автономной электростанции) по двум воздушным линиям электропередач подводится к шкафам 1 и 2 вводного стационарного комплектного распределительного устройства КРУ2 с вакуумными выключателями Q1 и Q2. Выключатели Q1 и Q2 взаимно сблокированы и не допускают их одновременного включения.

Таблица. Технические характеристики буровой установки

Параметр	**Значение**
Допустимая нагрузка на крюке при оснастке талевой системы 6×7, кН	4000
Наибольшая нагрузка от массы колонны бурильных труб, кН (тс)	2400 (240)
Масса подвижных частей талевой системы без учета СВП, кН	90
Диаметр талевого каната, мм	35
Мощность, развиваемая приводом на входе в лебедку, кВт	1500
Скорость подъема крюка, м/с	0…1,23

Диаметр подъема барабана лебедки, мм - по дну канавки - расчетный диаметр	 760 880
Трансмиссия лебедки Передаточное число трансмиссии КПД трансмиссии	односкоростная, зубчатая 4,97 0,95
Дополнительный (аварийный) привод	От асинхронного двигателя типа АВ 280М6У2, 90кВт, 380В, 1000об/мин
Буровые насосы Тип Количество, шт Максимальное давление на выходе, МПа Максимальная подача (идеальная), л/с	УНБТ 1180L 2 35 51,4
Тип электродвигателя привода буровой лебедки и привода буровых насосов	АМА 423L6P, 1180кВт, 660В, 1000/2200об/мин
Электроснабжение	От линии электропередач ЛЭП 6,3кВ или от автономного источника соответствующей мощности напряжением 6,3кВ
Аварийное электроснабжение	От дизельной электростанции мощностью 328 кВт, 400В, 50 Гц.
Контейнеры с электрооборудованием	Буровая установка укомплектована контейнерами с электрооборудованием: 1) КРУ1 - с высоковольтным распределительным устройством 6кВ и встроенным сухим преобразовательным трансформатором с расщепленной обмоткой Т2, 3200 кВА, 6/0,69-0,69кВ, У/УД. Контейнер с высоковольтным распределительным устройством КРУ1 расположен в эшелоне; 2) КРУ2 - с высоковольтным распределительным устройством 6кВ. КРУ2 является вводным устройством которое расположено стационарно на территории буровой установки; 3) НКУ - с сухим силовым трансформатором Т1 мощностью1600кВА, 6/0,4кВ, Д/У-н, с шкафами распределения электроэнергии напряжением 400В и шкафами управления вспомогательными механизмами системы ЦС; 4) КТУ – с преобразовательным оборудованием для частотно регулируемых электроприводов главных механизмов. В КТУ размещается шкаф с микропроцессорным контроллером системы АСУ
Трансформатор для питания электрооборудования верхнего привода	Трансформатор сухой, силовой мощностью 1250кВА, 6000/600В, схема соединения обмоток – У/Д.

КРУ2 состоит из четырех высоковольтных ячеек. *(Рис.2)* Ячейка 1 предназначается для ввода напряжения от линии электропередачи (ЛЭП 6,3кВ), ячейка 2 – для ввода напряжения от автономной электростанции, например, дизельной. Ячейка 3 КРУ2 предназначена для питания посёлка буровиков. Из шкафа 4 КРУ2 напряжение 6,3кВ по воздушной (или кабельной) линии подается в эшелон на стояк (опору) с разъединителем и далее с выхода разъединителя кабелем на вход распределительного устройства КРУ1. *(Рис. 2)*

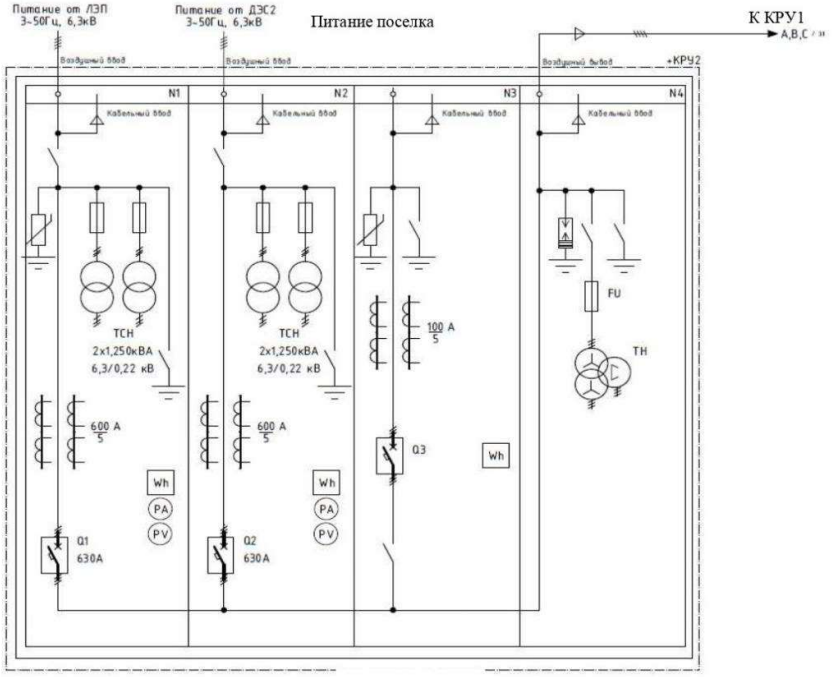


Схема электрическая однолинейная силовых цепей КРУ1

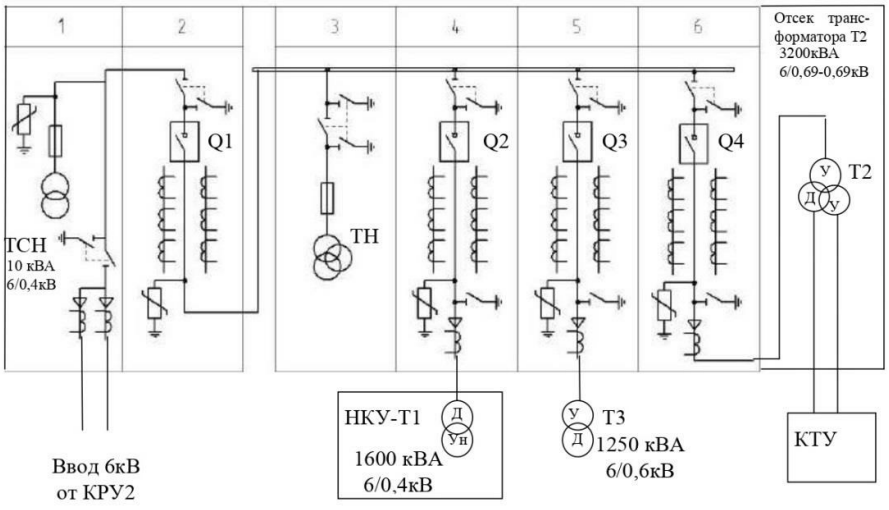


Рис.2 Электрические схемы

Распределительное устройство КРУ1 установлено в эшелоне и передвигается при передвижке буровой установки вместе со всем эшелоном.

КРУ1 выполнено на базе камер КСО-299М с вакуумными выключателями ВВ/TEL-10-20/1000-У2 с электронной системой защиты на базе комплекса БМРЗ-100. Исполнение ячеек – без выкатных элементов.

Назначение ячеек.

1. Ячейка 1 ввода (кабельный ввод) с трансформатором 10кВА 6,3/0,4кВ для питания собственных нужд КРУ1.

2. Ячейка 2 ввода с вакуумным выключателем Q1.

3. Ячейка 3 с измерительным трансформатором напряжения ТН.

4. Ячейка 4 с вакуумным выключателем с кабельным выводом для питания трансформатора Т1, 1600кВА, 6/0,4кВ, установленного в НКУ.

5. Ячейка 5 с вакуумным выключателем с кабельным выводом для питания трансформатора силового верхнего привода Т3 1250кВА, 6/0,6кВ.

6. Ячейка 6 с вакуумным выключателем с кабельным выводом для питания сухого преобразовательного трансформатора Т2 3200кВА 6/0,69-0,69кВ. Преобразовательный трансформатор Т2 установлен в отдельном отсеке контейнера КРУ1.

Напряжение с вторичных обмоток трансформатора Т2 подводится в контейнер КТУ на входы 12 импульсного диодного блока питания БП (DSU). Блок питания БП по силовому постоянному выходу включен на шины постоянного тока, от которых получают питание приводные блоки (инверторы) главных приводов буровой установки.

УДК 622.244

К ВОПРОСУ СИСТЕМАТИЗАЦИИ БУРОВЫХ ВЕРТЛЮГОВ В УСЛОВИЯХ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ

А.А. Кухарева, студент, **Л.А. Гаврилова**, доцент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

В статье поднята проблема отсутствия современных аналогов отечественного производства буровых вертлюгов, приведена сравнительная таблица и предложены пути модернизации, которые позволят сделать их конкурентноспособными на рынке.
***Ключевые слова**: вертлюг, буровой вертлюг.*

TO THE QUESTION OF SYSTEMATIZATION OF DRILLING SWIVELS UNDER CONDITIONS OF IMPORT SUBSTITUTION

Kukhareva A.A., student, Gavrilova L.A., associate professor

In the article raises the problem of the lack of modern analogues of domestic production of drilling swivels, a comparative table is given and ways of modernization are proposed that will make them competitive in the market.
***Keywords**: swivel, drilling swivel.*

Буровая установка содержит в себе три основных элемента - талевую систему, бурильную колонну и вертлюг.

Талевая система представляет собой опорную конструкцию, на которой установлен ротор, вращающий колонну.

Буровой вертлюг является промежуточным звеном между двумя этими элементами. Для обеспечения подачи бурового раствора или газа перемещающийся вертлюг соединен с напорной линией при помощи гибкого бурового рукава, один конец которого крепится к отводу вертлюга, а второй — к стояку на высоте, немного больше половины его длины.

Вертлюг также является соединительным звеном между талевой системой и колонной труб с буровым инструментом. Вертлюг должен удерживать подвешенную к нему колонну бурильных труб и амортизировать при ее резких движениях и сглаживать ее рывки при спускоподъемных операциях.

При современном бурении и капитальных ремонтах скважин используют верхние приводы, такие как Bowen TD-120, ПВГ-1600. Такие приводы преимущественно применяются на импортных подъемных агрегатах, таких как CARDEWELL, NOI-150.

Однако в современных условиях и обстановке появляется дополнительная мотивация обратиться к отечественным подъемным агрегатам. Широкое применение уже имеют подъемные агрегаты типа А60/80, АП80. На них капитальный ремонт осуществляется при помощи ротора, тем не менее применение силового гидравлического вертлюга на наших подъёмных агрегатах показывает лучший результат.

Использование при бурении и ремонте скважины вертлюга обеспечит высокую эффективность и безопасность работ, выполняемых посредством верхнего привода.

О верхнем приводе за последние годы сказано многое. Гораздо удобнее рассматривать его элементы комплексно. Однако за последнее десятилетие уделялось мало внимания комплектующим верхнего привода. Сегодня мы испытываем острую необходимость в развитии внутреннего рынка, и для того, чтобы облегчить эту задачу представлена система подбора отечественных вертлюгов, с аналогичными параметрами.

Для выявления путей разработки конструкций буровых вертлюгов в условиях импортозамещения проведено сравнение импортных и отечественных вертлюгов (табл.1).

Таблица 1.

Сравнение импортных и отечественных вертлюгов

Параметры	**N-47**	**ШВ 14-160**	**N-69**	**УВ 250**	**Р-400**	**УВ 320**	**Р-500**	**УВ 450**	**Айдеко**	**УВ 500 МА**
Допустимая нагрузка, МН: статическая на ствол	1,89	1,6	2,67	2,5	3,56	3,2	4,45	4,5	5	5
при частоте вращения ствола 100 об/мин	1,15	1,25	1,63	1,6	2,38	2	2,98	3	2,86	3
Диаметр отверстия в стволе, мм	76	90	76	75	76	75	76	75	76	75
Максимальное давление прокачиваемой жидкости, Мпа	40	20	28	25	28	32	35	40	35	35
Максимальная частота вращения ствола, об/мин	400	300	400	200	450	200	450	150		
Сухая масса, кг	1000	1815	1300	2300	2130	2980	2580	3815	2500	5670

Как можно видеть, на сегодняшний день вертлюги отечественного производства уступают в некоторых аспектах импортным аналогам. В ны-

нешних условиях для нас – это повод уделить должное внимания разработке и усовершенствованию технологии проектирования и производства буровых вертлюгов. Долгое время этому не уделялось особого внимания, что в современных условиях может пагубно сказаться на отрасли нефтедобычи.

Результат анализа различных конструкций вертлюгов представлен в таблице классификации (табл. 2).

Таблица 2.

Классификация вертлюгов

1	По функциональной схеме	Обычные		Силовые (система верхнего привода)	
2	По конструктивной схеме	Основная опора находится по одну сторону радиальных опор		Основная опора находится между двумя радиальными опорами	
3	По числу опор	С четырьмя опорами (основная, вспомогательная, две радиальных)		С двумя, тремя опорами (упорный и радиальный подшипники объединены, используется для вертлюгов малой грузоподъемности)	
4	По типу основной опоры качения	С шаровой опорой	С разрезными рольками	С роликовой конической опорой	Со сферической роликовой опорой
5	По относительному расположению основной и вспомогательных опор	Вспомогательная опора сверху		Вспомогательная опора снизу (в этом случае лучше смазка вспомогательной опоры)	
6	По типу закрепления напорной трубы	Закрепление на отводе (простота сборки, неудобства в обслуживании, т. к. схема неразборная, с одним сальником)		Свободное (плавающего типа) - соединение со стволом или отводом (используется быстросъемный сальник с двумя уплотнениями)	
7	По типу закрепления напорной трубы быстросъемного сальника	Фиксированное на отводе (тогда напорная труба всегда неподвижна)		Попеременное на стволе и отводе (напорная труба может вращаться и быть неподвижной, переключение осуществляется специальным механизмом)	
8	По конструкции нижнего масляного уплотнения	Манжеты располагаются в корпусе		Манжеты располагаются в крышке	

Оценив параметры вертлюгов можно определить вектор развития конструкции: при меньших допустимых загрузках, максимальном давлении и максимальной частоте вращения ствола вертлюг весит на порядок больше. Это означает, что есть возможность повысить качество вертлюгов отечественного производства.

Пути совершенствования:

- за счет снижения габаритных размеров,
- за счет улучшения эксплуатационных показателей.

Для достижения наилучших эксплуатационных показателей направлением исследований может служить пересмотр взаимодействия как отдельных элементов конструкции вертлюгов, так и функционирование вертлюга в системе буровой установки.

В качестве отдельных элементов рассмотрены эвольвентные цилиндрические зубчатые зацепления. Они используются в конструкциях приводов вращения вала силового вертлюга. Высокие нагрузки на колеса приводят к их быстрому износу, снижению долговечности, надежности, увеличению уровня вибраций и шума, а также к большим габаритам редукторов.

Также можно рассмотреть возможность замены используемого в конструкции вертлюга материала на более легкий, износостойкий, а также пересмотреть систему уплотнения для обеспечения большего КПД.

Применение методологии системного подхода в конструировании [3, 4] позволяет более точно определить «узкие» места в конструкции вертлюга для конкретных условий эксплуатации. Для этого рассматриваем взаимосвязь операций технологического процесса с функциональными возможностями оборудования.

Модернизация оборудование отечественного производства, придание ему качественных новых характеристик позволит обеспечить развитие нефтегазовой отрасли РФ в сложных условиях санкционного блокирования. Разработка новых технологий и улучшение отечественных конструкций и технических характеристик бурового оборудования – направление современного творчества конструкторов.

Список литературы

1. Элияшевский И.В. Технология добычи нефти и газа. – М.: Недра, 1976 г. – 256 с.
2. Орочко А.Н., Кияшов А.П. Особенности конструкции силового вертлюга грузоподъемностью 80 т. / Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов X международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ, 2012 г.
3. Гаврилова Л.А., Белов С.В. Системный подход при обосновании параметров бурового оборудования// Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов XII международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург; УГГУ, 2014. – с. 212 – 213.
4. Гаврилова Л.А. Научно-методологические подходы к совершенствованию бурового оборудования/ Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов XVI международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ, 2018. – с.176-179.

УДК 622.243.94

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОСТРУЙНОГО БУРОВОГО СНАРЯДА ДЛЯ БУРЕНИЯ СКАЛЬНЫХ ПОРОД

Левихин А. А., к.т.н., доц., зав. кафедрой**, Мустейкис А. И.,** старший преподаватель
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

Представлены результаты исследования газоструйного бурового снаряда для термического бурения крепких и очень крепких скальных пород. Обоснован диапазон температур рабочего тела такого устройства, обеспечивающий длительную стойкость конструкции. Предложена схема организации рабочего процесса и критерий оценки эффективности применения бурового снаряда. Разработана математическая модель процесса бурения и аналитическая методика выбора параметров бурового снаряда. Обоснована величина давления рабочего тела и параметры сверхзвукового сопла, создан экспериментальный образец бурового снаряда и стенд для исследования процесса бурения скальных пород.
***Ключевые слова**: термобур, термическое бурение, газоструйный буровой снаряд, параметры, крепкие скальные породы*

JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF A GAS-JET DRILLING TOOL FOR ROCK DRILLING

Artem A. Levikhin, Anton I. Musteykis

The results of research of gas-jet drilling tool for thermal drilling of hard and very hard rocks are presented. The range of temperature of the gas jet, providing long durability of the construction, is substantiated. The scheme of working process and criterion for evaluation of drilling tool performance are proposed. A mathematical model of the drilling process and analytical methodology for selecting drilling tool parameters are developed. The value of pressure of the gas jet and parameters of the supersonic nozzle are justified, a test rig for studying the process of thermal drilling is created.
***Keywords**: thermal drill, thermal drilling, gas-jet drilling tool, parameters, hard rocks*

Разработка новых и существующих рудных месторождений, а также добыча нерудных строительных материалов (гранит, щебень) требует бурения большого числа взрывных скважин в крепких и очень крепких скальных породах (коэффициент крепости породы 16-20 по шкале проф. М.М. Протодьяконова). Механическое бурение в таких породах характеризуется низкой механической скоростью бурения и проходкой на долото. Метод термического воздействия на породу высокотемпературными газовыми струями позволяет получить универсальный буровой снаряд (термобур) для бурения пород различной крепости теоретически обладающий высокой стойкостью ввиду отсутствия непосредственного контакта с породой [1,2]. Термобур сконструирован и работает по принципу реактивного двигателя и обладает некоторыми общими с ним элементами конструкции: форсунки подачи топлива, камера сгорания, охлаждающий тракт,

сверхзвуковое сопло. Однако подобные буровые снаряды не нашли широкого применения из-за недостатков, в основном связанных с крайне высокой температурой газовой струи.

Анализ параметров существующих термобуров показывает, что температура рабочего тела подобных устройств составляет от 1600 до 2800 ^{o}C [3].

Известно, что скальные породы начинают разрушаться при температурах не более 600 ^{o}C [4,5]. При этом желательный диапазон температуры рабочего тела для разрушения крепких скальных горных пород может быть определен следующим образом.

Нижняя граница диапазона температуры рабочего тела определяется как температура разрушения породы [6]:

$$T_{\text{Р}} = \frac{2\sigma_C(1-\mu)}{\beta \cdot E},$$

где σ_C - предел прочности на сжатие; μ - коэффициент Пуассона; β - коэффициент теплового расширения; E - модуль Юнга.

Верхнее значение диапазона температуры рабочего тела определяется наименьшей из температур: характерных тепловых эффектов $T_{ЭФ}$ в материале породы [7] (плавление, диссоциация, дегидратация и т.п.) и максимальной температуры длительной термической прочности материала конструкции аппарата $T_{MAX\ ДОП}$. Конструкция аппарата по возможности должна изготавливаться из распространенных конструкционных материалов. Границы диапазона температур для гранита можно определить как 600-1000 ^{o}C [8].

Схема рабочего процесса получения рабочего тела в заданном диапазоне температур приведена на рисунке 1. Газообразный (воздух) или жидкий (вода) хладагент проходит по тракту охлаждения камеры сгорания бурового снаряда и далее впрыскивается в поток высокотемпературных продуктов сгорания для получения требуемой температуры [9].

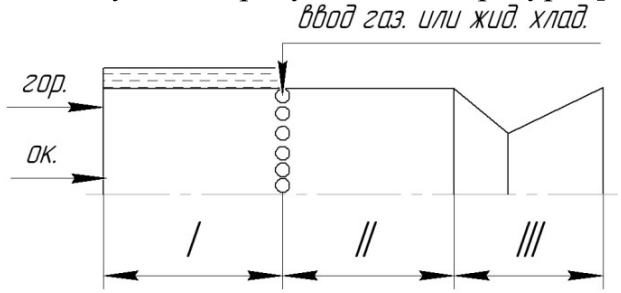


Рисунок 1 – Принципиальная схема рабочего процесса:
I – камера сгорания; II – смесительная камера; III – сопло

На раннем этапе проектирования возникает необходимость подбора конструктивных (длина и диаметр бурового снаряда, угол полураствора сопла, число Маха на срезе сопла) и режимных параметров (давление в камере сгорания, температура рабочего тела) бурового снаряда для обеспечения максимума энергетической эффективности термического разруше-

ния различных пород при использовании различных топливных композиций. В качестве критерия сравнения при оценке энергетической эффективности применения различных конструкций и параметров бурового снаряда предложена удельная объемная энергоемкость бурения:

$$E_P = \frac{\dot{m}_Г \cdot H_U}{V_{РАЗР}}, \left[МДж/м^3\right],$$

где $V_{РАЗР}$ - объемная производительность разрушения породы, м3/с, $\dot{m}_Г$ - секундный массовый расход горючего, кг/с, Hu – низшая теплотворная способность горючего, МДж/кг.

На основе разработанной качественной картины процесса бурения газоструйным буровым снарядом была впервые предложена математическая модель процесса бурения, учитывающая влияние конструктивных и режимных параметров бурового снаряда на удельную объемную энергоемкость бурения. Разработана аналитическая методика, позволяющая проводить выбор конструктивных и режимных параметров газоструйного бурового снаряда. Методика реализована в виде программного кода в среде Matlab (государственная регистрация программы для ЭВМ № 2018618489).

Проведенное расчетное исследование показало, что при использовании топливных компонентов: керосин, воздух и хладагента: воздух или вода, для различных скальных пород (граниты, гнейсы, кварциты) минимум удельной объемной энергоемкости бурения достигается при минимальной величине давления в буровом снаряде, обеспечивающей значение степени нерасчетности потока на срезе сопла >1 и величину площади зоны нагрева разрушаемой поверхности б**о**льшую, чем площадь миделя бурового снаряда. Увеличение числа Маха на срезе сопла и угла полураствора сопла способствует снижению удельной объемной энергоемкости бурения. Рекомендуемый диапазон числа Маха потока на срезе сопла составляет от 1,5 до 2,0. Рекомендуемый диапазон угла полураствора сопла составляет от 5 до 15 градусов. Некоторые результаты расчетов для гранита при температуре рабочего тела 1100 К приведены на рисунках 2-3.

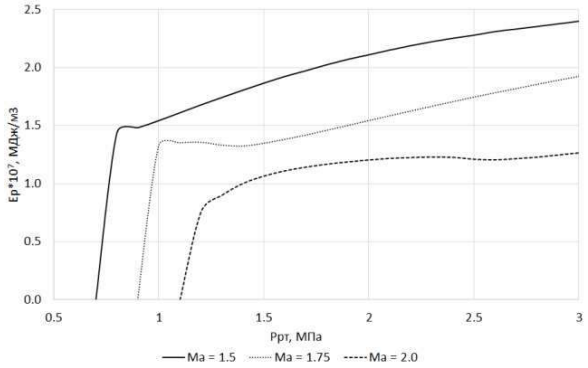


Рисунок 2 – Влияние числа Маха на срезе сопла при угле полураствора сопла 11^0

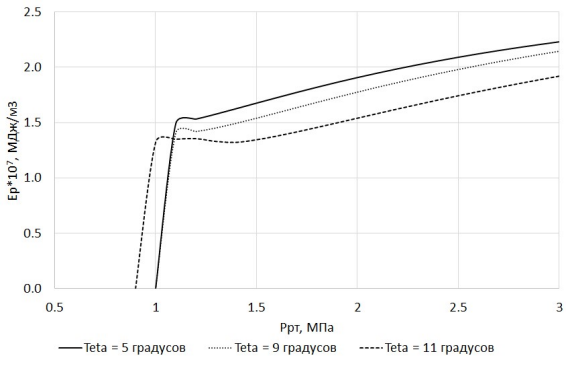


Рисунок 3 – Влияние угла полураствора сопла при числе Маха на срезе сопла 1,75

На кафедре «Двигатели и энергоустановки ЛА» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова создана конструкция бурового снаряда, защищенная па-

тентом РФ на полезную модель №136083. Создан экспериментальный стенд для исследования процесса термического бурения скальных пород.

Предложенная конструкция газоструйного бурового снаряда может быть использована для бурения взрывных скважин в крепких и особо крепких скальных породах. Ресурс конструкции оценивается в несколько тысяч часов непрерывной работы без потребности в дорогостоящих сменных частях в отличие от шарошечных и пневмоударных инструментов.

Список литературы

1. Mingbo W, Songyang Z, Gouemo Niangui Josue E 2017 Hydrothermal spallation drilling technology: an alternative method of geothermal energy development Proc. of the 2nd Int. Conf. on Electrical, Automation and Mechanical Engineering (EAME 2017) (Shanghai) vol 86 (Paris: Atlantis Press) pp 302-305.
2. Xianzhi S, Zehao L, Gensheng L, Baojiang S 2019 Model evaluation and experimental validation of thermal jet drilling for geothermal energy Geothermics **77** pp 151-157.
3. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю., Щадов М.И. Справочник по открытым горным работам - М.: НТЦ "ГОРНОЕ ДЕЛО", 2010. – 700 с.
4. Kant M A, Rossi E, Madonna C, Höser D, and Rudolf von Rohr P 2017 A theory on thermal spalling of rocks with a focus on thermal spallation drilling *J. Geophys. Res.: Solid Earth* 122 pp 1805-15.
5. Xiaodong H, Xianzhi S, Yu L, Gensheng L, Zhonghou S, Zehao L, QingLing L 2019 Lowest required surface temperature for thermal spallation in granite and sandstone specimens: experiments and simulations *Rock Mech. and Rock Eng.* 52 pp 1689-1703.
6. Дмитриев А.П. Термическое разрушение горных пород – М.: Недра, 1990. – 225 с.
7. Kant M A, Rudolf von Rohr P 2016 Minimal required boundary conditions for the thermal spallation process of granitic rocks Int. J. of Rock Mech. and Mining Sci. 84 pp 177-186.
8. A I Musteykis, A A Levikhin, K Y Anistratov Blasthole jet drilling parameters evaluation by test rig // IOP Conference Series: Journal of Physics: Conference Series, Volume 1753, International Conference on Innovations, Physical Studies and Digitalization in Mining Engineering (IPDME) 2020 23-24 April 2020, St Petersburg, Russian Federation. – 2020.
9. Мустейкис А.И., Левихин А.А., Побелянский А.В., Кузьмин А.М., Анистратов К.Ю. Новый подход к реализации технологии термического бурения горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. - №4 (специальный выпуск 9). – С. 3-16.

УДК622.242

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

К.П. Порожский, к.т.н., профессор, **Ба Джи Би** (Сенегал)**,** магистрант,
К.И. Кравцов, студент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

***В** статье приведены сведения о конструкциях буровых установок. Предложен показатель качества буровых вышек, позволяющий сравнивать совершенство металлоконстукций по металлоёмкости, ресурсу и времени монтажа.*
***Ключевые слова:** металлоконстукции буровых установок, показатели качества буровых вышек, пути совершенствования.*

WAYS TO IMPOVE THE METAL STRUCTURES OF DRILLING RIGS

Porozhsky K.P., Ba Ji Bi Kravtsov K.I.,

In the article provides information about the designs of drilling rigs. An indicator of the quality of drilling rigs is proposed, which makes it possible to compare the perfection of metal structures in terms of metal consumption, service life and installation time.
***Keywords:** steel structures of drilling rigs, quality indicators of drilling rigs, ways of improvement.*

Металлические конструкции буровых установок являются основой для размещения и монтажа всего механического, электрического и вспомогательного оборудования, обеспечения конструктивной и функциональной взаимосвязи оборудования при бурении, монтаже и транспортировке.

К основным металлоконструкциям буровых установок относятся буровые вышки с устройствами для их подъема, направляющие, аппарели, металлоконструкции оснований бурового технологического оборудования и инструмента. Массовая доля металлоконструкций, составляющих на сегодняшний день современные полнокомплектные буровые установки составляет порядка 70 % от общей массы буровой установки.

При выборе направлений совершенствования металлоконструкций обычно руководствуются следующим:

- металлоконструкции должны обеспечивать максимальную эффективность при выполнении заданных технологических функций буровой установки в конкретных условиях эксплуатации;
- они должны обладать возможностью многократного монтажа и демонтажа и транспортирования при сохранении основных характеристик в течении всего срока эксплуатации, при этом время монтажа должно быть минимальным;
- конструкции должны иметь минимальную массу при заданных параметрах грузоподъёмности;
- обладать высокой технологичностью изготовления.

Наиболее сложной и нагруженной металлоконструкцией буровой установки являются буровые вышки. Буровая вышка участвует в выполне-

нии всех основных технологических операций бурения. Она воспринимает все нагрузки от веса бурового инструмента как при бурении, так и при выполнении спускоподъемных операций (СПО), кроме того может воспринимать реактивный момент при бурении с верхним приводом. В большинстве вышек предусмотрены устройства для размещения бурильных труб, а также средства перемещения труб (манипуляторы). При работе в северных районах вышки оснащаются укрытиями для обеспечения комфортных условий труда операторов. Одной из самых сложных операций является их монтаж, демонтаж и транспортирование вышек, часто требуется их центрирование в процессе бурения относительно оси скважины как по смещению оси в горизонтальной плоскости, так и по углу наклона вышки относительно вертикали.

Для количественной оценки эффективности и уровня качества бурового оборудования применяются показатели качества [6, 7]. Обычно оценка технического совершенства металлоконструкции производится по материалоёмкости [1]. Материалоёмкость оценивается по удельной массе:

$$M_{уд} = m_к / Q_{кр} \cdot H_к.$$

Эта зависимость не учитывает такие важные показатели совершенства конструкции как время монтажа и срок службы. Предлагается оценивать совершенство буровой вышки по минимальной материалоёмкости, сроку службы и затратам времени на монтаж. Это обусловлено тем, что в последние годы в практике бурения применяется много конструкций буровых вышек, обладающих высокой монтажеспособностью.

Оценить совершенство металлоконструкции можно по формуле:

$$K_с = Q_{кр} \cdot H_к \cdot P / m_к \cdot T_м$$

где $K_с$ – коэффициент совершенства металлоконструкции; $Q_{кр}$ – нагрузка на крюке или грузоподъёмность конструкции, МН; $H_к$ – конструктивная высота, м; P – срок службы металлоконструкции (ресурс), лет; $m_к$ – масса металлоконструкции, кг; $T_м$ – время монтажа металлоконстукции, дней.

Для сравнительной оценки совершенства металлоконструкций приняты следующие буровые вышки [2]: башенные вышки; секционные мачты; мачты с открытой передней гранью; телескопические мачты и мачты модульных буровых установок разной грузоподъёмности.

Параметры вышек и оценка их показателей приведены в таблице 1.

Анализ показывает, что с точки зрения металлоёмкости наиболее совершенными являются башенные вышки. По этому показателю отстают башенные вышки с укрытием и модульные. Башенные вышки с укрытиями изготавливались для условий крайнего Севера и оснащены укрытиями всей вышки, что ведёт к увеличению массы вышки и сроков монтажа при этом ими оснащаются кустовые буровые для строительства глубоких и сверхглубоких скважин. Модульные буровые имеют мачту повышенной жёсткости, которая оснащается не только системой верхнего привода

(СВП), но и реечным механизмом подачи, поэтому эти установки не имеют талевой системы и лебёдки. Естественно, эти установки имеют мачту с большой массой.

Таблица 1 Сравнение конструкций вышек по основным параметрам и показателям

Тип вышки	Грузо-подъёмность $Q_{кр}$, МН	Высота вышки $H_к$, м	Масса вышки $m_к$, т	Время монтажа $T_м$, сут.	Ресурс P, лет	$K_м$	$K_с$
Башенная	2-4	45-70	29-52	40-50	25	0,28-0,32	1.9-2,2
	2	45	29	40	25	0,28	1,9
Башенная с укрытием	4	45	118-136	40-70	25	0,65-0,75	0,5-0,9
Мачтовая (секционная)	2,0-2,4	45	35-46	24-27	20	0,39-0,42	1,9-2,1
	2,0	45	35	24	20	0,39	2.1
С открытой передней гранью	2,5-3,2	46	55-60	24-25	20	0,41-0,47	1,7-2,0
	2,5	46	55	24	20	0,41	2,1
Телескопическая	2,25	38	30	4	10	0,35	7,1
Модульная	2,0	22	30	2	10	0,68	7,3

Оценка вышек по показателю $K_с$ показывает, что наиболее совершенными являются телескопические и модульные вышки. Это обусловлено в первую очередь малым временем их монтажа. Модульные вышки отличаются высокой монтажеспособностью. Их главное преимущество - возможность транспортировки и монтажа вышки вместе с механизмом подачи и верхним приводом. Причём масса транспортного блока не превышает 20 – 25 т [2, 3, 4, 5]. Если сравнивать их с другими вышками, также оснащенными верхним приводом, то в традиционных буровых для монтажа верхнего привода требуется отдельный комплекс операций, а во время монтажа включается монтаж лебёдки, талевой системы и СВП.

Одним из показателей технологичности вышки является её возможности с точки зрения минимизации затрат времени на весь технологический цикл строительства скважины: от монтажа, до проходки, крепления, выполнения СПО и ликвидации аварий. Традиционно основным путём снижения времени бурения считалось увеличение высоты вышки и, как следствие, уменьшение времени СПО, а также автоматизация процесса СПО путем совмещения операций во времени (комплекс АСП). Это приводило к усложнению конструкции буровой и увеличение сроков монтажа.

Другим путём снижения времени СПО является уменьшение числа операций подъёма инструмента за счёт повышения ресурса долота (проходки на долото). Современные долота имеют ресурс в сотни и даже тысячи метров, что позволяет уменьшить долю СПО в балансе времени строительства скважины. В результате появляется возможность применять для бурения буровые вышки меньшей высоты, что позволит уменьшить время

монтажа. В этом случае показателем качества буровых установок является оптимальное соотношение времени монтажа и времени бурения:

$П_к=Т_м/Т_б$.

При бурении одиночных скважин это соотношение для скважин глубиной до 3000 м может составить 10-15 дней к 40-60 дням, т.е. $П_к$=1/4. Вместе с тем, для установок неглубокого бурения, например, для сейсмических скважин время монтажа составляет 20-30 минут, а время бурения 1-2 часа ($П_к$=4/1).

Одним из самых эффективных методов решения этой проблемы является бурение кустовых скважин, где время бурения куста скважин может измеряться годами, а время монтажа демонтажа – месяцы. Таким образом, здесь соотношение времени бурения и монтажа тоже может составить $П_к$=4/1. Это объясняет повсеместное распространение этой технологии разработки месторождений.

Ещё одной из задач создания буровых является обеспечение защиты от низких температур в зимний период, что тоже хорошо реализуется в установках кустового бурения и позволяет создавать надёжные укрытия всех блоков буровых установок. При этом масса металлоконструкций и время существенно возрастает.

Если рассмотреть процесс бурения одиночных скважин и бурение боковых стволов при ремонте скважин, то тут задача снижения времени монтажа становится более актуальной. Для её решения применяются мобильные буровые установки с телескопической мачтой. В этом случае соотношение времени монтажа и бурения (ремонта) может изменяться в достаточно широких пределах: от 1/1 до 1/3. Перспективными можно считать модульные буровые с укороченной мачтой, где сочетается малое время монтажа, высокий уровень механизации вспомогательных операций и для малогабаритных установок вполне возможно создание укрытия и размещение системы обогрева.

Список литературы

1. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для ВУЗов. - М.: Недра, 1988, 501 с.

2. Буровые комплексы / под общ. ред. К.П. Порожского. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2013. – 768 с.

3. Демин М.Н. Опыт бурения наклонно-направленных скважин при разработке мелкозалегающих залежей тяжелой нефти. - Бурение и нефть, №7-8, 2015 - С. 64-65

4. https://vis-mos.ru/ru/activity/burenie-naklonno-napravlennykh-skvazhin.

5. Порожский К.П., Гусман А.М. Б90 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование: Научное издание. Екатеринбург: УГГГА, 2002. 592 с. с илл.

6. Гаврилова Л.А. Научно-методологические подходы к совершенствованию бурового оборудования/ Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности: сборник трудов XVI международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ, 2018. – с.176-179.

УДК 622.24

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА ЛЕБЕДКИ ПРИ СПУСКЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

Ю.А. Лагунова, проф., **И.П. Романов**, магистрант,
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия,

В статье рассматривается проблема износа фрикционных элементов ленточного тормоза буровой лебедки. Рассмотрены недостатки ленточного тормоза. Предложены пути совершенствования конструкции.
Ключевые слова: *режимы торможения, ленточный тормоз, буровая лебедка.*

INVESTIGATION OF THE BRAKING MODES OF THE BAND BRAKE OF THE WINCH DURING RUNTING THE DRILL STRINGS

Yu.A. Lagunova, I.P. Romanov

The article deals with the problem of wear of the friction elements of the drawworks belt brake. The disadvantages of the band brake are considered. Ways to improve the design are proposed.
Keywords*: braking modes, band brake, drawworks*

Повышение производительности буровой лебедки можно осуществлять путем сокращения периода торможения. Однако это допустимо не всегда, так как при интенсивном торможении в элементах привода возникают напряжения, значительно превосходящие допускаемую статическую нагрузку, вследствие чего нарушается прочность соединений, наблюдается повышенный износ колодок, муфт и других звеньев буровой лебедки. Более того, тяжелые условия работы тормозов буровых лебедок, характеризующиеся динамическими нагрузками, где, значительное количество механической энергии в течение короткого периода времени должны преобразовываться в тепловую энергию и передаваться в окружающую среду без снижения работоспособности тормоза и лебедки, делают систему динамичной. Поэтому большое внимание уделяется вопросам повышения надежности, обеспечения прочности, долговечности и эффективности использования элементов тормозных устройств. Решение этих задач осуществляется по следующим направлениям: конструктивное усовершенствование механической части и привода существующих тормозов ; создание новых конструкций; разработка и использование новых материалов для рабочей поверхности с повышенными фрикционными свойствами.

На буровых установках разведочного и глубокого бурения буровые лебедки снабжены надежными тормозными устройствами, но как показывает специфика работы и опыт их эксплуатации, имеет место проблема износа фрикционных элементов (тормозных колодок и шкивов). Кроме того, результаты исследований [1-6] показывают, что одним из существенных недостатков ленточного тормоза является неравномерный износ фрикци-

онных колодок вдоль дуги обхвата, что происходит вследствие неравномерного распределения контактных давлений.

Буровые лебедки относятся к главным агрегатам бурового комплекса, определяющим эффективность бурения. В отличие от лебедок, используемых в грузоподъемных машинах, они работают в условиях, характеризуемых ступенчатым изменением действующих нагрузок. Систематические нагрузки возрастают с углублением забоя скважины, а в процессе спускоподъемных операций (СПО) изменяются в десятки и сотни раз в зависимости от числа свечей в бурильной колонне. Скорости подъема и спуска должны обеспечить безаварийность, экономичность и высокую производительность при СПО. При небольших нагрузках и достаточном запасе торможения скорость спуска изменяется по двухпериодной тахограмме, имеющий вид треугольника. В первый период происходит разгон лебедки, продолжительность которого зависит от веса спускаемой колонны и момента инерции узлов и деталей подъемного механизма. Второй период соответствует торможению лебедки и остановке спускаемой колонны. Продолжительность второго периода зависит от тормозного пути, необходимого для обеспечения безопасной и своевременной остановки колонны труб.

Трехпериодная тахограмма [1-3] характерна для спуска с использованием вспомогательного тормоза, в результате действия которого спускаемый груз разгоняется до момента достижения равенства движущего и тормозного момента. После этого устанавливается равномерное движение, и скорость спуска сохраняется постоянной до начала торможения лебедки.

Динамические моменты, обусловленные инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс, приводят к увеличению тормозного момента при спуске и облегчают работу тормоза при подъеме. С увеличением скорости спуска и уменьшением продолжительности торможения тормозной момент, необходимый для остановки лебедки, возрастает. Увеличение момента приводит к росту контактного давления и нарушению режима торможения. Это указывает на необходимость ограничения величины тормозного момента, необходимого для остановки спускаемого груза:

$$\mathrm{M_{сп}} = \frac{M_{\mathrm{т}}}{k_{\mathrm{т}}}$$

где $\mathrm{M_т}$ – тормозной момент ленточного тормоза лебедки, $\mathrm{k_т}$ – запас торможения. В зависимости от режима торможения выбирают предельные значения параметров буровой лебедки, вводят условия ограничения на величину тормозного усилия. Предельная частота вращения подъемного вала при спуске в зависимости от нагрузки на крюке и продолжительности торможения:

$$n = n_{\text{пр}} \frac{\frac{M_{\text{т}}}{k_{\text{т}}} - \frac{(G + G_{\text{т}})D_{\text{ср}}}{2i_{\text{тс}}}\eta_{\text{тс}}}{\frac{G_{\text{б}}D^2}{375} + \frac{(G + G_{\text{т}})D_{\text{ср}}}{376i_{\text{тс}}^2}} t_T$$

Кроме того, следует обеспечить режим торможения с соблюдением условия ограниченности величины контактного давления на поверхности шкива. Поскольку максимальное натяжение возникает на набегающем конце ленты в момент торможения, то получаем: $p_{max} = \frac{T_{1max}}{Rb} \leq [p]$, где b – ширина ленты; $[p]$ - допускаемое контактное давление. Контакт ленты с поверхностью шкива за счет центробежных сил и распределенной вдоль этой поверхности силы тяжести ленты не должен быть нарушен, в связи, с чем требуется выполнение условия $T_0 > mR^2\omega_1^2$.

Итак, при неизменной продолжительности торможения t_T для выполнения операции спуска при одном и том же запасе торможения необходимо по мере увеличения нагрузки на крюке снижать скорость спуска. Формула используется для расчета безопасных скоростей спуска, принимаемых при регулировании работы вспомогательного тормоза буровой лебедки. Для определения таких скоростей следует согласовать скорости вращения гидродинамического тормоза с предельным значением вращения подъемного вала лебедки, для чего следует обеспечить условие: $n_1 \leq n_{\text{пр}}$, где максимальная n_1 - частота вращения гидротормоза в момент включения тормозной ленты:

$$n_1 = \sqrt{\frac{M_{\text{вр}}}{\lambda_m \rho (D^5 - d^5)}}.$$

Для реализации согласованной работы гидродинамического тормоза с ленточным, можно использовать графики зависимости n и n_1 от веса спускаемой колонны труб при различных значениях коэффициента гидравлического момента. Такие кривые построены на рис.1, где приняты: $i_{\text{тс}} = 8$, $D_{\text{ср}} = 0.78$м, $G_{\text{б}}D^2 = 7.10^4$Н.м^2, $M_{\text{т}} = 90.10^3$Н.м, $\eta_{\text{тс}} = 0.88$, $k_{\text{т}} = 1.5$, $t_T = 2$сек, D=1м, d=0, $\rho = 10kH/m^3$

При весе колонны труб, например, G = 400 кН достигается максимально допустимая скорость спуска, соответствующая ординате точки пересечения (кривая 2) $n_{\text{пр}}$=420 об/мин. Дальнейшее увеличение веса колонны согласно формуле приведет к росту скорости спуска колонны, который становится опасным для ленточного тормоза из-за чрезмерных инерционных нагрузок. Поэтому при наращивании последующей свечи скорость спуска колонны следует снизить. С этой целью выбирается другой коэффициент гидравлического момента, для которого построена кривая, проходящая ниже кривой 2 (например, кривая 3), где скорость спуска уже становиться неопасным.

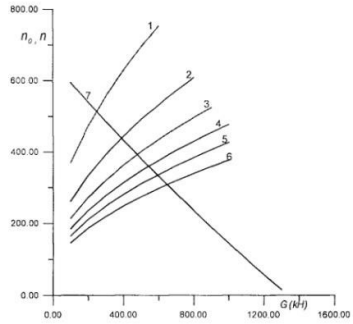


Рис 1. Графики согласованной работы ленточного и гидродинамического тормозов буровой лебедки при различных коэффициентах гидравлического момента λ_m

(1,2,3,4,5,6-кривые зависимостей частоты вращения n_0 (об/мин) гидродинамического тормоза от веса спускаемой колонны при различных уровнях наполнения): 1-λ_m=0.05, 2-λ_m=0.15, 3-λ_m=0.20, 4-λ_m=0.25, 5-λ_m= 0.3, 6 - λ_m= 0.35; 7 - кривая зависимости предельной частоты вращения барабана n (об/мин) от веса спускаемой колонны.

В качестве примера рассмотрим операцию спуска колонны труб с помощью буровой лебедки ЛБ-750 с вышеприведенными характеристиками, где дополнительно приняты: l = 25 м, [p] = 1,2 МН, f = 0,3, θ_0= 4,7, b = 0,25 м, R = 0,59 м, t_T=2 с.

Время начала действия тормозной ленты выбираем таким образом, чтобы спускаемое тело с момента спуска до остановки переместилось на величину l = 25 м. Расчеты произведены для различных весов спускаемой колонны (G) и коэффициента гидравлического момента λ_m.

Результаты расчетов ленточного тормоза буровой лебедки ЛБ-750 при спуске колонны труб (l = 25 м; $T_{0\,max}$ = 44,8 кН; $T_{1\text{дин}}$ = 177 кН; $T_{1\,\text{ст}}$= 184 кН) G = 300 кН; $n_{\text{пр}}$ =485 об/мин

λ_m	n_0 об/мин	v_m м/сек	a_m м²/сек	t_m сек	l_m м	$t_{об}$ сек	t_y сек
0.15	321	1.56	0.81	1.92	2.2	19.45	19.4
0.2	277	1.35	0.84	1.12	1	21.3	21.4
0.25	248	1.21	0.89	0.9	0.7	23.20	23.25
0.3	227	1.1	0.94	0.77	0.5	25.0	25.0
0.35	210	1.02	1.0	0.7	0.4	26.55	26.61

G = 500 кН; $n_{\text{пр}}$ =381 об/мин

λ_m	n_0 об/мин	v_m м/сек	a_m м²/сек	t_m сек	l_m м	$t_{об}$ сек	t_y сек
0.2	330	1.61	0.81	3.4	4.4	18.1	18
0.25	310	1.51	0.84	1.82	1.8	19.0	19.2
0.30	283	1.38	0.88	1.33	1.1	20.3	20.5
0.35	261	1.28	0.94	1.11	0.8	21.6	21.8

G = 600 кН; $n_{\text{пр}}$ =331 об/мин

λ_m	n_0 об/мин	v_m м/сек	a_m м²/сек	t_m сек	l_m м	$t_{об}$ сек	t_y сек
0.26	330	1.61	0.81	3.5	3.3	18	18
0.3	307	1.5	0.85	1.84	1.8	19	19.2
0.35	284	1.38	0.89	1.43	1.2	20.15	20.2

В таблицах представлены предельное значение частоты вращения барабана лебедки ($n_{\text{пр}}$); частота вращения вала гидротормоза (n_0); соответствующие значения скорости (v_m) И ускорения (a_m) спуска; максимальное значение натяжения набегающего конца ленты при статическом и динамическом нагружениях; время (t_m) и путь (l_m) торможения и общее время затраты ($t_{\text{об}}$) на выполнение операции спуска одной свечи.

Минимальное значение натяжения сбегающего конца ленты ($T_{0\,min}$) выбрано из условия сохранения контакта ленты с поверхностью шкива по направлению нормали, а максимальное значение натяжения набегающего конца ленты ($T_{1\,max}$) - по допустимой величине контактного давления.

Для ориентировочных расчетов продолжительности спуска колонны на длину свечи в виде обобщения получена формула:

$$t_y = \frac{l}{v_m} + (2.85 - 0.002G)v_m$$

Анализ табличных данных и справочных тахограмм показывает, что с ростом веса спускаемой колонны значение коэффициента гидравлического момента, необходимого для безопасного спуска также растет, при этом скорость спуска колонн находится в интервале $1 \le v_m \le 1{,}62$ м/с, а значение замедления в момент включения тормозной ленты – в интервале $0{,}7 \le v_m \le 1$ м/с^2.

Время торможения составляет 1,2-2,5 с. Установлено [4-6], что в результате динамического взаимодействия ленты со шкивом максимальное значение натяжения в ленте уменьшается (около 6-8 %) по сравнению с расчетами, произведенными с применением формулы Эйлера.

Список литературы

1. Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы М.: Недра 1988г. – 501с.
2. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. Под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского: Научное издание. Екатеринбург: УГГГА, 2002, 2013.
3. Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы 2е изд. перераб. И доп. – М.: Недра 1980г. 391с.
4. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. Изд.3-е, доп. и перераб. -М.: Машиностроение, 1976. -383 с.
5. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. -М.: Машиностроение, 1965. -675 с.
6. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. Учебник для техникумов. -М.: Недра, 1989. -396 с.

УДК 622.24.051.5/.6

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЗАМКОВОГО ПОДШИПНИКА ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО БУРОВОГО ДОЛОТА НА ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Д.И. Симисинов, И.С. Захаров
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

На испытательной машине трения проведены испытания подшипника бурового шарошечного долота, выполнены проверка и уточнение математической модели его работы по результатам экспериментальных исследований. Предложены методика и стенд для определения момента трения подшипника. По результатам экспериментальных исследований подтверждена адекватность математической модели работы замкового подшипника опоры шарошечного бурового долота.
Ключевые слова: *шарошечное буровое долото, подшипниковая опора, шариковый подшипник, испытание на изнашивание, триботехника*

ACCELERATED TESTING OF THE LOCK BEARING OF THE CONE DRILL BIT SUPPORT ON THE PHYSICAL MODEL

D.I. Simisinov, I.S. Zakharov

On a friction testing machine, tests were carried out on the bearing of a drilling cone bit, and the mathematical model of its operation was verified and refined based on the results of experimental studies. A technique and a stand for determining the bearing friction moment are proposed. According to the results of experimental studies, the adequacy of the mathematical model of the operation of the lock bearing of the cone drill bit support was confirmed.
Keywords*: roller cone drill bit, bearing support, ball bearing, wear test, tribotechnics*

Долговечность бурового шарошечного долота, определяется ресурсом его узлов: вооружения, опоры. Чаще всего отказ бурового долота происходит по причине изнашивания опорного узла [1-4].

За натурный образец было принято трехшарошечное долото III-244,5К-ПВ (9 5/8 IADC 742) с опорой, выполненной по схеме Р-Ш-Р (ролик-шарик-ролик). Осевая нагрузка на одну шарошку с учетом коэффициента динамичности $F_{ос}$=83 кН; геометрические размеры элементов долота были приняты в соответствии с технической документацией.

Для подтверждения адекватности имитационной модели [5] нами была спроектирована и изготовлена физическая модель замкового подшипника.

Главным условием подобия физической модели натурному эталону считается равенство модулей упругости материалов модели и натуры при схожих твердостях поверхности и сердцевины, равенство напряжений и, в соответствии с этим, долговечности подшипников. Применяя формулу Герца [6] возможно получить зависимость геометрических характеристик опоры (радиусов дорожки и шариков) от нагрузки на тело качения.

В соответствии с технической документацией на указанную модель долота, параметры модели равны: $N_{мо}$ = 2,0 кН; $r_{шм}$ =3,97 мм; $r_{ш2м}$ =4,1 мм; $r_{ш1м}$ =13,05 мм. В этих условиях максимальные контактные напряжения в дорожке и шарике модели будут равны напряжениям в дорожке и шарике натуры. Испытания проводились на машине для испытаний на трение и износ ИИ 5018.

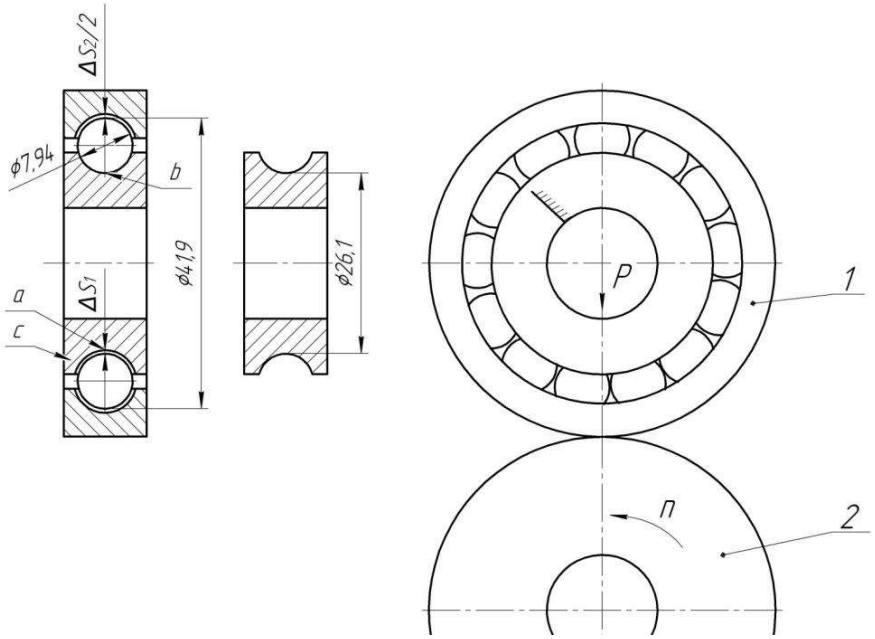


Рис. 1 – Установка модели подшипника на машине трения ИИ 5018
а – модель подшипника (a, b, c – точки замера твердости); б – схема установки (1 – модель подшипника, 2 – приводной валик)

На рис. 2 приведена зависимость изменения радиального зазора от времени. Увеличение зазора по мере износа складывается из значений величин износа наружного кольца $\Delta S_н$, внутреннего кольца $\Delta S_в$ и шариков $\Delta S_ш$. При этом износ $\Delta S_н$ и $\Delta S_ш$ является симметричным, $\Delta S_в$ – односторонним, локализованным с нагруженной (нижней) стороны кольца (см. рис. 1, а).

В соответствии с ГОСТ 20692-2003. Долота шарошечные. Технические условия для рассматриваемого типа долота регламентированое радиальное биение шарошек относительно оси резьбы составляет не более 1,2 мм.

Уравнение регрессии имеет вид

$$\Delta S = 2E\text{-}07x^3 - 7E\text{-}05x^2 + 0{,}0081x + 0{,}876 \quad (1)$$

Коэффициент детерминации R^2 = 0,98 свидетельствует о существенной связи радиального зазора с временем работы.

На рис. 3 приведена зависимость изменения момента на подшипнике от времени.

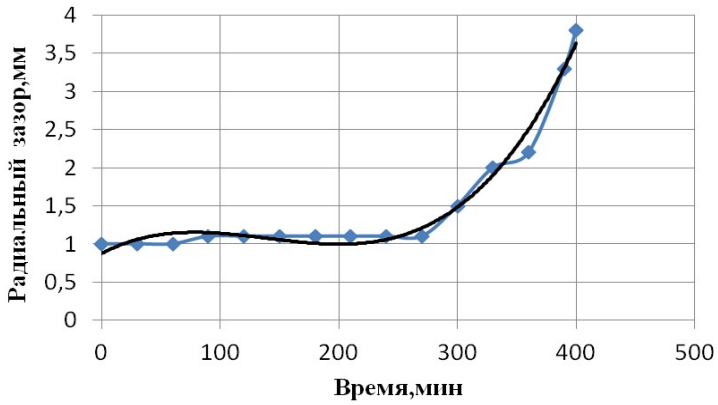


Рис. 2. График изнашивания подшипника

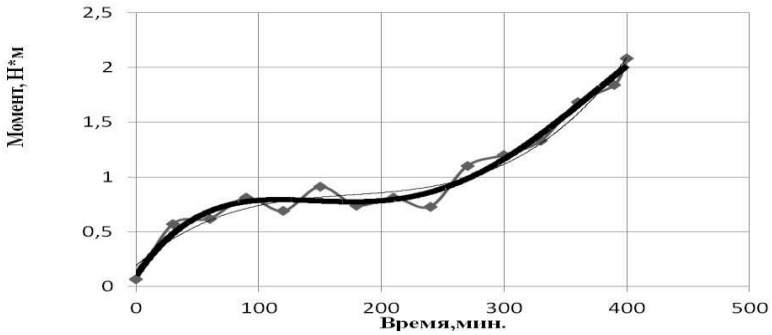


Рис. 3. Зависимость изменения момента на валу подшипника от времени

Уравнение регрессии имеет вид

$$M=1E\text{-}07x^3 - 5E\text{-}05x^2 + 0{,}0095x + 0{,}19 \quad (2)$$

Относительно большое значение коэффициента детерминации $R^2 = 0{,}96$ свидетельствует об устойчивой связи момента от времени.

Анализируя рис. 2-3 можно сделать следующие выводы:

1. Формы графиков совпадают, что говорит о зависимости износа (радиального и осевого), от наработки.

2. Графики можно разделить по времени на три периода: 1 - приработка; 2 – установившийся режим; 3 – предельное состояние. Что в итоге приводит к отказу подшипника.

3. Установившийся режим работы подшипника явно недостаточный.

Выводы связаны с тяжелыми условиями работы модели подшипника опоры долота – это высокие удельные нагрузки, и, соответственно, высокое тепловыделение, что ведет к деградации смазки, и ее потери через уплотнения. Подшипниковая опора переходит в режим работы полусухого трения, что увеличивает тепловыделение. Начинается третий этап работы подшипника – катастрофический износ. В условиях работы долота не исключено попадание шлама внутрь опоры и, следовательно, повышению интенсивности изнашивания.

На рис. 4 приведены фото внутреннего кольца и шарика подшипника после испытаний.



Рис. 4. Внутреннее кольцо и шарики подшипника после испытаний

На фото видны следы питтинга, что свидетельствует о наличии контактных напряжений, существенно превышающих допустимые. Было установлено, что ряд шариков имеют площадки износа, что свидетельствует о наличии сухого трения между телами качения.

Исследование работоспособности опоры долота позволит определить рациональные твердости рабочих поверхностей, режимов нагружения и уточнить конструктивные параметры опоры.

Исследование подготовлено в соответствии с государственным заданием на выполнение НИР для ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» № 075-03-2021-303 от 29.12.2020

Список литературы

1. Посташ С. А. Повышение надежности и работоспособности шарошечных долот //Недра. – 1982.
2. Жидовцев Н.А. Долговечность шарошечных долот. В.Я. Кершенбаум, Э.С. Гинзбург, И.К. Бикбулатов, Е.Н. Бородина. - М.: Недра, 1992. - 272 с.
3. Богомолов Р. М. Анализ способов изготовления деталей и сборки шарошечных буровых долот и их влияние на работоспособность инструмента // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2020. – №. 4. – С. 8-12.
4. Закиров Н.Н. Технико-технологические основы долговечности работы шарошечных долот. Тюмень, Тюменский индустриальный университет. 2018, 142 с.
5. Simisinov, D.I., Afanasiev, A.I., Shestakov, V.S., Valiev, N.G. Loading of bearing retaining pin of tricone drill bit. Gornyi Zhurnal, 2020 (12), pp. 64-66.
6. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука,1965, 856 с.

УДК 622.23.05

ПЕРФОРАТОР УДАРНО-ВИНТОВОГО ДЕЙСТВИЯ

Н.И.Сысоев, проф.**, Д.А. Гринько,** доц.**, А.А. Гринько,** стар. преподаватель
Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск, Россия

Предложена усовершенствованная конструкция переносного перфоратора, основанная на принципе изменения траектории внедрения бурового инструмента в породный массив с осевой на винтовую. Представлены структурная и компоновочная схемы перфоратора ударно-винтового действия, оснащенного дополнительным храповым механизмом, установленным на поворотной буксе перфоратора, и геликоидальной парой «хвостовик бура-поворотная букса».
Ключевые слова: *перфоратор, структурная схема, компоновочная схема, дополнительный храповый механизм, геликоидальная пара, породный массив.*

PERCUSSIVE DRILL OF IMPACT-HELICAL ACTION

N.I. Sysoev, A.A. Grinko, D.A. Grinko

One of the possible ways to improve the design and principle of operation of a percussive drill is proposed, which consists in changing the trajectory of the drilling tool introduction into the rock mass from axial to helical. The structural and layout schemes of the percussive drill of impact-helical action are presented, in which the helical working stroke of the drilling tool is provided by an additional ratchet mechanism mounted on the rotary axle box of the drill, and a helicoidal pair of "drill shank-rotary axle box".
Keywords*: percussive drill, block diagram, layout diagram, additional ratchet mechanism, helicoidal pair, rock mass.*

Развитие технологии подземной разработки обусловлено широким внедрением высокопроизводительной самоходной техники, в том числе мощных буровых установок на проходческих и очистных работах. Эффективность и высокая интенсивность ведения горных работ напрямую зависят от параметров буровзрывных работ, которые определяются применяемыми средствами механизации. Современные установки обеспечивают необходимые скорости бурения шпуров и скважин, однако, их применение ограничено размерами выработанного пространства. Поэтому полностью отказаться от переносного ручного оборудования не представляется возможным, особенно в стесненных условиях маломощных или жильных месторождений с высокой ценностью руды. Это создает предпосылки к совершенствованию конструкции и принципа работы переносных ударных машин (перфораторов), что позволит за счет использования известных физических принципов разрушения горных пород повысить эффективность бурения шпуров [1, 2, 3].

Принцип работы и классическая конструкция перфоратора основаны на том, что в процессе рабочего хода бурового инструмента внедрение его в породу осуществляется строго вдоль оси буримого шпура. В таком случае разрушение породы происходит в основном за счет одноосного сжатия с последующим дроблением на мелкие элементы. Общеизвестно, что предел

прочности горных пород на сжатие в несколько раз больше пределов прочности на растяжение и сдвиг. Поэтому, если обеспечить внедрение бурового инструмента в горную породу не вдоль оси, а по винтовой траектории относительно оси шпура, то, тем самым, будут формироваться дополнительные растягивающие и сдвигающие напряжения в породном массиве. Схема внедрения бурового инструмента в породный массив по винтовой траектории представлена на рисунке 1.

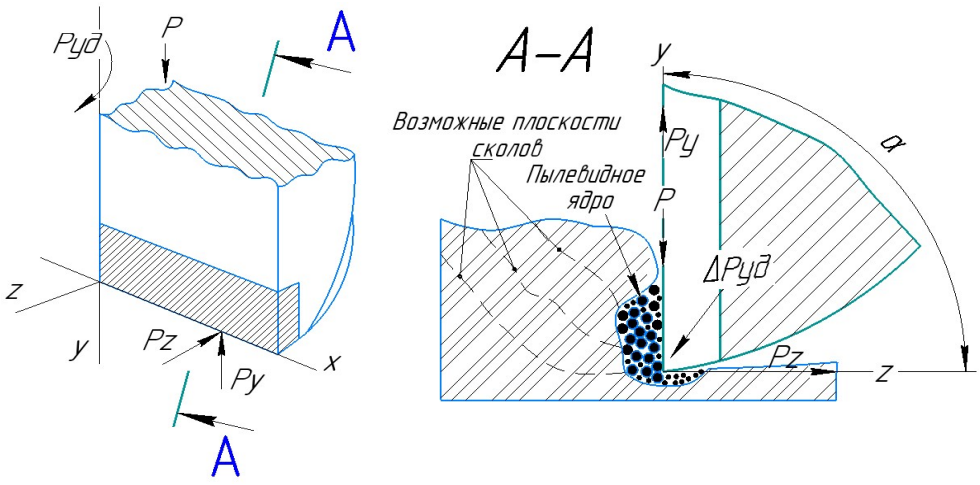


Рис. 1. Схема внедрения бурового инструмента в породный массив по винтовой траектории:
P – осевое усилие; Руд – направленная ударная нагрузка; Ру –сопротивление породы внедрению; Pz – сопротивление породы резанию; α – возможная область изменения ударной нагрузки

Было установлено, что при таком воздействии бурового инструмента на забой крупные сколы породы формируются чаще, а объем дробимой породы уменьшается [4, 5]. Это позволяет эффективно использовать энергию удара на отделение породы от массива, а также обеспечит снижение энергоемкости разрушения породы при бурении.

Применительно к винтовому способу внедрения бурового инструмента в породу на рисунке 2 представлена структурная схема ударно-винтового перфоратора.

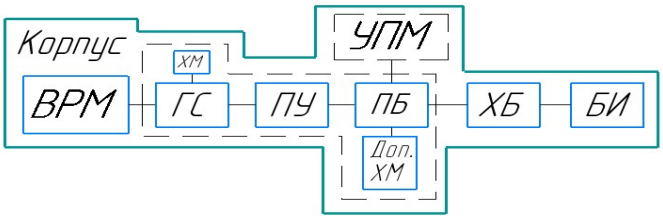


Рис. 2. Структурная схема ударно-винтового перфоратора: ВРМ – воздухораспределительный механизм; ГС – геликоидальный стержень; ХМ – храповый механизм; ПУ – поршень ударник; ПБ – поворотная букса; Доп. ХМ – дополнительный храповый механизм; УПМ – ударно-поворотный механизм; ХБ – хвостовик бура;

На основании структурной схемы была разработана компоновочная схема ударно-винтового перфоратора, представленная на рисунке 3.

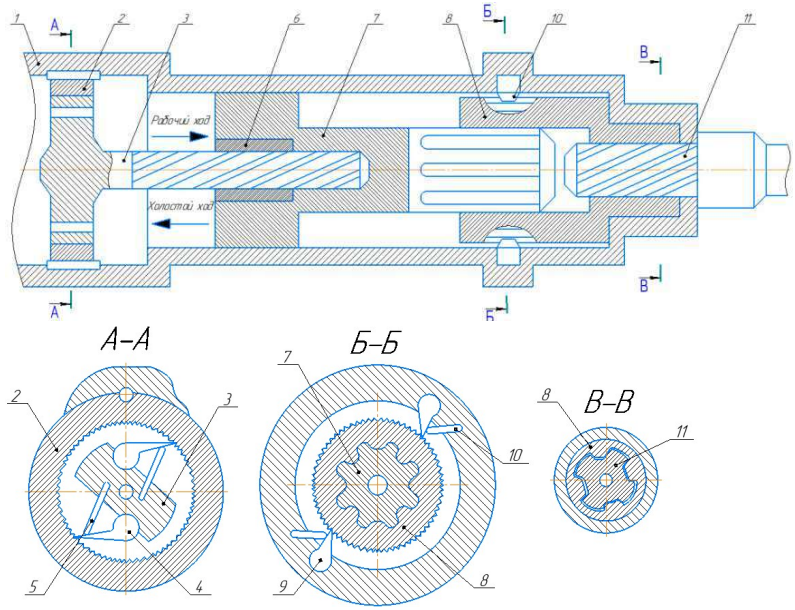


Рис. 3. Компоновочная схема ударно-винтового перфоратора: 1 – корпус; 2 – храповая букса; 3- геликоидальный стержень; 4 - храповые собачки; 5 – стержень; 6 – геликоидальная втулка; 7 – поршень-ударник; 8 – поворотная букса; 9 – храповые собачки; 10 - стержень; 11 – хвостовик бура

При движении вправо поршень-ударник 7 (рабочий ход) совершает ударные воздействия по хвостовику бура 11. При этом расположенный на поворотной буксе 8 храповый механизм с храповыми собачками 9 и стержнями 10 запирают поворотную буксу 8, что исключает проворачивание хвостовика бура 11 относительно поворотной буксы 8 во время рабочего хода и обеспечивает поворот по геликоидальной нарезке хвостовика бура 11 относительно поворотной буксы 8. В результате этого обеспечивается движение хвостовик бура 11 и, следовательно, бурового инструмента, по винтовой нарезке, позволяющей внедрять буровой инструмент в породный массив по винтовой траектории. Так как предел

прочности пород на сдвиг и растяжение существенно меньше прочности пород на сжатие, то можно ожидать, что при такой картине силового воздействия бурового инструмента на породный массив формирование крупных сколов будет происходить чаще, следовательно, повышение эффективности сколообразования позволит повысить показатели скорости бурения. При обратном ходе (холостой ход) поршень-ударник 7 поворачивается вместе с поворотной буксой 8 и хвостовиком бура 11 на 10–15 градусов (храповый механизм на поворотной буксе не препятствует этому). Далее цикл повторяется [6].

По известным методикам расчета деталей машин были определены геометрические параметры дополнительного храпового механизма, установленного на поворотной буксе, и хвостовика бура с геликоидальной нарезкой, обеспечивающие достаточный запас прочности.

Вывод. Представлен один из способов совершенствования принципа работы и конструкции перфоратора, заключающийся в изменении траектории внедрения бурового инструмента в породный массив с осевой на винтовую. Такое силовое воздействие позволит внедрять буровой инструмент в породный массив с поворотом в сторону плоскости образования потенциально крупного скола, тем самым эффективнее использовать энергию удара на отделение породы от массива за счет формирования в буримой породе дополнительных растягивающих и сдвигающих напряжений. Обоснована структурная и компоновочная схемы ударно-винтового перфоратора.

Список литературы

1. О.Д. Алимов, Л. Т. Дворников, Бурильные машины, Москва: "Машиностроение", 1976.-295 с.

2. М. Г. Крапивин, И. Я. Раков, Н. И. Сысоев. Горные инструменты. -М.: Недра, 1990.-256 с.

3. И. А. Остроушко. Бурение твердых горных пород. М.: «Недра», 1966, 291 с.

4. Гринько А. А., Сысоев Н.И., Гринько Д. А. Повышение эффективности процесса сколообразования при ударно-поворотном воздействии долота на горную породу // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2020. – № 9. – С. 102–115. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

5. Сысоев Н.И., Гринько А.А., Гринько Д.А. Моделирование процесса внедрения клиньев разной формы в породный массив при осевой и винтовой схемах ударного нагружения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 6. – С. 120–132. DOI: 10.25018/0236_1493_2021.6_0_120.

6. Патент РФ №2761920 С1. Сысоев Н.И., Гринько А.А., Гринько Д.А. Ударно-поворотный механизм // Патент России, 14.12.2021, Бюл. №35.

УДК 62-1/-9: 62-723.3: 62-987

СИСТЕМА ПОДАЧИ СМАЗКИ К БЕСКОНТАКТНОМУ УПЛОТНЕНИЮ С ЗАПИРАЮЩЕЙ ЖИДКОСТЬЮ

И.Н. Сысоева
ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет имени М.И. Платова (НПИ)», г. Новочеркасск, Россия

В статье рассматриваются вопросы принудительного подвода жидкости в зазор между плунжером и цилиндром буровых насосов. Приводится гидравлическая схема системы импульсной подачи смазки к бесконтактному уплотнению с запирающей жидкостью.
Ключевые слова: *буровой насос, уплотнение плунжера, импульсная подача жидкости.*

LUBRICATION SYSTEM FOR NON-CONTACT SEAL WITH LOCKING LIQUID

I.N. Sysoeva

The article deals with the issues of the proposed fluid supply in the gap between the plunger and the cylinder of mud pumps. A hydraulic diagram of the system for pulsed lubrication to a non-contact seal with a locking liquid is given.
Keywords*: mud pump, plunger flow rate, impulse fluid supply.*

К современной тенденции в проектировании буровых насосов относится повышение рабочего давления. Одним из конструктивных решений является замена поршня плунжером [1]. Это дает возможность установить пакет неподвижных уплотнительных элементов, работающих как лабиринтные, и организовать к ним подвод смазочной жидкости, что не вызывает труда, но тем не менее усложняет конструкцию.

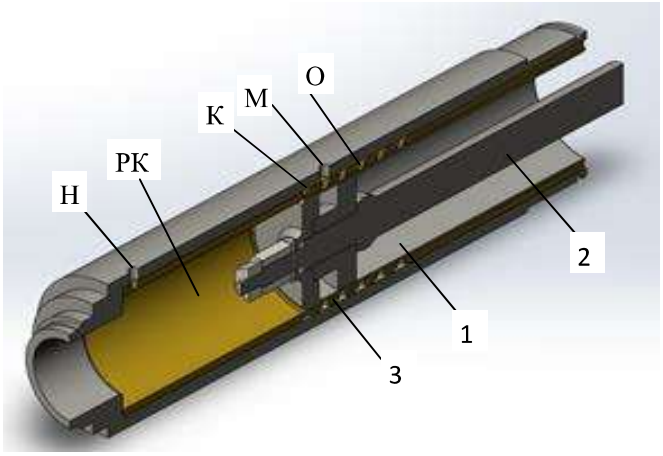


Рис. 1 - Система уплотнения гидравлической части бурового насоса
1 – плунжер, 2 – шток, 3 – цилиндр, О – радиальные отверстия, К – кольцевые канавки, М – отверстие для подсоединения магистрали, РК - рабочая камера, Н – отверстие для подсоединения линии управления импульсным механизмом

Основываясь на положительном опыте использования бесконтактного уплотнения с гребешковой гильзой для преобразователей давления, работающих в области высоких и сверхвысоких давлений [1, 2], было предложено применить этот способ и для буровых насосов высокого давления [3]. На рис. 1 представлена схема плунжерной пары с бесконтактным гидравлическим уплотнени-

ем. Полый плунжер *1*, приводимый в возвратно-поступательное движение штоком *2* имеет гладкую наружную поверхность. Цилиндр *3* имеет радиальные отверстия *О*, объединяемые через кольцевые канавки *К* в общую сеть (гребешковая гильза) и соединяемые с напорной гидравлической магистралью *М*. Через эти канавки и отверстия в зазор под давлением подается жидкость и постоянно его заполняет. В качестве рабочей жидкости может быть вода, чистый буровой раствор или минеральное масло [4].

Для управления импульсным механизмом подачи смазки к бесконтактному уплотнителю в рабочей камере РК гидравлической части насоса предусмотрено отверстие Н.

Особенностью конструкции предлагаемой гидравлической части является то, что при работе насоса плунжер должен перекрывать подводящие отверстия гребешковой гильзы с целью обеспечения герметизации пары «плунжер-цилиндр», как показано на рис. 2.

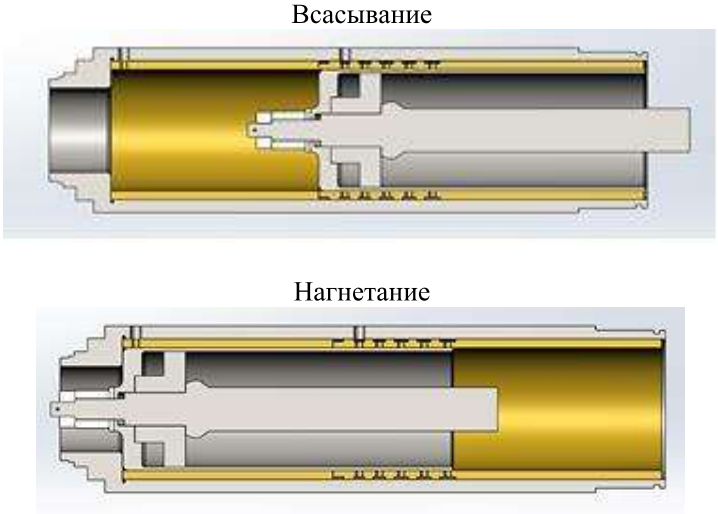
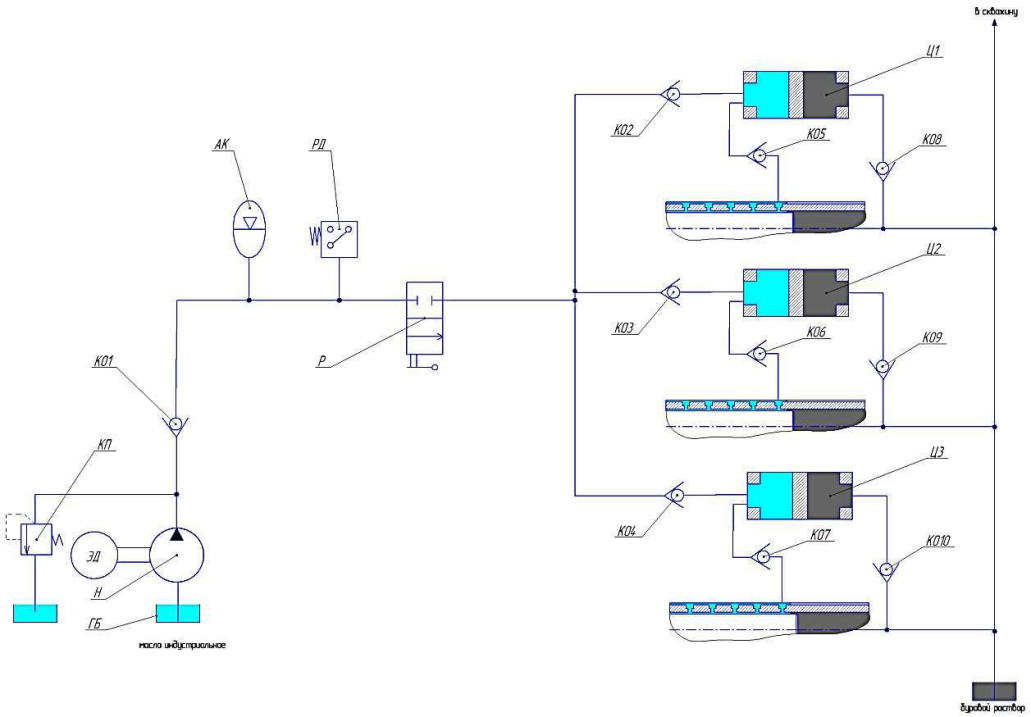


Рис. 2 – Рабочие положения плунжера гидроблока бурового насоса

Предложенная конструкция насоса позволит снизить утечки через пару «плунжер-цилиндр», повысить рабочее давление насоса и долговечность.

Сложность подвода смазочной жидкости к бесконтактному уплотнителю заключается в том, что работа насоса циклична, то есть имеют место процессы всасывания и нагнетания, поэтому подвод жидкости должен быть импульсным и к каждому из плунжеров отдельно.

Для решения данной задачи предлагается гидравлическая схема системы подачи смазки к бесконтактному уплотнению с запирающей жидкостью, которая представлена на рис. 3.



Н – насос, ГБ – гидробак, КП – клапан предохранительный, КО1 - КО10 – клапан обратный, АК –пневмогидравлический аккумулятор, РД – реле давления, Ц1 – Ц3 – гидроцилиндр импульсного механизма подачи жидкости

Рис.3 – Гидравлическая схема системы подачи смазки к бесконтактному уплотнению с запирающей жидкостью

Принцип работы предлагаемой системы подачи смазки заключается в следующем. При включении нерегулируемого насоса Н, он всасывает жидкость из гидробака ГБ и нагнетает её по напорному трубопроводу к распределителю жидкости Р, осуществляющего запуск работы импульсных механизмов подачи запирающей жидкости. Защита гидросистемы от перегрузки по давлению обеспечивается предохранительным клапаном КП непрямого действия, подключенным параллельно насосу Н. Аккумулятор пневмогидравлический АК предназначен для сглаживания пульсаций, связанных с работой импульсных механизмов подачи жидкости, а так же для хранения жидкости под давлением. Включение и отключение насоса Н осуществляется реле давления РД по мере потребления импульсными механизмами подачи жидкости. Обратный клапан КО1 защищает гидросистему от слива жидкости в гидробак ГБ при отключении насоса Н.

Схема импульсного механизма подачи запирающей жидкости в бесконтактный уплотнитель плунжера бурового насоса представлена на рис. 4.

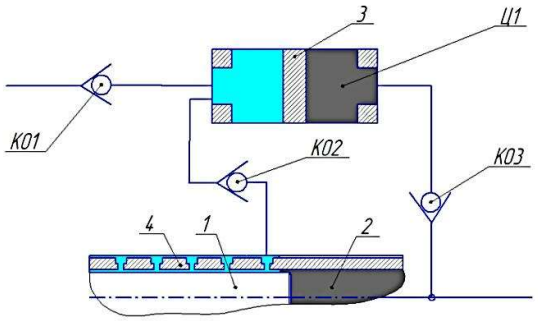


Рис. 4 – Схема импульсного механизма подачи запирающей жидкости в бесконтактный уплотнитель плунжера бурового насоса

Принцип действия импульсного механизма подачи запирающей жидкости, изображенного на рис. 4 состоит в следующем. При нагнетании плунжер 1 насоса движется вправо, давление в рабочей камере 2 возрастает и достигает максимального значения. Под действием этого давления поршень 3 цилиндра Ц1 импульсного механизма подачи перемещается влево, давление запирающей жидкости растет, и масло под давлением поступает на гребешковую гильзу 4, создавая противодавление буровому раствору. Когда в рабочей камере бурового насоса происходит процесс всасывания (движение плунжера влево) обратные клапана КО1 и КО2 закрываются, а обратный клапан КО3 открывается для пополнения объёма запирающей жидкости.

Таким образом, предложенная гидравлическая схема импульсного механизма подачи запирающей жидкости позволит обеспечить надежный подвод смазочной жидкости в бесконтактные уплотнители бурового насоса, что в совокупности с модернизацией его гидроблока делает возможным создание насосов, работающих в области высоких и сверхвысоких давлений.

Список литературы

1. В.Галдобин. Время плунжерных насосов/ Нефть России, №6, 2010, С.68-70.
2. Бренер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Поляков Ал.В., Поляков Ан.В. Совершенствование гидроструйных технологий в горном производстве. – М.: Издательство «Горная книга», издательство Московского государственного горного университета, 2010.- 337 с.: ил.
3. И.Н.Сысоева, Н.И.Сысоев. Совершенствование систем уплотнений гидравлической части бурового насоса / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 16-17 апреля 2015 г. / Оргкомитет: Ю.А.Лагунова, Н.М. Суслов.- Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2015. С.250- 254.
4. Рязанов Я.А. Энциклопедия по буровым растворам. Оренбург, Изд. «Летопись», 2005. – 664с.: ил.

УДК 622.276.53

САМООЧИЩАЮЩИЙСЯ ФИЛЬТР УСТАНОВОК ДЛЯ СКВАЖИННОЙ ДОБЫЧИ НЕФТИ

Д.И. Шишлянников, Ю.Г. Коротков, А.А. Иванченко, С.А. Фролов
ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»

В статье рассмотрены основные закономерности процесса гидроабразивного износа деталей рабочих ступеней скважинных электроцентробежных насосов. Предложена конструкция самоочищающегося щелевого фильтра, обеспечивающего повышение наработки погружных насосных установок при добыче скважинной жидкости с высоким содержанием механических примесей. Описан принцип работы предложенного фильтра и способ восстановления проницаемости фильтроэлемента в скважинных условиях.
***Ключевые слова**: установка электроцентробежного насоса, скважинная добыча нефти, механические примеси, гидроабразивный износ, самоочищающийся фильтр*

SELF-CLEANING FILTER FOR DOWNHOLE OIL PRODUCTION UNITS

D.I. Shishlyannikov, Yu.G. Korotkov, A.A. Ivanchenko, S.A. Frolov

This paper focuses on the main regularities of downhole electric submersible pumps working stages parts hydroabrasive wear process. Self-cleaning slotted filter design is proposed, which provides an increase operating time of an ESP during the production of well fluid with mechanical impurities high content. The of proposed filter operation principle and filter element in downhole conditions permeability restoring method are described.
***Keywords**: electrical submersible pumping systems, downhole oil-production, mechanical impurities, waterjet wear, self-cleaning strainer, increase operating time.*

В настоящее время на нефтяных промыслах России наибольшее применение нашли установки электроцентробежных насосов (УЭЦН). По данным [1] с использованием УЭЦН эксплуатируется около 60 % нефтяных скважин и добывается свыше 80 % нефти в России. Значительное количество скважин, оснащенных УЭЦН, относится к осложненному фонду.

Одним из осложняющих факторов, негативно влияющих на величину наработки УЭЦН в скважине, является наличие частиц механических примесей в добываемой пластовой жидкости. Абразивный износ и засорение проточных каналов колес и направляющих аппаратов рабочих ступеней электроцентробежных насосов являются причиной до 30 % отказов УЭЦН на нефтяных промыслах Урала и Западной Сибири [2].

Вышеуказанное обусловливает актуальность поиска технических решений, направленных на повышение наработки УЭЦН в скважинах, осложненных высоким содержанием механических примесей в добываемой пластовой жидкости.

Авторами разработан и запатентован самоочищающийся щелевой фильтр, обеспечивающий повышение наработки УЭЦН при добыче скважинной жидкости с высоким содержанием механических примесей.

На рис. 1 представлена схема скважинного щелевого фильтра УЭЦН с деформируемым фильтроэлементом [3]. Щелевой фильтр содержит трубу *1* с фильтровальным участком *2*, на котором выполнена перфорация в виде сквозных отверстий *3* и установлены ребра жесткости *4* на наружной поверхности. На окончаниях вокруг трубы *1* смонтированы верхний *5* и нижний *6* неподвижные упоры, выполненные в виде стаканов, между внутренней поверхностью стенок которых и наружной поверхностью трубы *1* образованы кольцевые зазоры. Вокруг трубы *1* концентрично установлен деформируемый фильтрующий элемент *7*, выполненный в виде навитой по спирали проволоки *8*, между витками которой формируются щели *9*. Фильтрующий элемент *7* установлен между верхним неподвижным упором *5* и подвижным двусторонним упором *10*, при этом торцевые витки спиральной проволоки *8* фильтрующего элемента *7*, размещенные внутри кольцевых зазоров, жестко соединены с упорами *5* и *10*.

Двусторонний подвижный упор *10* перемещается в осевом направлении вдоль трубы *1* вдоль ограничительных пазов *11*, в которые заглублены концы винтов *12*. На боковой поверхности двустороннего подвижного упора *10* с помощью винтов *12* закреплен упругий элемент, выполненный в виде манжеты *13* со сквозными отверстиями *14*.

Манжета *13* контактирует в скважине со стенками эксплуатационной колонны *15*. Между нижним неподвижным упором *6* и двусторонним подвижным упором *10* с опорой на их кольцевые площадки установлена пружина *16*, усилие которой превышает упругую деформацию проволоки фильтрующего элемента *7*.

Щелевой фильтр в составе компоновки погружной насосной установки спускается в скважину. Скважинная жидкость, содержащая механические примеси, свободно поступает к поверхности фильтрующего элемента *7* через сквозные отверстия *14* манжеты *13*. Проходя между щелями *9* витков спирально навитой проволоки *8* фильтрующего элемента *7*, скважинная жидкость очищается, и через отверстия *3* фильтрующего участка *2* подает вовнутрь трубы *1*, по которой далее поднимается в скважинный насос (не показан на рис. 1). Частицы механических примесей, отделенные от скважинной жидкости, оседают на внешней поверхности фильтрующего элемента *7*, создавая «мостики» отложений и снижая со временем его проницаемость (пропускную способность).

Периодическая очистка фильтрующего элемента *7* осуществляется за счет деформации колонны насосно-компрессорных труб (НКТ), на которых подвешена УЭЦН в скважине, посредством изменения давления на устье скважины.

Известно, что при заполнении колонны НКТ скважинной жидкостью и создания на устье скважины избыточного давления $P_{уст}$ колонна НКТ деформируется на величину Δ, значение которой рассчитывается по формуле

$$\Delta = \frac{10^{-4} L^2}{2E}\left[\gamma - 2\gamma_{ж}(1-\mu)\right] + \frac{(1-2\mu)F_{пр} L P_{уст}}{0{,}1EF}, \quad (1)$$

где Δ – величина деформации колонны НКТ, м; L – длина колонны НКТ, м; E – модуль упругости материала труб НКТ, МПа; μ – коэффициент Пуассона материала труб НКТ; γ – удельный вес труб НКТ, Н/м^3; $\gamma_{ж}$ – удельный вес жидкости в НКТ, Н/м^3; $F_{пр}$ – площадь проходного канала труб НКТ, м^2; F – площадь кольцевого поперечного сечения труб НКТ, м^2; $P_{уст}$ – давление на устье скважины, атм.

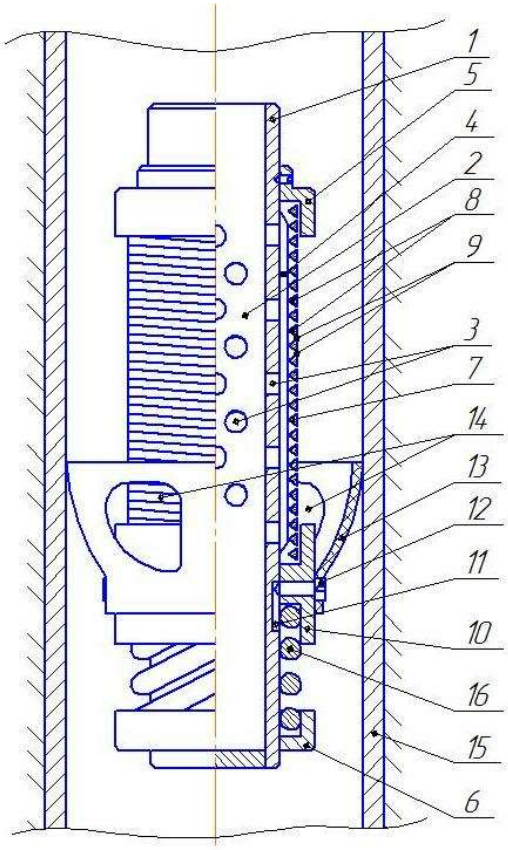


Рис. 1. Принципиальная схема скважинного щелевого самоочищающегося фильтра с деформируемым фильтроэлементом

При изменении значения устьевого давления ($P_{уст}$ = var) при заполненной колонне НКТ левая часть выражения (1) является постоянной величиной, то есть

$$\frac{10^{-4} L^2}{2E}\left[\gamma - 2\gamma_{ж}(1-\mu)\right] = \text{const}. \quad (2)$$

Величина деформации Δ при изменении $P_{уст}$ определяется

$$\Delta = \frac{(1-2\mu)F_{пр} L P_{уст}}{0{,}1EF}. \quad (3)$$

Выполним расчет по формуле (3) для следующих условий: колонна НКТ состоит из труб с внешним диаметром 73 мм и толщиной стенки 5,5 мм; материал труб – сталь 30ХМА (зарубежные аналоги 25CrMo4, 34CrMo4); модуль упругости материала труб $E = 2{,}12 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}3$; длина колонны $L = 1000$ м; площадь проходного канала труб $F_{пр} = 30{,}2 \cdot 10^{-6}$ м^2; площадь кольцевого поперечного сечения труб НКТ, $F = 11{,}7 \cdot 10^{-6}$ м^2. При изменении избыточного давления на устье скважины $P_{уст}$ от 0 до 50 атм., величина деформации колонны НКТ составит $\Delta = 0{,}024$ м.

Таким образом, при увеличении давления на устье скважины $P_{уст} = 50$ атм. и длине колонны НКТ $L = 1000$ м погружная насосная установка с щелевым фильтром перемещается (заглубляется) вдоль эксплуатационной колонны на величину $\Delta = 0{,}024$ м. Отключение насосной установки и сброс давления на устье скважины до $P_{уст} = 0$ атм. обусловливает подъем компоновки вдоль эксплуатационной колонны на ту же величину $\Delta = 0{,}024$ м, при этом манжета *13* контактирует со стенками колонны *15* (см. рисунок 1). Указанное обусловливает кратковременное растяжение деформируемого фильтрующего элемента *7*, увеличение размеров щелей *9*, разрушение «мостиков» отложений механических примесей и восстановление проницаемости фильтрующего элемента *7*. В дальнейшем пружина *16* поджимает упор *10* с манжетой *13*, что обусловливает восстановление исходных размеров щелей *9* и фильтрующего элемента *7*. За счет периодического проведения механических очисток фильтрующего элемента увеличивается время работы щелевого фильтра в скважине и повышается наработка УЭЦН.

Список литературы

1. Справочник по добыче нефти / К.Р. Уразаков, Э.О. Тимашев, В.А. Молчанова, М.Г. Волков. – Пермь: ООО «Астер Плюс», 2020. – 600 с.
2. Островский, В. Г. Стенд для испытания ступеней электроцентробежных насосов нефтяных промыслов / В.Г. Островский, В. Ю. Зверев // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2017. – № 7. – С. 102–106.
3. Патент RU 2709580 C1 МПК E21B 43/08 (2006.01). Щелевой фильтр / Д. И. Шишлянников, А. В. Шавалеева, Ю. Г. Коротков, М. О. Перельман, Е. В. Пошвин. № 2019128459; заявл. 10.09.2019; опубл. 18.12.2019. Бюл. № 35. – 13 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 622.23.05:622.807

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ КАПЕЛЬ ЖИДКОСТИ В ГАЗОВОЙ СРЕДЕ

Арсланов А.А., студ., **Бельских А.М.,** студ., **Усков К.А.,** студ.,
Макаров В.Н., проф
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

Высокая запылённость технологического пространства угольных предприятий, активные выбросы метана сдерживают интенсификацию добычи угля, снижая конкурентоспособность горнодобывающих предприятий. По результатам исследований физических особенностей инерционного движения вращающихся капель жидкости разработана математическая модель циркуляционного их движения в газовой среде, для создания более эффективных способов пылеулавливания.
Ключевые слова: *высоконапорное гидровихревое пылеулавливание, циркуляционное движение, индикаторы и критерии подобия, присоединённый вихрь, дисперсия, диффузия, эффективность пылеулавливания*

MATHEMATICAL MODEL OF THE ROTATIONAL MOTION OF LIQUID DROPLETS IN A GAS MEDIUM

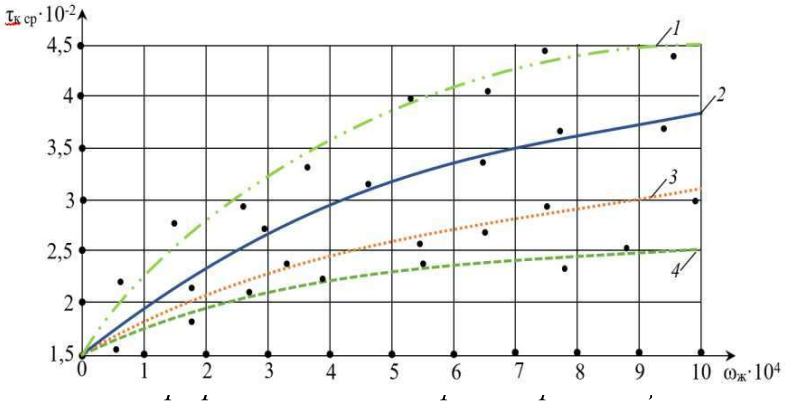
Arslanov A.A., Belskikh A.M., Uskov K.A., Makarov V.N.

High dustiness of the technological space of coal enterprises, active methane emissions restrain the intensification of coal mining, reducing the competitiveness of mining enterprises. Based on the results of studies of the physical features of the inertial motion of rotating liquid droplets, a mathematical model of their circulating motion in a gaseous medium has been developed to create more efficient methods of dust collection.
Keywords: *high-pressure hydro vortex dust collection, circulation movement, indicators and similarity criteria, attached vortex, dispersion, diffusion, dust collection efficiency*

Для повышения энергетической эффективности высоконапорного гидрообеспыливания построена математическая модель гидровихревого пылеулавливания. Получены критерии и индикаторы подобия эффективности гидровихревого пылеулавливания. Экспериментально установлено, что эффективность пылеулавливания определяется не расходом жидкости, а энергией скоростного напора движения капель жидкости и степенью их диспергирования. Применение гидровихревого пылеулавливания позволяет довести эффективность до 99 %, за счёт увеличения угловой скорости вращения капель жидкости.

Математическая модель гидровихревого циркуляционного движения капель жидкости в газовой среде существенно меняет кинематику процесса коагуляции, механизм силового инерционного взаимодействия капель жидкости и частиц пыли. Вращение капель жидкости вокруг вектора поступательной скорости их движения создает не только присоединенный вихрь в газовой среде, но и центробежные силы от вращения капель жидкости, которые дополнительно усиливают влияние инерционных сил на

процесс диспергирования жидкости, гетерокоагуляцию капель жидкости и частиц пыли по сравнению с процессом классической коагуляции. Это позволяет повысить коэффициент захвата частиц пыли, поскольку инерционные центробежные силы способствуют преодолению сил поверхностного натяжения, улучшению диспергирования и, как результат, повышают энергетическую эффективность пылеулавливания [1, 2].



жидкости от угловой скорости вращения, при: 1. $d_к = 3\cdot10^{-6}$ м; 2. $d_к = 2\cdot10^{-6}$ м; 3. $d_к = 1{,}5\cdot10^{-6}$ м; 4. $d_к = 10^{-6}$ м; $V_ж = 8$ м/с

Для обеспечения объективной верификации математической модели гидровихревой кинематической коагуляции необходимо разделить факторы, влияющие на механизм высоконапорного гидровихревого пылеулавливания на определяющие и несущественные. Процесс инерционного кинетического взаимодействия капель жидкости с частицами пыли, протекающий за период инерционного торможения, является главным фактором процесса гетерокоагуляции, т. е. перехода на более высокий энергетический уровень системы «капля жидкости – частица пыли» и, следовательно, представляет собой основной фактор эффективности гидровихревого обеспыливания в факеле высоконапорной диспергированной жидкости [3, 4]. Как показано в статье [3] 98 % коэффициента эффективности высоконапорной коагуляции E определяют именно инерционные силы кинетической энергии движения капель жидкости на активном

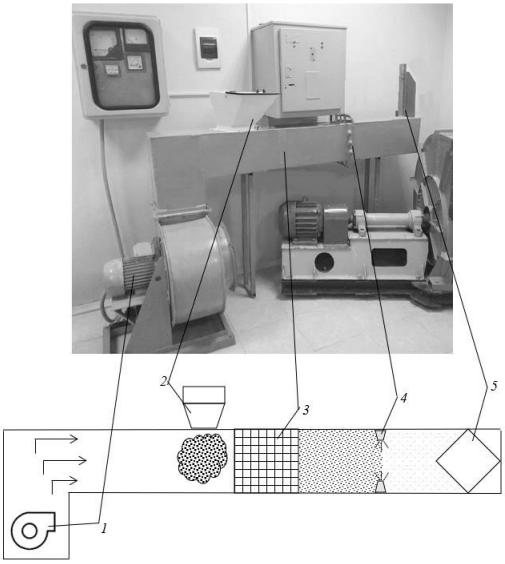


Рис. 2. Экспериментальная установка гидровихревого пылеулавливания
1 – Вентилятор; 2 – Бункер; 3 – Выпрямительная (направляющая) решетка; 4 – Форсунки орошения; 5 – Фильтр (съемный)

участке факела распыления. При этом коэффициент эффективности высоконапорной коагуляции определяется по формуле E=1-$E_ф$, где $E_ф$ – коэффициент остаточной относительной концентрации пыли.

Приведённые на рис. 1 результаты проведённых исследований подтверждают увеличение времени релаксации вращающихся капель жидкости с ростом угловой скорости ее вращения.

Для проверки достоверности полученного критериального уравнения эффективности гидровихревого пылеулавливания проведены экспериментальные исследования на спроектированной и сертифицированной установке рис .2.

Выводы:

1. Циркуляционное движение капель жидкости как при надстоксовском так и стоксовском движении увеличивает время релаксации за счет снижения эффективного коэффициента аэродинамического сопротивления газовой среды, обусловленного ростом эффективного значения критерия Рейнольдса с увеличением угловой скорости вращения капель жидкости.

2. Центробежные силы от вращения капель жидкости при гидровихревой инерционной коагуляции существенно меняя кинематику процесса пылеулавливания, механизм силового инерционного взаимодействия капель жидкости и частиц пыли, способствуют повышению коэффициента захвата частиц пыли и как результат повышению энергетической эффективности пылеулавливания.

3. Гидровихревое инерционное пылеулавливание позволяет повысить коэффициент эффективности с 96 до 99 % за счет угловой скорости вращения капель жидкости.

Список литературы

1. *Макаров В. Н., Макаров Н. В., Потапов В. В., Горшкова Э. М.* Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. // Вестник Забайкальского государственного университета. 2018. Т. 24. № 5. С. 13-20.

2. *Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P.* Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control // Applied Sciences (Switzerland). 2017. Т. 7, № 1. P. 5–20.

3. *Фролов А. В.*, *Телегин В. А.*, *Сечкерев Ю. А.* Основы гидрообеспыливания // Безопасность жизнедеятельности. 2007. № 10. С. 1–24.

4. *Makarov V. N., Davydov S. Ya.* Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises // Refractories and Industrial Ceramics. 2015. Vol. 56, iss. 1. P. 103–106.

УДК 622.673

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОГО ПОСТАМЕНТА ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Гылымулы С.
Горный институт, Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», г. Москва, Россия

Внедрение резинотросовых тяговых органов для модернизации подъемных установок обеспечит повышение их производительности, снижение металлоемкости и рост ресурса тяговых органов. Поэтому обоснование параметров основных узлов модернизированных подъемных установок является актуальной научно-практической задачей. В данной работе представлена цифровая модель тормозного постамента, разработанная в программном комплексе SolidWorks. Цифровая модель позволяет имитировать тормозные усилия, воздействующие на постамент при эксплуатации подъемных установок, и на основании этого анализировать его напряженно-деформированное состояние. В работе получены зависимости максимальных напряжений от конструктивных параметров постамента при различных условиях эксплуатации.
Ключевые слова: *цифровой эксперимент, рудничные подъемные установки, дисковый тормоз, цифровое моделирование, тормозная система, тормозной постамент, резинотросовые тяговые органы, резинотросовые канат.*

MODELING OF THE BRAKE PEDESTAL FOR A MINE HOIST

Gylymuly S.

The introduction of rubber-steel ropes for the modernization of hoists increase their productivity, reduction metal consumption and increase the resource of rubber-steel ropes. Therefore, the substantiation of the main components parameters of modernized mine hoists is an urgent scientific and practical task. This paper presents a digital model of brake pedestal developed in SolidWorks. The digital model makes it possible to simulate the braking forces acting on the pedestal during the operation, and, and analyze its stress-strain state the dependences of maximum stresses on the structural parameters of the pedestal under various operating conditions are obtained.
Keywords: *digital experiment, mine hoists, disc brake, digital modeling, brake system, brake pedestal, rubber-steel rope.*

На сегодняшний день подъемные установки остаются основным транспортным звеном, которое связывает подземные выработки горных предприятий с поверхностным комплексом. В связи с этим специалисты в области рудничного подъема проводят исследования с целью повышения безопасности эксплуатации подъемных установок [1, 2].

Важной составляющей обеспечения безопасной работы подъемных установок является обеспечение их надежными тормозными системами. Например, в работах [3, 4] предлагаются комбинированные тормозные системы, включающие традиционный механический тормоз, используемый совместно с электродинамическим тормозом. Такие системы позволяют снизить механические нагрузки при предохранительном или аварийном торможении и повысить надежность этих процессов и ресурс механического оборудования подъемных установок.

Ряд исследований [5, 6] посвящен обоснованию применения ленточных тяговых органов на подъемных установках. Разработке технических решений по использованию резинотросовых тяговых органов на рудничных подъемных установках посвящены работы [7, 8]. Исследования показали, что применение ленточных тяговых органов на рудничном подъеме уменьшает габариты подъемных машин, сокращает динамические нагрузки в тяговых органах и повышает срок их службы и производительность.

Несмотря на достаточное количество исследований по обоснованию параметров подъемных установок с резинотросовыми тяговыми органами, практически не решены проблемы обеспечения торможения модернизированных подъемных машин.

Обзор современных тормозных систем, применяемых на различном грузоподъемном оборудовании, показал, что наиболее эффективными являются дисковые тормоза. Однако, с учетом уменьшения их габаритов вследствие внедрения ленточных тяговых органов, требуются дополнительные исследования по обоснованию и выбору их параметров.

В данной работе рассмотрены постаменты, на которых крепятся тормозные модули, оказывающие усилие на тормозной диск подъемной машины при торможении. Для моделирования постаментов выбран инженерный инструмент – программный комплекс SolidWorks. Надо отметить, что цифровое моделирование в SolidWorks применяется в большом количестве научных работ [9, 10], направленных на модернизацию подъемных установок. Для исследования тормозного постамента была создана его цифровая модель (рис. 1) и в программе SolidWorks применен метод конечных элементов для моделирования нагрузок, которые имитируют работу постамента в составе подъемной установки.

Для создания цифровой модели необходимо было выполнить операции: разработка 3d–модели (рис. 1а), подбор соответствующего материала, наложение ограничений на постамент, прикладывание усилий, имитирующих реальные нагрузки, нанесение сетки из конечных элементов (рис. 1б).

Моделирование позволило получить эпюры изменения напряжений в конструкции тормозного постамента подъемной машины (рис. 1в).

В результате серии цифровых экспериментов получены зависимости максимальных напряжений σ в тормозном постаменте от толщины δ стойки постамента при различных прикладываемых нагрузках F_p (рис. 2а). Полученные графики соответствуют степенными зависимостям, выполаживающимся с увеличением толщины δ стойки. На основании полученных графиков можно выбрать толщину стойки в диапазоне 20-30 мм, где максимальные напряжения допустимы для длительной эксплуатации постаментов. Важно, что увеличение толщины стойки приведет к росту массы постамента (рис.2б): она может вырасти на величину до 80 кг. В связи с этим рекомендуется подбирать рациональные

параметры постамента в компромисе между допустимыми напряжениями и металлоемкостью рассматриваемого механизма подъемной установки.

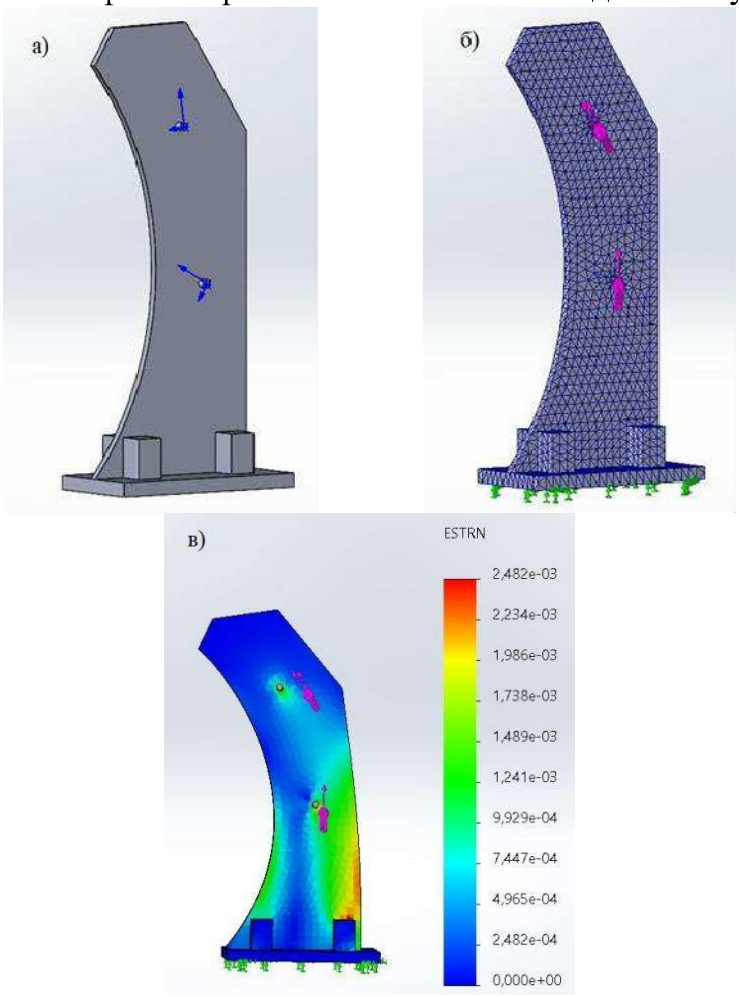


Рис. 1. Модель тормозного постамента

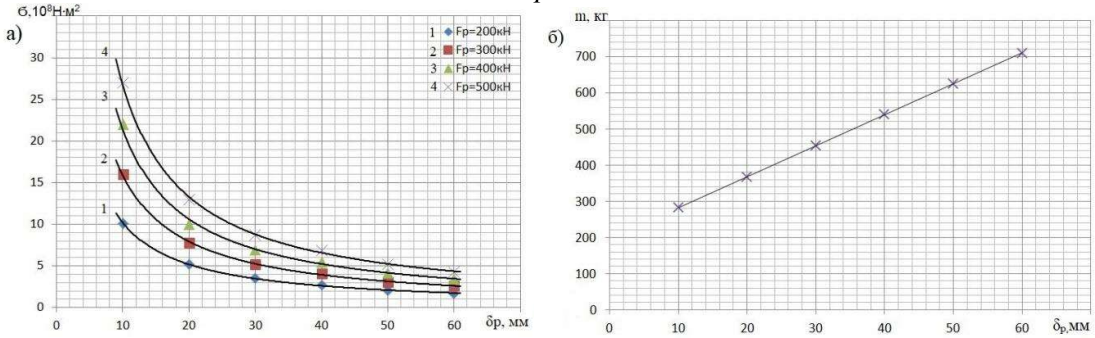


Рис. 2. Зависимости максимальных напряжений (а) и массы постамента (б) от толщины стойки δ постамента

Заключение

По итогам выполнения работы получены следующие результаты: разработана цифровая модель постамента дискового тормоза подъемной машины с резинотросовым тяговым органом; получены зависимости макси-

мальных напряжений в постаменте от конструктивных и эксплуатационных параметров, что может быть применено при проектировании тормозных устройств подъемных установок.

Список литературы

1. Трифанов Г. Д., Князев А. А., Филатов А. П., Лаук В. В. Опыт эксплуатации шахтных подъемных установок, оснащенных системами непрерывного контроля // Безопасность труда в промышленности. – 2019. - № 6. - С. 52-58. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-6-52-58
2. Трифанов Г. Д., Микрюков А. Ю. Результаты испытания системы контроля плавности движения подъемного сосуда в шахтном стволе // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2014. – Т. 1. – С. 41-47.
3. Малиновский А. К., Зяткин Г. П., Лебедев С. В. Схемная реализация одновременного действия электродинамического и механического тормозов при аварийной остановке шахтной подъемной машины // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2002. № 2. С. 161-164.
4. Малиновский А. К., Мазлум А. Т. Исследование режима одновременного действия электрического и механического тормозов при аварийной остановке шахтной подъемной машины // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № S8. С. 35-43.
5. Вагин В. С., Курочкин А. И. Динамика одноконцевого проходческого подъема // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – № 9. – С. 232-238.
6. Belmas I., Kogut P., Kolosov D., Samusia V., Onyshchenko S. Rigidity of elastic shell of rubber-cable belt during displacement of cables relatively to drum // E3S Web of Conferences. Essays of Mining Science and Practice. 2019, vol. 109, 00005, pp. 1-14. DOI: 10.1051/e3sconf/201910900005
7. Зотов В. В. Применение резинотросовых лент вместо стальных канатов на шахтных подъёмных установках // Инновации - основа комплексного развития угольной отрасли в регионах России и странах СНГ: Материалы II Международной научно-практической конференции, Прокопьевск. 2009. – С. 97-99.
8. Зотов В. В. Математическая модель подъёмной установки с резинотросовой лентой // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – № S16. – С. 300-309.
Перекутнев В. Е., Зотов В. В. Моделирование приводных шкивов подъемных установок с резинотросовыми канатами // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2020. № 6. С. 105-114.
9. Зотов В. В., Рыжов И. М. Разработка цифровой модели постамента дискового тормоза подъемной машины // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2014. С. 179-185.

УДК 621.5.011

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОПЛА ЛАВАЛЯ

Д.Е. Писарев
Тюменский Индустриальный Университет, г. Тюмень, Россия

В статье было рассмотрено геометрическое влияние параметров сопла Лаваля на скорость потока.
Ключевые слова: *Сопло Лаваля, воздушный поток, газодинамический расчет.*

MATHEMATICAL MODELING OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE LAVAL NOZZLE

D.E. Pisarev

The article considered the geometric influence of the parameters of the Laval nozzle on the flow velocity.
Keywords: *Laval nozzle, air flow, gas dynamic calculation.*

Для обеспечения холодного напыления цветных металлов на металлические поверхности необходимо обеспечение воздушного потока 550 м/с.

Проведем математическое моделирование движения воздушного потока внутри сопла Лаваля и определим параметры сопла Лаваля, которые оказывают наибольше влияние на скорость воздушного потока.

Для этого необходимо:

1) Создать 3D модель сопла в Autodesk Inventor
2) Варьировать основные параметры сопла, выполнить продувку с помощью SolidWorks Flow Simulation
3) Проанализировать полученные результаты

Сопло Лаваля – газовый канал особого профиля, разгоняющий проходящий по нему газовый поток до сверхзвуковых скоростей, сужающийся в середине. Широко используется на некоторых типах паровых турбин и является важной частью современных ракет и сверхзвуковых реактивных двигателей. [1]

Работа сопла основана на различных свойствах газового потока на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях. Скорость дозвукового потока будет увеличиваться по мере сужения канала, так как массовый расход является постоянным. На дозвуковых скоростях газовый поток является сжимаемым; звук, будет распространяться через такой поток. Вблизи критического сечения сопла, где площадь сечения наименьшая, локальная скорость газа становится звуковой. Как только площадь сечения сопла начинает увеличиваться, газ продолжает расширяться и газовый поток ускоряется до сверхзвуковых скоростей.

Сопло Лаваля будет действовать лишь в том случае, если массовый расход через сопло достаточен, в противном случае сверхзвуковая скорость достигнута не будет.

В качестве модели для исследования использована 3D модель разработана в системе Autodesk Inventor по геометрическим параметрам, представленным на Рисунке 1.

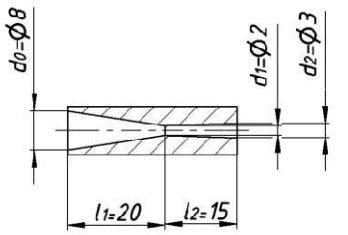


Рисунок 1 – Геометрические параметры исходного сопла

В системе SolidWorks Flow Simulation определим граничные условия.

Далее зададим граничные условия: в качестве входного параметра будем использовать давление воздуха P = 6 атм.; выходным параметром будет давление окружающей среды P = 1 атм.

В результате выполнения расчета получаем траекторию движения воздуха в сопле, представленную на Рисунке 2, на котором видно скорость на выходе из сопла составила 400 м/с.

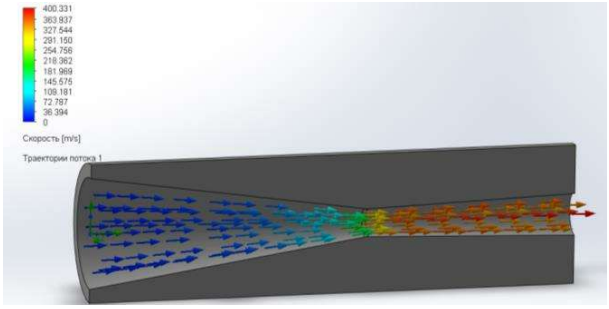


Рисунок 2 – Траектория потока исходного сопла

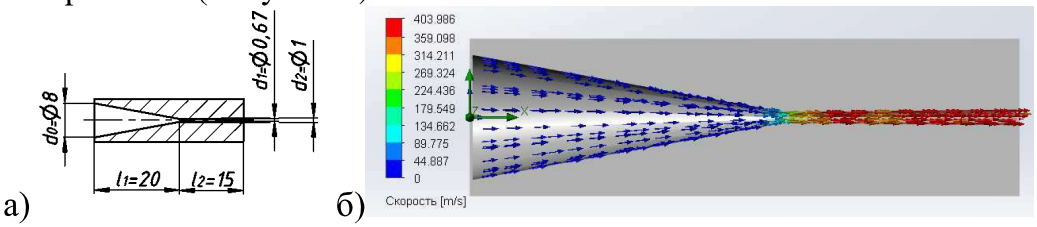
На основание данного результата, будем анализировать последующие полученные результаты скорости на выходе из сопла при изменении его основных параметров.

В ходе исследования необходимо добиться скорости на выходе из сопла более 550 м/с и уменьшить диаметр выходного сопла *d2* до 1 мм, для большей кучности потока, не меняя входной диаметр сопла *d0* = 8 мм, при этом сверхзвуковой поток не должен покинуть сопло.

Для выполнения эксперимента в качестве вариативных параметров были определены следующие геометрические параметры сопла:

1) *d1* – диаметр критического сечения сопла
2) *d2* – диаметр сопла на выходе
3) *l1* – длина сужения сопла
4) *l2* – длина расширения сопла

При уменьшении критического диаметра критического сечения сопла (*d2*) до необходимых 1 мм и диаметра сопла на выходе (*d1)* в 3 раза, и сохранении линейных размеров, была получена скорость воздушного потока на выходе 403 м/с, что указывает на минимальное влияние на скоростные характеристики (Рисунок 3)

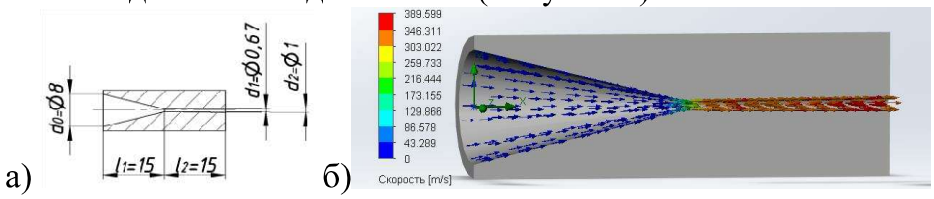


а) б)

Рисиунок 3 – Опытный образец №1

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

После длине сужения сопла (*l1*) было задано значение 5 мм, что, в свою очередь, привело к небольшому уменьшению скорости воздушного потока на выходе из сопла до 389 м/с. (Рисунок 4)

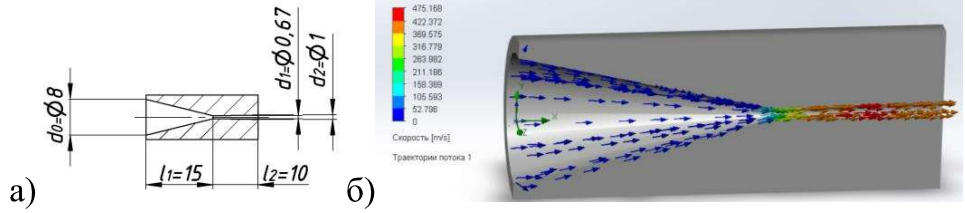


а) б)

Рисунок 4 – Опытный образец №2

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Длине расширения сопла (*l2*) было присвоено значение 5 мм. Максимальная скорость потока по расчетам составила 475 м/с. На Рисунке 5 видно, что сверхзвуковой поток начал постепенно покидать сопло, чему свидетельствует скорость на выходе 422 м/с.

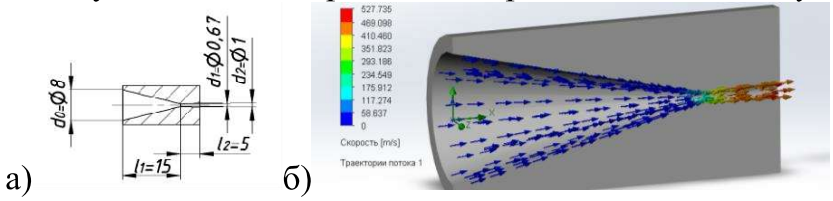


а) б)

Рисунок 5 – Опытный образец №3

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Длина расширения сопла (*l2*) была уменьшена в 2 раза, остальные параметры остались неизменны. Из результатов, после продувки сопла видно, что скорость потока на выходе составила 527 м/с, что свидетельствует о значительном увеличении скорости, как представлено на Рисунке 6.



а) б)

Рисунок 6 – Опытный образец №4

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Логически напрашивается изменение длины сужения сопла (*l2*). Произведем продувку двух сопел одного с *l1*=20мм (Рис.7), другого с *l1*=10мм (Рис.7). По результатам расчета скорость этих сопел примерно составила 490 м/с.

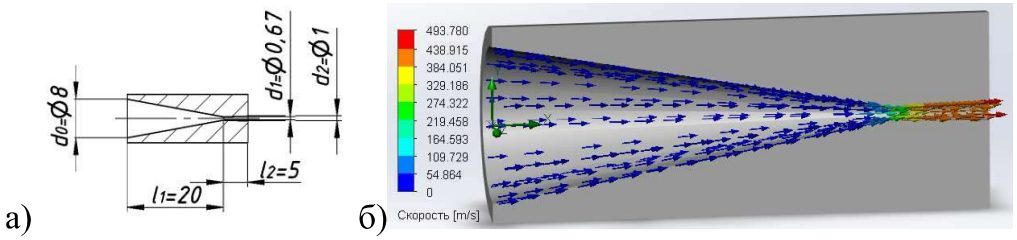


Рисунок 7 – Опытный образец №5

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

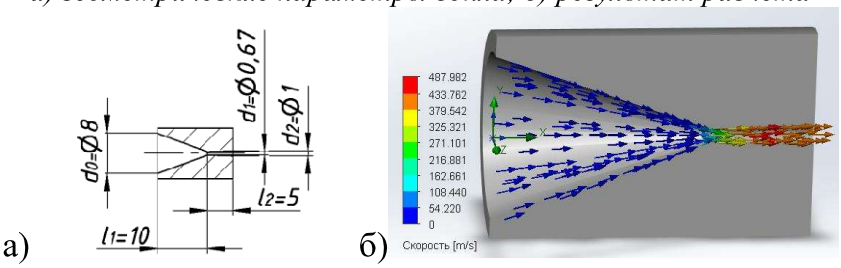


Рисунок 8 – Опытный образец №6

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Решено было изменить диаметр сопла на выходе до ⌀*d2*=0.5 мм (Рисунок 9). При исследовании было выявлено, что максимальная скорость в сопле составила 563 м/с, однако сверхзвуковой поток начал покидать сопло и на выходе была получена скорость около 350 м/с.

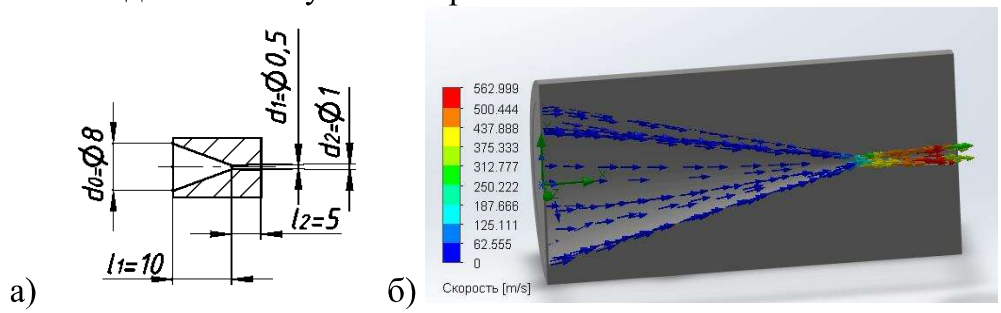


Рисунок 9 – Опытный образец №7

а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Изменение диаметра критического сечения сопла (*d1*) и длины расширения сопла (*l2*) нецелесообразно, так как может привести к потере сверхзвукового потока внутри сопла. Входной диаметр сопла (*d0*) и диаметр сопла на выходе (*d*2) соответствуют требованиям, остаётся изменять только один параметр – длину сужения сопла (*l1*).

Перебрав несколько вариантов, было получено сопло, удовлетворяющее требованию скорости воздуха на выходе. (Рисунок 10) Скорость составила 559 м/с.

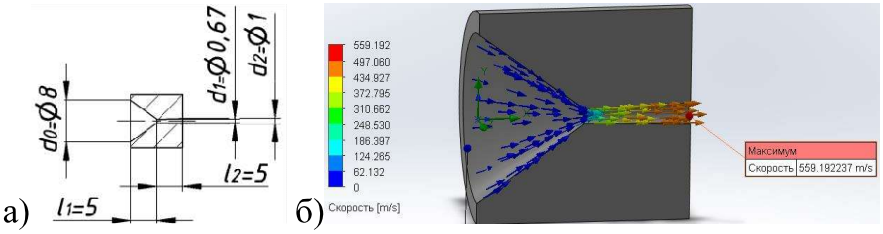


Рисунок 10 – Опытный образец №8
а) геометрические параметры сопла; б) результат расчета

Вывод

В ходе исследования удалось увеличить скорость воздушного потока из сопла до необходимых 550 м/с. Добиться увеличения скорости газового потока на выходе из сопла можно добиться путем изменения основных параметров сопла: диаметр критического сечения сопла; диаметр сопла на выходе; длина сужения сопла; длина расширения сопла. Так же в ходе экспериментов было выявлено, что изменение диаметра критического сечения сопла и длины сужения сопла может привести к тому, что сверхзвуковой поток начнет покидать сопло в расширяющейся части сопла.

Список литературы

1. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Глава X. Одномерное движение сжимаемого газа. § 97. Истечение газа через сопло // Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. 3-е изд., перераб.-М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1986.-736 с
2. Моравский А. В., Файн М. А. Огонь в упряжке, или, как изобретают тепловые двигатели. – М.: Знание, 1990. – 192 с. - (Жизнь замечательных идей).
3. Гумилевский Л.И., Густав Лаваль – М.: Журнально-газетное объединение, 1936 – 50 с.

УДК 622.7:658.274

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНОГО СЕПАРАТОРА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ

Афанасьев А.И., проф., **Потапов В.Я.**, проф.,
Потапов В.В., доц., **Степаненков Д.Д**. аспирант, **Соколова А. В**. асс.
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

В статье приведены расчеты основных конструктивных параметров аэродинамически активного сепаратора. Представлена математическая модель и блок схема и алгоритм расчета. Приведены результаты расчета криволинейного трамплина, выполненного по логарифмической спирали.
***Ключевые слова**: сепаратор, энергия удара, уравнение регрессии, горные породы, скорость частицы.*

CALCULATION OF DESIGN PARAMETERS OF AN AERODYNAMICALLY ACTIVE SEPARATOR FOR MATERIAL SEPARATION

Afanasyev A.I., Potapov V.Ya., Potapov V.V., Stepanenkov D. D., Sokolova A.V.

In the article presents calculations of the main design parameters of an aero dynamic separator. A mathematical model and a block diagram and calculation algorithm are presented. The results of the calculation of a curved bridge made along a logarithmic spiral
***Keywords:** Aerodynamic separator, block diagram, mathematical model, rock mass, particle velocity.*

Для исследования рабочего процесса аэр

одинамически активного фрикционного сепаратора нами была изготовлена физическая модель [1].

Общий вид сепаратора представлен на рис. 1. Сепаратор включает: наклонную плоскость 1; ребра 2; механизм, изменяющий угол наклона плоскости 3; трамплин с дефлекторами 4; механизм, изменяющий угол наклона трамплина относительно наклонной плоскости5; барабан 6; центробежный вентилятор 7 с подвижными диффузорами 11; механизм перемещения полки 8;механизм, изменяющий угол наклона ребер относительно наклонной плоскости 9; воздухозаборное устройство10; приемник для частиц, обладающих парусностью

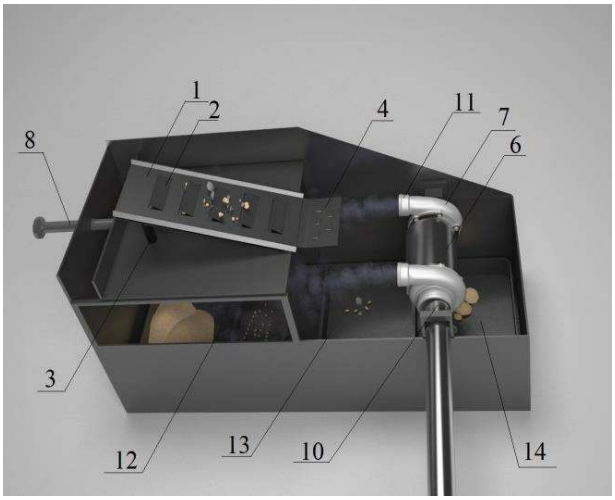


Рис.1. Аэродинамический активный фрикционный барабанно-полочный сепаратор

12; приемник для промежуточной фракции 13; приемник для пустой породы 14.

При расчете параметров аэродинамически активного сепаратора определим диапазон их изменения для различных по свойствам составляющих исходный продукт: пустой породы (габбро, диорит, перидотит, дунит) и содержащей полезное ископаемое (серпентинит).

Блок-схема расчета конструктивных и режимных параметров сепаратора приведена на рис. 2.

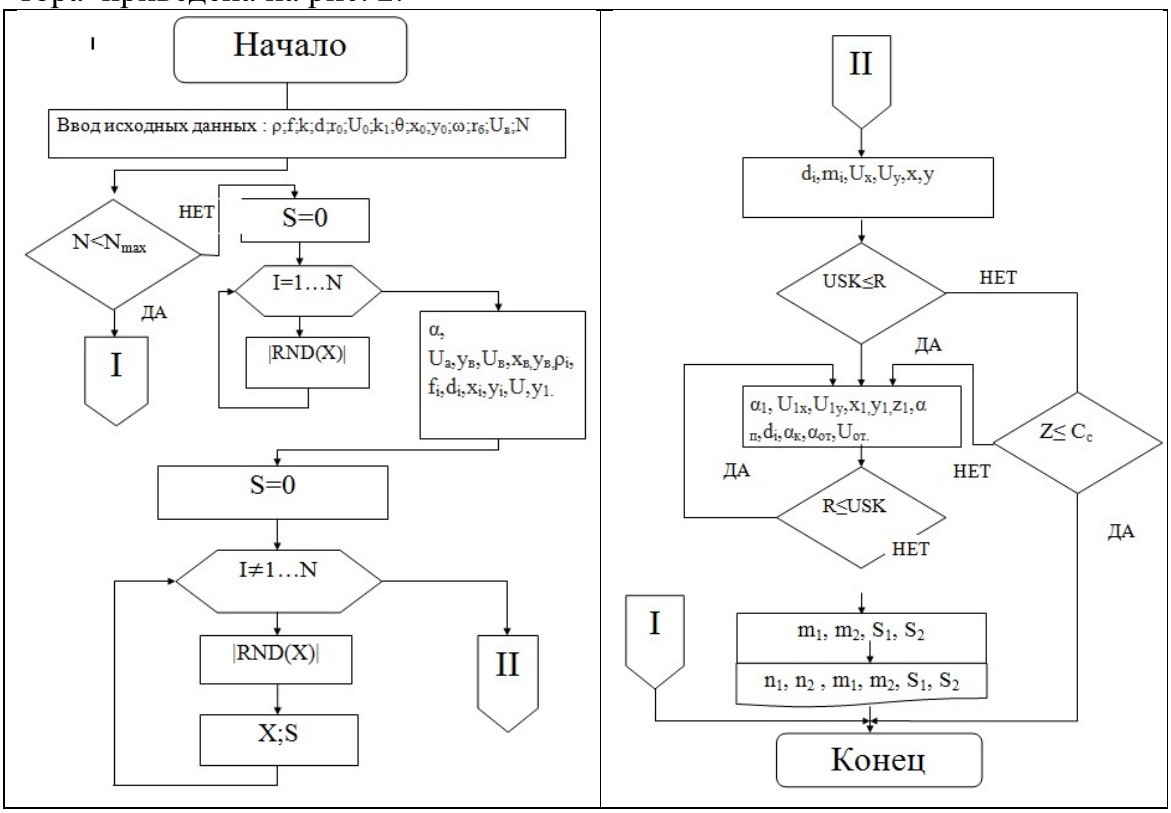


Рис. 2. Блок-схема расчета конструктивных и режимных параметров сепаратора

Исходные данные для расчета сепаратора

1. Производительность по исходному материалу – Q = 36 т/ч.

2. Максимальная и минимальная плотность (кг/м^3) исходного материала ρ_{max}= 2970, ρ_{min}=2520.

3. Максимальный и минимальный размер частиц (мм) исходного материала – d_{max}= 40, d_{min}= 5.

4. Размеры частиц руды (эквивалентные диаметры) распределены по нормальному закону с параметрами: выборочное среднее – $d_{ср}$ = 22,5 мм, дисперсия – σ^2 = 36).

5. Максимальный и минимальный коэффициенты кинетического трения частиц исходного материала о поверхность полки и барабан:

а) f_{max} = 0,41, f_{min} = 0,23; б) серпентинита – f_{max} = 0,46, f_{min} = 0,36.

6. Максимальный и минимальный коэффициенты мгновенного трения при ударе частиц материала о поверхность полки и барабан – $f_{maxy} = 0{,}13$, $f_{miny} = 0{,}08$. Коэффициент мгновенного трения распределен по нормальному закону с параметрами: выборочное среднее – $f_{ср} = 0{,}1$, дисперсия – $\sigma^2 = 0{,}01$).

7. Зависимость коэффициента восстановления от коэффициента мгновенного трения: $k_в = 0{,}3 - 0{,}8f_y$.

8. Параметры криволинейного трамплина – логарифмической спирали ($r = ke^{k_1\theta}$): $r_A = 100$ мм, и $\theta_A = 72{,}6^\circ$ – полярные координаты, начальный радиус вектор спирали, $k = 78$ мм, $k_1 = 0{,}22$ – постоянные параметры.

9. Начальная скорость падения частиц на разгонную плоскость: $V = 0{,}1$ м/с.

10. Ордината оси барабана$Y_A = 0{,}55$ м, абсцисса оси барабана $X_A = 0{,}3$ м (координаты уточняются после расчета).

11. Диаметр барабана $d = 0{,}5$ м и угловая скорость его вращения $\omega = 10$ рад/с (диаметр барабана и скорость уточняется после расчета).

12. Коэффициент парусности $c = 0{,}8$.

Расчет конструктивных параметров сепаратора

Минимальный угол наклона ($\alpha_п$) разгонной плоскости находим из условия безостановочного движения нераспушенного асбеста (пешки, $f_{max} = 0{,}74$):

$$\alpha = 1{,}1\,\mathrm{arctg}\,(f_{max}) = 1{,}1\,\mathrm{arctg}\,(0{,}74) \approx 40 \text{ град.} \qquad (1)$$

Принимаем в первом приближении длину разгонной плоскости L, равной 1 м и находим по среднему коэффициенту трения горной массы скорость схода породной частицы с разгонной плоскости [2-3].

$$V_A = [2gL(\sin\alpha - f_{ср}\cos\alpha)]^{0,5} = [2g\cdot 1(\sin 40 - 0{,}35\cos 40)]^{0,5} \approx 2{,}71 \text{ м/с.} \qquad (2)$$

$$f = 0{,}5(f_{max} + f_{min}) = 0{,}5\cdot(0{,}46 + 0{,}23) \approx 0{,}35. \qquad (3)$$

Находим конструктивные параметры криволинейного трамплина:

$$r_A = ke^{k_1\theta_A},\ \theta_A + \alpha + \mu = \pi,\ \ \mathrm{tg}\mu = \frac{1}{k_1}. \qquad (4)$$

Задаваясь величиной k – начальным значением радиус-вектора спирали при $\theta = 0$ и значением$r_A = 100$ мм –величиной радиус-вектора частицы в начале ее движения по спирали, находим угол $\mu = 77{,}4$ град.

При известном значении μ остальные параметры:

$k_1 = 0{,}22$, $\theta_A = 72{,}6$ град,$\theta_B = 125$ град.

Рассчитываем скорость отрыва частицы от криволинейного трамплина и определяем ее горизонтальную и вертикальную составляющие.

$$V_B^2 = \{V_A^2 e^{2f(-\alpha)} - e^{k_1\theta_A + 2f(-\alpha)}\left[A\ \sin(-\alpha) + B\cos(-\alpha)\right]\}e^{-2f(\theta+\mu-\pi)} +$$

$$+\ e^{k_1\theta}\left(B\cos(\theta+\mu-\pi) - A\sin(\theta+\mu-\pi)\right) = 1{,}72, (4.30)$$

где $A = -\dfrac{2gk(k_1+3f)\sqrt{1+k_1^2}}{1+(k_1+2f)^2} = -\dfrac{2g\cdot 0{,}078(0{,}22+3\cdot 0{,}4)\sqrt{1+0{,}22^2}}{1+(0{,}22+2\cdot 0{,}4)^2} \approx$-0,52;

$B = \dfrac{2gk[1-f(k_1+2f)]\sqrt{1+k_1^2}}{1+(k_1+2f)^2} = \dfrac{2g\cdot 0{,}078[1-0{,}4(0{,}22+2\cdot 0{,}4)]\sqrt{1+0{,}22^2}}{1+(0{,}22+2\cdot 0{,}4)^2}$

≈0,22.

$$V_x = V_B \cos\varphi_B = 1{,}59 \text{ м/с.} \quad (5)$$

$$V_y = V_B \sin\varphi_B = 0{,}645 \text{ м/с.} \quad (6)$$

Время t_n движения частиц на максимальную высоту после схода с трамплина находится из уравнения (4.8) при β = 0:

$$t_n = V_y/g = 0{,}645/9{,}8 \approx 0{,}066 \text{ с.} \quad (7)$$

Максимальная высота подъема частицы после схода с трамплина находится из уравнения:

$$h_n = 0{,}5(V_y)^2/g = 0{,}5(0{,}5(V_y)^2/g = 0{,}021 \text{ м.} \quad (8)$$

Путь частицы от точки максимального подъема до точки контакта с барабаном по вертикали:

$$h_o = h_n + Y_A - Y_B - 0{,}5d = 0{,}021 + 0{,}55 - 0{,}1 - 0{,}25 = 0{,}18 \text{м,} \quad (9)$$

где Y_A– ордината оси барабана, м; Y_B– ордината точки схода частицы с трамплина, м; d–диаметр барабана, м.

Ордината точки схода частицы с трамплина находится из уравнения:

$$Y_B = k\cdot\exp(k_1\theta_B)\cos(\pi - \theta_B) = 0{,}078\cdot\exp(0{,}22\cdot 2{,}18)\cos(22) \approx 0{,}1\text{м.} \quad (10)$$

Время t_o движения частиц до встречи их с барабаном находится из уравнения:

$$t_o = [2(h_n + Y_A - Y_B - 0{,}5d)/g]^{0{,}5} = [2\cdot 0{,}18/g]^{0{,}5} \approx 0{,}19 \text{ с.} \quad (11)$$

Абсцисса оси барабана находится из формулы:

$$X_A = V_x t_o \approx 0{,}3 \text{ м.} \quad (12)$$

Таким образом, расчетное значение абсциссы оси барабана для среднего коэффициента трения соответствует первоначально принятому.

Используя разработанную программу, определяем остальные параметры сепаратора и его рабочего процесса.

В табл. 2 приведены результаты имитационного моделирования процесса разделения асбестосодержащей руды на аэродинамически активном сепараторе.

Таблица 2

Результаты расчета параметров сепарации

№	Скорость воздуха, м/с	Масса концентрата, кг	Масса хвостов, кг	X_A, м	Y_A, м	Выход концентрата, %
1	0	0,3	3,03	0,3	0,55	9,0
2	0	0,15	2,9	0,3	0,6	4,9
3	4	0,24	3,8	0,3	0,6	5,9

4	6	0,49	2,62	0,3	0,6	15,7
5	0	0,06	2,98	0,29	0,6	1,98
6	4	0,19	2,82	0,29	0,6	6,3
7	6	0,33	2,67	0,29	0,6	11,0
8	6	0,45	2,6	0,29	0,55	14,7
9	2	0,33	3,21	0,29	0,55	9,3
10	0	0,3	2,78	0,29	0,55	9,7
11	0	0,6	2,38	0,31	0,55	20,2
12	0	0,3	2,96	0,31	0,6	9,2
13	2	0,27	3,5	0,31	0,6	7,2
14	4	0,38	2,8	0,31	0,6	11,9
15	2	0,3	3,11	0,3	0,6	8,8
16	0	0,93	2,99	0,3	0,55	23,7

Вывод: Результаты теоретических исследований и имитационного моделирования процесса разделения по трению и упругости положены в основу разработки фрикционного сепаратора рис. 2.

Анализ результатов расчета, показывает, что абсцисса оси барабана может находиться от 0,29 до 0,31 м, а ордината от 0,55 до 0,6 м. При этом увеличение абсциссы при постоянной ординате приводит к увеличению выхода концентратов и их разубоживанию. Увеличение ординаты приводит к возрастанию вертикальной скорости контакта частиц с барабаном и, соответственно, выходу концентрата. Возрастание скорости воздуха приводит к уменьшению горизонтальной составляющей скорости при контакте и выходу концентрата.

Список литературы

1. Ляпцев С.А., Потапов В.Я. Обоснование параметров фрикционно - ударных сепараторов Фундаментальные исследования. М.: РАЕ, № 4, 2013.–С.300-307.

2. *Makarov V.N., Potapov V.Ya., Potapov V.V., Makarov N.V.* Analysis of particle motion in friction separator (Анализ движение частиц в в фрикционном сепараторе) (2018) Mining Informational and Analytical Bulletin, 2018 (4), pp. 197-203.

3. *Potapov V.Ya., Makarov V.N., Davydov S.Y., Makarov N.V.* A Method of Additive Aerodynamic Calculation of the Friction Gear Classification Block

Метод аддитивного аэродинамического расчета фрикционного классификатора. 2017) Refractories and Industrial Ceramics, 58 (3), pp. 288-292.

УДК 622.232

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

П. Г. Безкоровайный [1,2], ст. преп., **В. С. Шестаков**[2], проф., **К.А.Извеков**[2], магистрант
[1]Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан
[2]Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

В статье рассмотрена методика определения рациональных параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов. Методика основана на применении моделей рабочего процесса экскавации и включает модули расчета координат точек рабочего оборудования, расчета усилий и алгоритмы их решения. Результаты расчета усилий используется для подбора толщин листов стрелы и рукояти по условию обеспечения достаточной надежности и в то же время исключения излишнего запаса по прочности.
Ключевые слова: *гидравлический экскаватор, усилие, рабочее оборудование, стрела, модель.*

WORK EQUIPMENT OPTIMIZATION MINING EXCAVATOR

P. G. Bezkorovayniy, V. S. Shestakov, K. A. Izvekov

The article considers the methodology for determining the rational parameters of the working equipment of mining excavators. The technique is based on the use of models of the working process of excavation and includes modules for calculating the coordinates of points of the working equipment, calculating forces and algorithms for their solution. The results of the force calculation are used to select the thicknesses of the boom and stick sheets according to the condition of ensuring sufficient reliability and, at the same time, eliminating an excessive margin of safety.
Keywords: *hydraulic excavator, effort, working equipment, boom, model.*

Одно из научных направлений кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета – совершенствование карьерных экскаваторов. Специалисты кафедры разрабатывают как новые конструктивные решения, так и методики расчета параметров [1, 2]. При проектировании рабочего оборудования для подбора сечений элементов применяют системы прочностного расчета, основанные на методе конечных элементов.

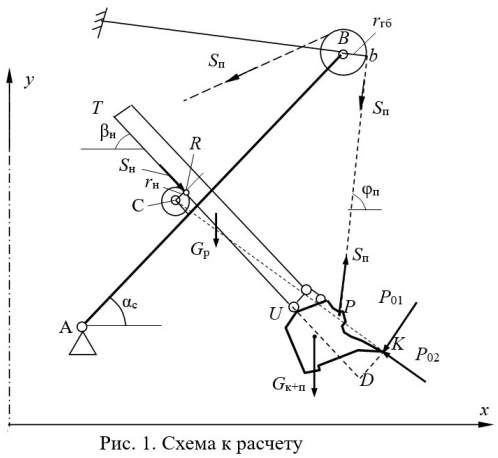


Рис. 1. Схема к расчету

Разработаны математические модели, позволяющие рассчитывать перемещение ковша и усилия в элементах рабочего оборудования при копании и транспортировании ковша. В модели входят выражения для определения положений элементов рабочего оборудования и усилий. Расчетная схема рабочего оборудования представлена на рис. 1.

Исходные данные – размеры элементов рабочего оборудования, коор-

динаты точек начала и окончания копания. По координатам точки *K* вершины зуба определяются координаты точки *P* крепления подъемного каната к ковшу, координаты точек схода подъемных канатов с головных блоков, точки контакта кремальерной шестерни с зубчатой рейкой рукояти *R*, центров масс элементов, углов наклона рукояти $\beta_н$ и канатов $\varphi_п$. Координаты используются для расчета усилий.

Статические усилия в подъемном канате $S_{п.i}$. при черпании и транспортировании ковша определяются по силам сопротивления породы копанию P_{01} и P_{02}, по силам тяжести ковша с грузом $G_{к+г}$, балок рукояти $G_р$, головной отливки $G_{рг}$. Значения плеч действия сил определяются по координатам точек относительно точки поворота рукояти *R*.

Из уравнения равновесия определяется усилие в подъемном канате при копании

$$S_{п.i} = \frac{P_{01} \cdot L_{CK} + G_{к+п}(\frac{x_U + x_K}{2} - x_R) + G_{рг}(x_U - x_R) + q_p(x_R - x_T)^2/2 - q_p(x_U - x_R)^2/2}{L_{СР} \cdot \sin(\angle_{CPx} - \varphi_п)}$$

При копании без стопорения напорное усилие в рукояти зависит от усилий копания, положения ковша и его загруженности горной массой.

Напорное усилие определяется из суммы проекции всех действующих сил на образующую зубчатой рейки или ось рукояти (рис. 1)

$$S_{н.i} = S_{п.i} \cos(\beta_н - \varphi_п) + P_{02} \cos(\angle_{CKx} - \beta_н) -$$
$$- P_{01} \cdot \sin(\angle_{CKx} - \beta_н) - G_{к+п} \sin\beta_н - (G_р + G_{рг}) \cdot \sin\beta_н$$

где $\beta_н$ – угол наклона рукояти к горизонту; $\angle_{CKx}$ - угол наклона линии СК к горизонту.

Реакции в седловом подшипнике при копании (на рис. 2)

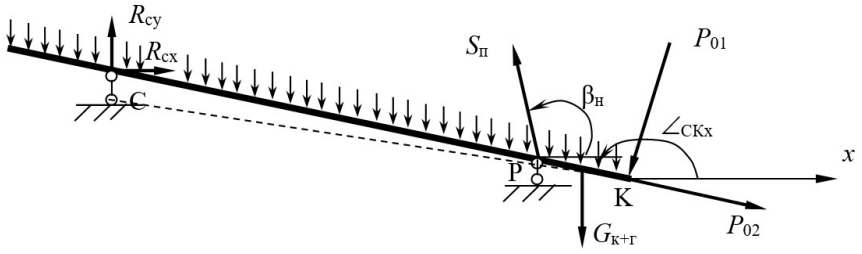


Рис. 2. Схема к определению реакций в седловом подшипнике при копании

Реакции определены из уравнений проекций по *x* и *y*

$$R_{Cx} = P_{01} \sin(\pi - \angle_{CKx}) + P_{02} \cos(\pi - \angle_{CKx}) + S_п \sin(\varphi_п - \frac{\pi}{2}),$$

$$R_{Cy} = P_{01} \cos(\pi - \angle_{CKx}) - P_{02} \sin(\pi - \angle_{CKx}) - S_п \cos(\angle_{bPx} - \frac{\pi}{2}) + G_p + G_{рг} + G_{к+п}.$$

Реакции в точке подвеса стрелы к надстройке и в точке опоры на платформу

Схема к расчету приведена на рис. 3. Со стороны рукояти на стрелу через седловой подшипник действует нагрузка, которая может быть задана составляющими R_{Cx} и R_{Cy}. Направление составляющих, действующих на рукоять, противоположно действию реакций седлового подшипника.

Усилие в подвеске по условию равновесия относительно пяты стрелы

$$S_{\text{под}} = \frac{S_{\text{п}\Sigma}\ L_{AB}\sin\alpha_{fc} + G_c(x_{\text{цс}} - x_A) + G_{\text{нм}}(x_{\text{нм}} - x_A) + R_{cy}(x_c - x_A) - R_{cx}(y_c - y_A)}{L_{AB}\sin\beta_{\text{под}}},$$

где $\alpha_{п2}$ – угол наклона ветви подъемных канатов блок-барабан к горизонту; β – угол между ветвями подъемных канатов у головного блока; α_f – угол наклона равнодействующей усилий в подъемных канатах к горизонту; $\beta_{\text{под}}$ – угол между подвеской и стрелой; $\alpha_{\text{под}}$ – угол наклона к горизонту канатов подвески стрелы.

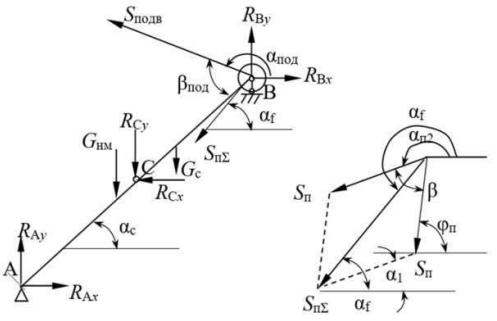


Рис. 3. Схема к расчету усилий в подвеске и реакций пяты стрелы

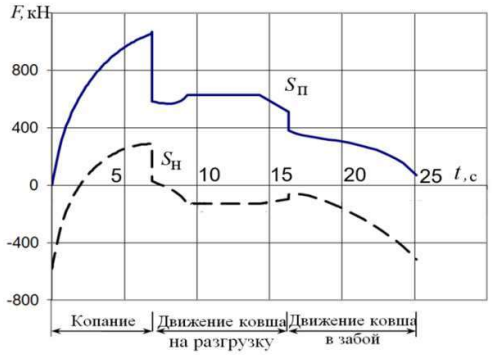


Рис. 4. Усилия подъема и напора

Равнодействующая подъемного усилия

$$S_{\text{п}\Sigma} = 2S_{\text{п}}\cos\frac{\beta}{2} = 2S_{\text{п}}\cos\frac{\pi + \varphi_{\text{п}} - \alpha_{\text{п}2}}{2}.$$

Угол между стрелой и равнодействующей подъемного усилия

$$\alpha_{fc} = \alpha_f - \alpha_c - \pi.$$

Проекции усилия в подвеске на оси координат

$$R_{Bx} = -S_{\text{под}}\cos(\beta_{\text{под}} - \alpha_c);\ R_{By} = -S_{\text{под}}\sin(\beta_{\text{под}} - \alpha_c).$$

Реакции на опоре А по условию равновесия

$$R_{Ax} = R_{cx} + S_{под}\cos\alpha_f + S_{n\sum}\ \cos\alpha_f;$$

$$R_{Ay} = R_{cy} + S_{под}\sin\alpha_f + G_c + G_{\text{нм}} + S_{n\sum}\ \sin\alpha_f\ .$$

Для проведения кинематического и силового анализа разработан алгоритм и по нему составлена программа для ЭВМ.

В алгоритме имитационной модели обеспечено изменение начальной точки копания от минимального до максимально возможного радиуса. Шаг изменения координат траектории для связных пород определяется по известным зависимостям по условию заполнения ковша до уровня оси напорного вала [1].

На рис. 4 для одной из траекторий приведены результаты расчета усилий подъема $S_{п.i}$ и напора $S_{н.i}$ при копании в связных грунтах и транспортировании ковша. Графики усилий используются при проектировании рабочего оборудования для расчета на прочность и долговечность.

Нами выполнены исследования напряженно-деформированного состояния в модуле *Structure 3D* системы *APM WinMachine* для стрелы при использовании пластинчатой модели. На рис. 5 приведены результаты рас-

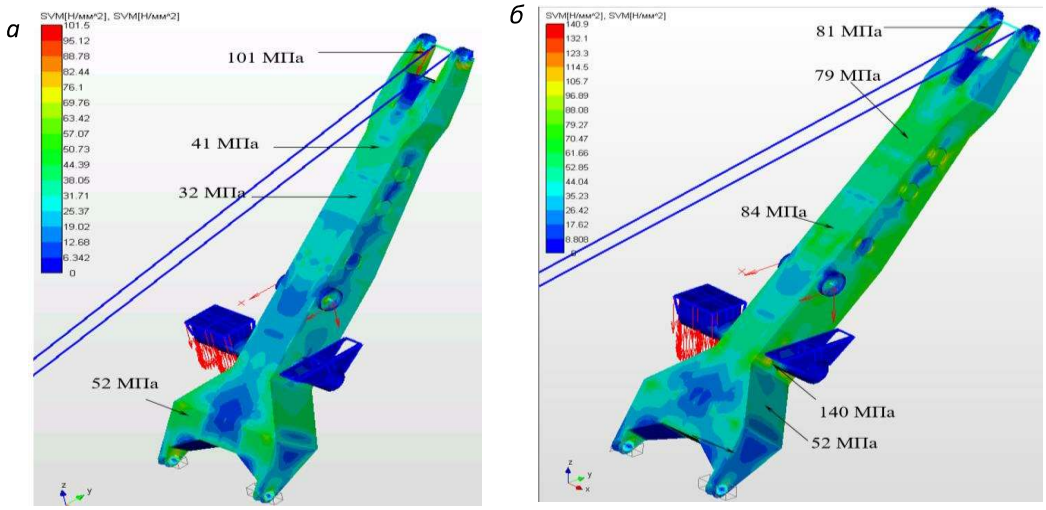


Рис. 5. Результаты расчета напряжений:
а – базовая стрела; б - стрела с рациональными параметрами

чета для базовой модели и при подборе таких толщин листов, при которых исключается излишние запасы прочности.

Выводы.

Разработанные модели, алгоритмы и программное обеспечение обеспечивают:

- определение графиков изменений усилий в элементах рабочего оборудования в течение рабочего цикла;
- использование пластинчатой модели стрелы в модуле *Structure 3D* позволяет определять рациональные параметры по критерию массы;
- результатами исследований доказана возможность уменьшения толщины листов, из которых изготавливают стрелу и рукоять. При этом обеспечивается достаточная прочность и выносливость при снижении массы стрелы на 20 % по сравнению с базовой моделью.

Список литературы

1. *Лагунова Ю. А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. и др.* Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Горные машины. Т. IV-24, 2011. 496 с.
2. *Шестаков В.С., Хорошавин С.А.* Направления повышения эффективности одноковшовых карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. - № 2. – 2014, С. 11-13.

УДК 622.44

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА

Бельских А.М., студ., **Арсланов А.А.**, студ., **Усков К.А.,** студ.,
Макаров Н.В., канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Устойчивое развитие территорий с активным недропользованием тесно связано с решением задач повышения промышленной безопасности и эффективности охлаждения компримируемого газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов, актуализируют проблему математического моделирования процессов преобразования энергии в рабочих колесах вентиляторных установок АВО газа для повышения конкурентоспособности нефтегазового комплекса РФ в условиях глобализации. Необходима разработка математической модели, определения локальных значений параметров экономичности вентиляторных установок большой быстроходности.
***Ключевые слова**. Вентилятор, математическая модель, источник, рабочее колесо, решетка профилей, эффективность.*

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF FAN INSTALLATIONS OF GAS AIR COOLING DEVICES

Belskikh A.M., Arslanov A.A., Uskov K.A., Makarov N.V.

Sustainable development of territories with active subsurface use is closely related to solving the problems of improving industrial safety and cooling efficiency of compressed gas at compressor stations of main gas pipelines, actualize the problem of mathematical modeling of energy conversion processes in the impellers of AVO gas fan installations to increase the competitiveness of the oil and gas complex of the Russian Federation in the context of globalization. It is necessary to develop a mathematical model to determine the local values of the efficiency parameters of high-speed fan installations.
***Keywords**: Fan, mathematical model, source, impeller, profile grid, efficiency.*

Определение параметров вентиляторных установок большой удельной быстроходности для АВО выполнено в два последовательных этапа: с использованием математического приёма поиска области локальных максимумов многопараметрической задачи с последующим определением придельных значений параметров в этой области.

На первом этапе построена математическая модель определения локальных значений параметров, обеспечивающих наибольшую экономичность вентиляторных установок с большой быстроходностью. Указанное позволит определить абсолютный локальный максимум КПД вентиляторных установок, различных аэродинамических схем с большой удельной быстроходностью.

На втором этапе определено наиболее рациональное предельное сочетание расчётных параметров, при котором достигается наибольшая экономическая эффективность вентиляторных установок и соответственно наиболее рациональный диапазон значений удельной быстроходности для

режимов максимального КПД вентиляторных установок в сочетании с относительным диаметром втулки.

Для построения математической модели, определяющей оптимальные локальные значения среднерасходной скорости вентилятора φ_{opt} и вентиляторной установки φ_{yopt} необходимо решить два уравнения:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \varphi} = 0; \qquad \frac{\partial \eta_y}{\partial \varphi} = 0, \tag{1}$$

где η, η_y - КПД вентилятора и вентиляторной установки соответственно.

Выражение для КПД вентилятора и вентиляторной установки получим после соответствующих преобразований с учётом [1-3] для переменных значений удельной быстроходности в виде:

$$\eta_y = 1 - \frac{\varphi^2 + \varphi_{opt}^2}{\varphi^2 kr} - \frac{182.7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{\nu}{1-\nu^2} \cdot \varphi^{2/3} - 1.37 \cdot 10^{-3} \cdot n_y^{4/3} \cdot \xi \cdot \varphi^{4/3};$$

$$\eta = 1 - \frac{\varphi^2 + \varphi_{opt}^2}{\varphi^2 kr} - \frac{182.7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{\nu}{1-\nu^2} \cdot \varphi^{2/3} \tag{2}$$

После соответствующих преобразований с учётом формул (1) - (2) уравнение снижения КПД вентиляторной установки при отклонении её режима работы от оптимального $\varphi_{2y} \neq \varphi_{2opt}$ можно получить в следующем виде:

$$\Delta\eta_y = 4{,}1 \cdot 10^{-3} \frac{(\varphi_2 - \varphi_{2yopt})^2}{\varphi_2} \left[\frac{1}{k} + \xi \cdot n_y^{4/3} \left(\frac{2\varphi_{2yopt}}{\varphi_2^{2/3}} + \varphi_2^{4/3} \right) \right] \tag{3}$$

Из уравнения (3) видно, что для вентиляторных установок снижение КПД более существенно, чем для вентиляторов при одном и том же отклонении коэффициента среднерасходной скорости от её оптимального значения. Указанное падение КПД тем больше, чем больше удельная быстроходность вентиляторной установки и коэффициент аэродинамического сопротивления её проточной части. Таким образом, при разработке вентиляторов с большой быстроходностью необходимо особое внимание уделять аэродинамическому качеству профилей рабочих колес и проточной части.

Существенное значение для экономичности вентиляторных установок имеет величина остаточной закрутки потока за рабочим колесом, поскольку представляет собой аэродинамические потери энергии. Для вентиляторных установок с одним рабочим колесом, выполненных по аэродинамической схеме «К» величину относительной остаточной закрутки потока $\bar{C}_{2u}$ после соответсвующий преобразований можно представить в виде:

$$\overline{C}_{2uopt} = \frac{274 \cdot \varphi_2^{2/3}}{n_y^{4/3}} \cdot \varphi_{2yopt}{}^2 \tag{4}$$

Из анализа формулы (4) видно, что с увеличением быстроходности снижается локальное отрицательное влияние остаточной закрутки, что обусловлено уменьшением удельной потенциальной энергии потока перемещаемого вентиляторной установкой.

На втором этапе при заданных значениях параметрахη_y, φ_y, ν для повышения экономической эффективности вентиляторных установок большой быстроходности оптимизируют геометрию профилей лопаток рабочего колеса, закон закрутки и густоту решетки по радиусу, кривизну профилей [4]. Профилирование лопаток рабочего колеса, основанное на теоритических характеристиках, результатах испытаний решеток не всегда может быть оптимальным, но даже если эти величины выбраны правильно, т.е. на расчетном режиме отсутствует отрывное вихреобразование, тем не менее, при других более оптимальных сочетаний пар метров может произойти некоторое повышение КПД, обеспечивающее запас по аэродинамическому сопротивлению до режима максимального давления [5].

В статье задача поставлена таким образом, чтобы установить предельные сочетания параметром η_y, φ_y, ν, при которых однозначно будет иметь место безотрывное обтекание, т.е. такое сочетание параметров, при котором существенно повлиять на их величину профилированием практически не представляется возможным. Каждому расчетному значению коэффициента расходной скорости при данной удельной быстроходности соответствует наибольшее допустимое значение относительного диаметра втулки рабочего колеса.

При заданных расчетных значениях удельной быстроходности, коэффициента расходной скорости, относительного диаметра втулки при разных значениях коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части существуют предельно возможные значения КПД. По этой причине для вентиляторных установок, используемых в АВО, принципиальное значение имеет снижение коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части и повышение аэродинамического качества профилей лопаток рабочих колес для создания высокоэкономичных вентиляторных установок с минимально-возможными габаритно-массовыми характеристиками.

На рис. 1 приведена аэродинамическая характеристика ОГМ ВУ 2,5-0,6 К4.

***Выводы*:**

1. Установлено, что для вентиляторных установок, выполненных по аэродинамической схеме с одним рабочим колесом «К», для каждого значения относительного диаметра втулки рабочего колеса η существует оптимальное значение удельной быстроходности n_{yopt}, для каждого значения коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части, при которой достигается предельное максимальное значение КПД установки.

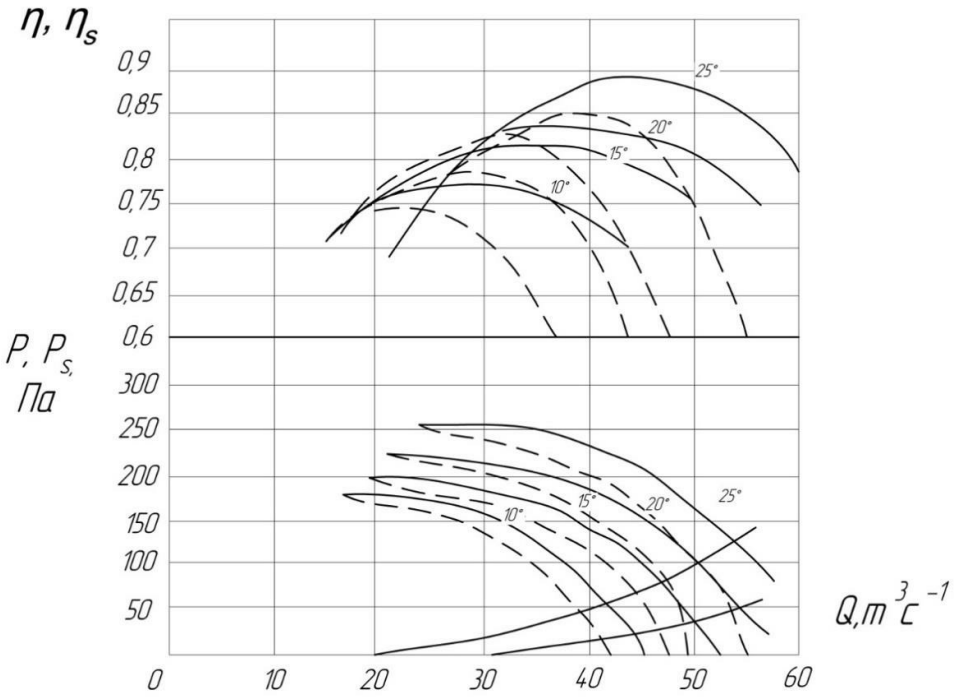


Рис. 1. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ОГМ ВУ 2,5-0,6 К4

2. Установлено, что снижение коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части позволит повысить экономичность вентиляторной установки не менее, чем на 18 %.

Список литературы

1. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов // М.: Машиностроение, 1986. 288 с.
2. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D.; Zhang P. Applied sciences (Switzerland) (Applied sciences (Switzerland)), 2017, vol. 7, no. 1, pp. 5-20.
3. Лифанов А.В., Матеров А.Ю., Макаров В.Н., Серков С.А., Макаров Н.В. Перспективные направления повышения комплексной эффективности аппаратов воздушного охлаждения // Нефть. Газ. Новации. 2020. № 4 (233), С. 14-17.
4. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. 7-е изд., испр. // М.: Дрофа, 2003. 840 с.
5. Tauger, V., Valiev, N., Volkov, E., Simisinov, D., Adas, V.Remote-controlled robotic complex for underground mining (2020) E3S Web of Conferences, 177, № 03006.

УДК 621.825

НЕЛИНЕЙНОСТЬ МНОГОСЛОЙНЫХ УПРУГИХ ОБОЛОЧЕК ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МУФТ НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.П. Евдокимов, д-р техн. наук,
РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, Москва, Россия

Представлены результаты исследований нелинейных упругих свойств многослойных упругих оболочек шинно-пневматических муфт в режиме статического нагружения крутящим моментом. При помощи полинома пятой степени с нечётными показателями получены коэффициенты нелинейности, удовлетворительно описывающие результаты экспериментов.
***Ключевые слова**: нелинейность, упругая оболочка, вязкоупругость, деформирование, скорость нагружения, гистерезис.*

NONLINEARITY OF MULTILAYER ELASTIC SHELLS OF TIRE-PNEUMATIC COUPLINGS OF OIL-PRODUCING EQUIPMENT

A.P. Evdokimov

The results of studies of nonlinear elastic properties of multilayer elastic shells of tire-pneumatic couplings in the mode of static torque loading are presented. Using a fifth-degree polynomial with odd exponents, the nonlinearity coefficients were obtained that satisfactorily describe the experimental results.
***Keywords:** nonlinearity, elastic shell, viscoelasticity, deformation, loading rate, hysteresis.*

Многослойные упругие оболочки определяют их демпфирующую способность, которая оценивается коэффициентом диссипации энергии колебаний [1-3]. Кривые деформирования показывают ярко выраженный нелинейный характер свойств упругой оболочки.

Результаты теоретических исследований механических свойств оболочек с учётом их нелинейности имеют существенные отклонения расчётных значений от экспериментальных. Это создаёт определённые трудности при проектировании изделий.

Динамическое уравнение состояния для вязкоупругих тел можно представить в дифференциально-операторной форме [4, 5]

$$P_0\,\sigma_{ij}\,(t) + P_1\,d_t\,\sigma_{ij}\,(t) + P_2\,d_{tt}^2\,\sigma_{ij}\,(t) + \ldots = q_0\,\varepsilon_{ij}\,(t) + q_1\,d_t\,\varepsilon_{ij}\,(t) + q_2\,d_{tt}^2\,\varepsilon_{ij}\,(t) + \ldots,$$

где P_l, q_l – инвариантные функции компонент напряжений $\sigma_{ij}\,(t)$ и деформаций $\varepsilon_{ij}\,(t)$; l = 0; 1; 2; …, t – время; $d_t\,\sigma_{ij}$ и $d_t\,\varepsilon_{ij}$ - скорости нагружения и деформирования.

При статическом нагружении все производные малы и напряжённо-деформированное состояние определяется соотношением

$$P_0\,\sigma_{ij}\,(t) = q_0\,\varepsilon_{ij}\,(t), \text{ где } i, j = 1, 2, 3.$$

Объектом исследований являлась упругая оболочка шинно-пневматической муфты ШПМ300×100 при нагружении статическим кру-

тящим моментом со скоростью деформирования $3{,}5\cdot10^{-4}$ рад/с. По результатам была построена петля гистерезиса (рисунок).

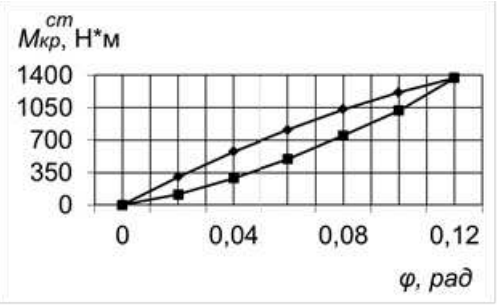


Рисунок. Петля гистерезиса упругой оболочки при нагружении статическим крутящим моментом

Примем гипотезу об аддитивности деформаций, т. е. $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^v$,

где $\varepsilon, \varepsilon^e, \varepsilon^v$ - деформации – полная, мгновенная и вязкая или нелинейная, причём $\varepsilon^v = -\mu_0\,\varepsilon^3 - \nu_0\,\varepsilon^5$; μ_0, ν_0 - коэффициенты нелинейности.

Мгновенная деформация равна

$$\varepsilon^e = \varepsilon - \varepsilon^v = f_0\,(\varepsilon)/C_0 = \varepsilon + \mu_0\,\varepsilon^3 + \nu_0\,\varepsilon^5,$$

где C_0 - модуль мгновенной упругости; $f_0\,(\varepsilon)$ - возрастающая нагрузка.

Кривая нагружения при закручивании оболочки описывается полиномом пятой степени с нечётными показателями

$$f = f_0\,(\varepsilon) = C_0\,\varepsilon + m_0\,\varepsilon^3 + n_0\,\varepsilon^5 \quad \text{при} \quad d_t\,|f| > 0\,,$$

где ε – угол закручивания оболочки; $d_t\,|f|$ - скорость нагружения; $m_0 \equiv \mu_0\,C_0$; $n_0 \equiv \nu_0\,C_0$. Три параметра кривой нагружения определяются из условий в начале и конце его, т. е. при $\varepsilon = 0$ и $\varepsilon = \varepsilon_a$, когда имеем

$$f_a = f\,(\varepsilon_a); \quad f'\Big|_{\varepsilon=0} = C_0; \quad f_a' = C_0 + 3\,m_0\,\varepsilon_a^2 + 5\,n_0\,\varepsilon_a^4.$$

Эти условия позволяют составить два уравнения для вычисления коэффициентов m_0, n_0, т. е.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_a^3; & \varepsilon_a^5 \\ 3\,\varepsilon_a^2; & 5\,\varepsilon_a^4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_0 \\ n_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a - C_0\,\varepsilon_a \\ f_a' - C_0 \end{Bmatrix}.$$

Отсюда получаем

$$m_0 = \left(\frac{\varepsilon_a^{-3}}{2}\right)\left[5\,f_a - \left(f_a' + 4\,C_0\right)\varepsilon_a\right];$$

$$n_0 = \left(\frac{\varepsilon_a^{-5}}{2}\right)\left[\varepsilon_a\left(2\,C_0 + f_a'\right) - 3\,f_a\right].$$

Используя последние две формулы, были аппроксимированы кривые нагружения упругой оболочки. Аналогично можно получать коэффициенты нелинейности и при разгрузке.

В таблице приведены сравнительные результаты вычислений и экспериментов

Таблица. Результаты испытаний оболочки при нагружении статическим крутящим моментом

Закрутка	φ, рад	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12
Момент $f(\varphi)$, Н·м	Эксперимент	304	574	810	1032	1216	1370
	Вычисления по формулам	301	584	834	1043	1216	1370

Из расчётов видно, что увеличение коэффициентов нелинейности механических свойств m_0 и n_0 усиливает демпфирующие свойства оболочек.

Вывод

Сравнение полученных результатов интегральных характеристик многослойных упругих оболочек при действии статического крутящего момента и теоретических зависимостей показали хорошую сходимость. Это явилось предпосылкой введение в расчётные зависимости коэффициентов нелинейности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов А.П., Кузнецов С.П., Рыскин Н.М. Нелинейные колебания. - М.: Физматлит, 2015. – 392 с.

2. Бутенин Н.В., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Ведение в теорию нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1987. – 382 с.

3. Ланда П.С. Нелинейные колебания и волны. - М.: Либроком, 2015. – 552 с.

4. Адамов А.А., Матвеенко В.П., Труфанов Н.А., Шардаков И.Н. Методы прикладной вязкоупругости. – Екатеринбург: ИМСС УрО РАН, 2003. – 411 с.

5. Кристенсен Ф. Введение в теорию вязкоупругости. - М.: Мир, 1974. - 340 с.

УДК **622.331.06**

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФРЕЗЕРОВАНИЯ

Б.Ф. Зюзин, проф., **А.И. Жигульская,** доцент, **А.С. Оганесян,** аспирант,
А.О. Аввакумов, магистрант
Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия

Изложены базовые принципы методики расчета кинематических параметров фрезерующих устройств различных типов и видов. Введены определяющие обозначения кинематических параметров и описана геометрия контакта режущего элемента с торфяной залежью.
Ключевые слова: *фрезерующие устройства, торфяная залежь, режущий элемент.*

BASIC PRINCIPLES OF THE CALCULATION METHODOLOGY KINEMATIC PARAMETERS OF MILLING

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, A.S. Oganesyan, A.O. Avvakumov,

The basic principles of the methodology for calculating the kinematic parameters of milling devices of various types and types are described. The defining designations of kinematic parameters are introduced and the geometry of the contact of the cutting element with the peat deposit is described.
Keywords: *milling devices, peat deposit, cutting element.*

Определение кинематических параметров фрезерования проводится *на* основе комбинированного метода – ρ описания траектории движения режущего элемента [1 – 3].

Метод устанавливает непосредственную взаимосвязь между конструктивными параметрами рабочего органа фрезерующего устройства и режимами его работы.

При этом траектория движения на участке контакта режущего элемента с торфяной залежью до узловых точек ($К_1$, $К_3$) аппроксимируется дугой вписанной окружности с радиусом кривизны $r_n<R$ для попутного и $r_в>R$ для встречного фрезерования (рис. 1).

Основные функциональные зависимости устанавливаются в общем виде с использованием комплекса безразмерных параметров.

Для их формирования основные переменные режимные параметры С – подача на режущий элемент и h – глубина фрезерования режущий элемент (в горизонтальном фрезеровании, а в вертикальном – координаты узловых точек $К_1$ и $К_3$) относятся к постоянному конструктивному параметру *R* – радиусу рабочего органа по концам режущих элементов.

Относительная подача на нож A=C/R.

Относительная глубина (ширина) фрезерования B=h/R.

Относительный радиус кривизны траектории движения ρ=r/R.

Комбинированный метод является универсальным для расчета кинематических параметров не только вертикального, но и горизонтального способа фрезерования.

Горизонтальное фрезерование осуществляется при значениях $B_ф > B_i$.

При этом поверхностное фрезерование определено условием $B_ф < A_i$, а глубокое $B_ф > A_i$.

При встречном фрезеровании $B_в = 0$, при попутном следует принимать $B_п = 0$. Здесь $B_ф = h_ф/R$, $B_в = h_в/R$, $B_п = h_п/R$.

В случае же вертикального фрезерования $B_ф = 2$ [4].

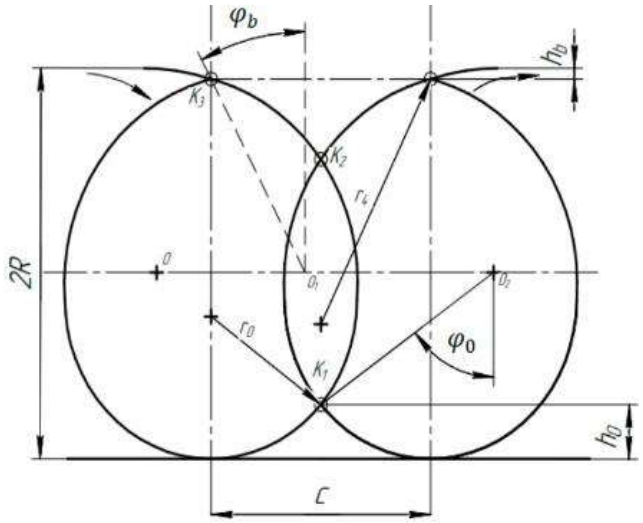


Рис. 1. Параметры траектории движения режущего элемента

Таким образом, переменным параметром является ширина резания B_c.

Выбор рациональных параметров и режимов определен условием $B_н = B_c$ где $B_н$ – ширина режущего элемента.

При $B_н < B_c$ c наблюдаются технологические пропуски фрезерования.

Если $B_н > B_c$, то при фрезеровании будет наблюдаться чрезмерное измельчение слоя торфяной залежи, возрастут затраты энергии на трение режущего элемента о поверхность залежи и сфрезерованную крошку.

В связи с трудностью расчета зон пропусков фрезерования аналитическим методом, предпочтение при моделировании режимов работы вертикально-фрезерующих устройств отдается алгоритмическим методам с применением вычислительных программ и ЭВМ.

Максимизация функции $B_c = f(A,z) \rightarrow max$ при заданном числе режущих элементов на рабочем органе обеспечивает минимальные затраты энергии на фрезерование, способствует увеличению производительности фрезерующего устройства.

Реализация данной задачи проводилась при помощи разработанного авторами комплексного алгоритма оптимизации параметров и режимов работы фрезерующих устройств, который, позволяет решать аналогичные задачи для различных методов фрезерования, включая вертикальный, горизонтальный, глубокий, поверхностный и др. [5 – 8].

Параметр B_c определяет фактически степень измельчения фрезеруемого слоя торфяной залежи.

Интенсивность измельчения возрастает с ростом z и уменьшением A.

Список литературы

1. Стандарт предприятия. Устройства для фрезерования торфяной залежи. Основные кинематические параметры и методы расчета. СТП 214-1-52-80. Л.: ВНИИТП, 1980. 28 с.
2. Зюзин Б.Ф. Общая теория кинематики фрезерующих устройств. Монография. Калинин: КПИ, 1990. 208 с. Деп. в ЦБНТИ МТП РСФСР 11.04.90.
3. Зюзин Б.Ф. Научные основы стружкообразования при фрезеровании торфяной залежи. Автореферат докт. дисс. Тверь: ТвПИ, 1992. 41 с.
4. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Аввакумов А.О., Калашникова О.А. Методы вертикального фрезерования торфяной залежи. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XIX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 2021. С. 46 – 49.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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 622.331

СТРУКТУРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОРГАНОМИНЕРАЛЬНЫХ ГРУНТОВ

Б.Ф. Зюзин[1], А.И. Жигульская[2], А.С. Сергеева[3], Д.А. Малышев[4],
Тверской государственный технический университет,
[1] д.т.н., профессор, [2] к.т.н., доцент кафедры, [3] аспирант кафедры, [4]магистрант кафедры

Показана связь водно-физических свойств органоминеральных грунтов со структурными их характеристиками. Систему организации структуры материалы отражает показатель фрактальной ее размерности. Приведены фактические данные фрактальной размерности D для структур верхового и низинного типов торфов. Дан анализ физического процесса набухания и сорбции влаги торфом.
Ключевые слова: *органоминеральные грунты, фрактальная размерность, сорбция влаги, набухание.*

STRUCTURAL CHARACTERISTICS OF ORGANOMINERAL SOILS

B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskaya, A.S. Sergeeva, D.A. Malyshev,

The connection of the water-physical properties of organomineral soils with their structural characteristics is shown. The system of organization of the materials structure reflects the indicator of its fractal dimension. The actual data of the fractal dimension D for the structures of the upper and lowland types of peat are presented. The analysis of the physical process of swelling and sorption of moisture by peat is given.
Key words: *organomineral soils, fractal dimension, moisture sorption, swelling.*

Организацию структуры материала можно характеризовать его фрактальной размерностью, численное значение которой показывает направление формирования структуры. При этом сама фрактальная размерность может принимать не только целочисленные значения, но и дробные в пределах $0<D<3$ [1]. Так, волокнистая структура материала формируется в пределах $0<D<1$. Ее можно представить в виде взаимодействующей совокупности отдельных частиц материала (рис. 1).



Рис. 1. Формирование линейной структуры

Поверхностная структура представляет собой своеобразную ткань, связанную из отдельных нитей при $1<D<2$ (рис. 2).

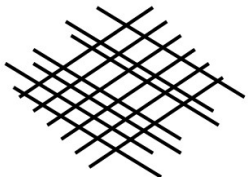


Рис. 2. Формирование поверхностной структуры

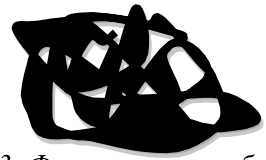


Рис. 3. Формирование объемной структуры

Объемная структура формируется в виде клубка нитей или скомканного листах. Ее можно сравнить со структурой сыра – объемного тела с дырками при 2< D<3 (рис. 3).

Критерий предельного равновесного состояния структурной системысвязан с фрактальной размерностью D следующей зависимостью [1]:

$$K_P=(1–D)/[D(1+D)].$$

Критерий имеет экстремум $K_P \rightarrow$ min при $D=\sqrt{2}+1=2{,}4142$ ...

Структура низинного торфа близка к предельно равновесному состоянию D = 2,4142 ..., тогда как фрактальная размерность для верхового торфа стремится к 2.

Если предположить, что структурные связи в торфе в горизонтальных плоскостях уравновешены за счет хаотического переплетения остатков растений-торфообразователей, протекающего в процессе заторфовывания, то будут уравновешены X=У=1, тогда можно оценить фрактальную размерность по взаимно перпендикулярным (декартовым, рис. 4) координатам как сумму составляющих D=X+У+Z, при X=У=1, Z=D – 2.

Тогда для низинного типа торфа $Z=D–\sqrt{2}=\sqrt{2}–1$, а для верхового – $Z\rightarrow 0$. На рис. 4 показаны модельные схемы отображения особенностей строения структуры различных торфов.

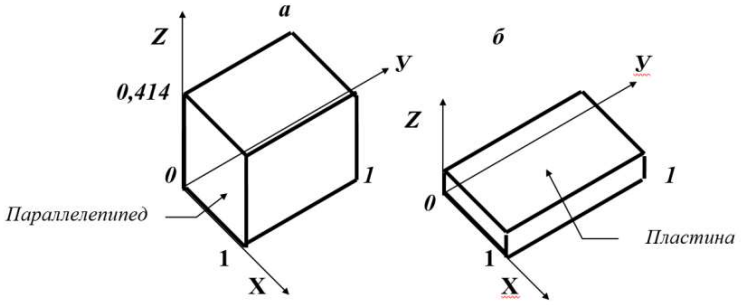


Рис. 4. Структурные схемы низинного (а) и верхового (б) торфа

Здесь соотношение определяющих параметров структуры торфяных частиц представлено соответствующими координатами.

Обобщенным параметром может быть ребро куба d, эквивалентного параллелепипеду по поверхности [1] d=3XYZ /(XY+XZ+YZ).

Тогда для низинного торфа d=0,666; для верхового торфа $d\rightarrow 0$.

Реальная сорбционная способность верхового торфа выше за счет явления «набухания» структуры при взаимодействии с сорбируемыми веществами, что и увеличивает, соответственно фрактальную структуру до 20%, в зависимости от типа и вида исходного торфа (рис. 5).

Способность почвенных частиц к набуханию связана с гранулометрическим, минералогическим и химическим составом, а также с начальными плотностью и влажностью их.

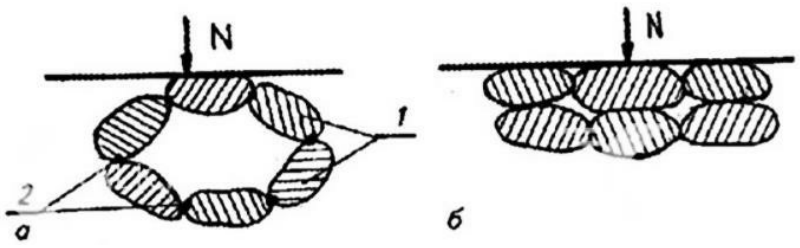


Рис. 5. Модель набухания верхового торфа:
а – увлажненный торф; б – сухой торф; 1 – твердые частицы; 2 – структурные связи

В естественной среде – болоте торф набухает очень слабо, потому что он и так полностью насыщен водой. Но после высыхания способность торфа набухать возрастает очень сильно. Чем выше степень разложения, плотность и степень пористости активной, тем ниже водопроницаемости. У низинных торфов, претерпевших сильное разложение, параметры водопроницаемости близки к глине. Верховой торф, который разложился слабо, приближается по этим параметрам к песку.

Грунт набухающий – грунт, который при замачивании водой или другой жидкостью увеличивается в объеме и имеет относительную деформацию набухания (в условиях свободного набухания) – e_{sw}>=0,04.

Относительная деформация набухания без нагрузки – $e_{sw,}$ д.е. – отношение увеличения высоты образца грунта после свободного набухания в условиях невозможности бокового расширения к начальной высоте образца природной влажности (определяется по ГОСТ 24143). Впитывание влаги при контакте торфа происходит с одновременным его набуханием. Скорость поглощения воды с течением времени снижается.

Зависимость влагосодержания торфяного образца от продолжительности намокания t (по В.Г. Горячкину и С.А. Сидякину) $W=W_H+at/(b+t)$, где W_H – начальное влагосодержание торфа, а и b – постоянные, не зависящие от времени t и начальной влажности торфа.

Скорость набухания торфа определяется уравнением (по Л.С. Амаряну, Е.Т. Базину, И.И. Лиштвану) $dW/dt = K(W_T–W_H)$, где К – константа набухания. Процесс набухания протекает в две стадии с различными константами К, приведенные в табл. 3 для магелланикум торфа со степенью разложения 10%. Быстрое поглощение влаги макроструктурой характеризуется константой K_1, дальнейшее медленное набухание микроструктуры – K_2.

Таблица 3. Константы набухания

Начальная влажность, %	K_1	K_2
84,9	20,7	0,124
77,9	12,0	0,128
70,4	5,38	0,124
55,5	5,04	0,123

27,1	5,13	0,138

При этом по данным табл. 3 минимальные значения констант находятся в области полной водонасыщенности торфа при $W_H \approx 57…58\%$.

Исследования И.И.Лиштвана и Н.Т.Короля [2] по изучению связанной воды в торфе тензометрическим и радиоизотопными методами показали, что содержание физико-химической связанной воды $W_{св}$ мало зависит от состава и структуры торфа и колеблется от 50 до 60%.

Содержание $W_{св}$, по данным многочисленных опытов Л.С. Амаряна, при обезвоживании торфяной массы малой навески и свободном растекании по поверхности фильтра [3], обеспечивающего отжатие всех форм свободной и слабосвязанной воды, кроме физико-химической связанной, составляет для слабо-, средне- и сильноразложившихся видов торфа соответственно 55,3; 58,0; 59,9% при среднем значении 57,2%.

Неоднородность структуры материалов имеет фрактальный характер [4]. Такой подход позволяет учесть структурную неоднородность при определении закона распределения основных структурных элементов.

Естественным следствием неоднородности структуры является неоднородность физико-химических свойств агрегатов торфяных систем, которая проявляется при наложении даже однородных воздействий или полей.

Из всех существующих теорий в настоящее время только теория фракталов имеет возможность описывать переходные структурные состояния, что позволяет положить ее в основу метода описания структурных характеристик (например, прочности) системы.

Список литературы

1. Богатов Б.А. Проявление масштабного фактора в фрактальных структурах типа торфа // Изв. вузов. Горный журн. 1992. № 7. С. 32 – 35.
2. Богатов Б.А., Зюзин Б.Ф., Миронов В.А., Лотов В.Н. Прогнозирование предельных состояний в нелинейной геомеханике. Монография. Минск: ОО Белорусская горная академия, 2000, 340 с.
3. Зюзин Б.Ф., Гамаюнов С.Н. Моделирование сорбционных процессов. Материалы науч.-практ. конф.: «Торфяная отрасль России на рубеже XXI века: проблемы и перспективы». Тверь: ТвГТУ, 1999. Ч.II. С.33 – 36.
4. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Юдин С.А. Механика торфа и торфяной залежи: учебное пособие / под ред. профессора Б.Ф. Зюзина. Тверь: ТвГТУ, 2020.112 с.

УДК 621.879.3

К ИЗУЧЕНИЮ ШАРНИРНЫХ УГЛОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.[1] к.т.н.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ;

Представлены новые результаты в части исследования геометрических свойств рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов. Вводится двенадцать параметров, с помощью которых можно анализировать соотношения и поведение шарнирных углов разных гидравлических экскаваторов. Для тридцати четырех различных машин приведены численные значения предложенных показателей. По мере накопления статистических данных показатели могут быть использованы для оценки эффективности рабочего оборудования и/или машин в целом как при эксплуатации, так и в рамках проектирования.
***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; геометрические свойства рабочего оборудования; шарнирные углы*

TO STUDY THE HINGE ANGLES OF THE WORKER HYDRAULIC EXCAVATOR EQUIPMENT

Pobegailo P.A.

In this paper, its author presents new results regarding the study of the geometric properties of the working equipment of hydraulic excavators. In other words, in this work we introduce twelve parameters with the help of which it is possible to analyze the ratios and behavior of the hinge angles of different hydraulic excavators. For thirty-four different machines, numerical values of the proposed indicators are given in this paper. With the accumulation of statistical data, these indicators can be used to assess the effectiveness of working equipment and/or machines as a whole, both during operation and within the framework of design.
***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; geometric properties of working equipment; hinge angles*

Введение. Рабочее оборудование (РО) одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) состоит из трёх последовательно соединенных между собой вращательными шарнирами [1 и др.] (пары V класса) звеньев (стрела, рукоять, ковш). Стрела прикреплена к поворотной платформе также через вращательный шарнир. Эти три звена могут поворачиваться относительно друг друга и базы машины, причём все перемещения звеньев РО осуществляются в одной плоскости. Углы поворота стрелы относительно её пяты и рукояти относительно стрелы всегда меньше π (хотя известны проекты ОГЭ с большим значением угла поворота рукояти). Угол поворота ковша относительно рукояти всегда меньше 2π (эти три угла будем назвать далее шарнирными углами [2 и многие др.]). Почти всегда традиционное РО ОГЭ имеет три степени свободы. При этом разные кинематические схемы РО получаются в основном через применение различных вариантов установки рабочих гидроцилиндров, осуществляющих перемещение элементов РО (что иногда требует еще и добавления новых механических связей).

РО ОГЭ может быть рассмотрено как типичный плоский трехзвенный манипулятор. Значительный интерес представляет сопоставление численных значений указанных шарнирных углов между собой для разных ОГЭ (и РО), которые потенциально позволяют оценивать их эффективность (качество) в рамках геометрического анализа РО [3-10 и многие др.].

Отметим, что уже было введено понятие об идеальном и реальном РО [7, 10] – где первое рассматривалось в том смысле, что все три шарнирных угла могли существовать без ограничений на допустимые численные значения, в диапазоне от нуля и до 2π. Такое РО рассматривалось нами как некоторый эталон. Мы будем использовать два этих понятия ниже.

Для сравнения РО и/или ОГЭ межу собой, для оценки их эффективности (качества), можно ввести некоторые параметры, которые определяются соотношениями вида:

$$K_1 = \frac{\Delta\alpha \cdot \Delta\beta}{(2\pi)^2}, \quad (1)$$

$$K_2 = \frac{\Delta\alpha \cdot \Delta\gamma}{(2\pi)^2}, \quad (2)$$

$$K_3 = \frac{\Delta\beta \cdot \Delta\gamma}{(2\pi)^2}, \quad (3)$$

$$K_4 = \frac{\Delta\alpha \cdot \Delta\beta \cdot \Delta\gamma}{(2\pi)^3}, \quad (4)$$

$$K_{11} = 4 \cdot K_1, \quad (5)$$

$$K_{22} = 2 \cdot K_2, \quad (6)$$

$$K_{33} = 2 \cdot K_3, \quad (7)$$

$$K_{44} = 4 \cdot K_4, \quad (8)$$

$$K_{111} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\beta}, \quad (9)$$

$$K_{222} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\gamma}, \quad (10)$$

$$K_{333} = \frac{\Delta\beta}{\Delta\gamma}, \quad (11)$$

$$"WURF" = \frac{(\Delta\alpha + \Delta\beta) \cdot (\Delta\beta + \Delta\gamma)}{\Delta\beta \cdot (\Delta\alpha + \Delta\beta + \Delta\gamma)}, \quad (12)$$

где $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ - численные значения диапазонов существования шарнирных углов стрелы, рукояти и ковша.

Первые четыре параметра имеют отношение к идеальному РО. При этом в физическом смысле тут речь идёт об оценке используемой площади

и объема (формула (4)) некоторого "фазового" пространства образуемого углами $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ и $\Delta\gamma$ - которые в данном случае существуют в указанном выше диапазоне (для каждой из формул "фазовое" пространство своё). Вторая четверка параметров имеет отношение к реальному РО с тем же физическим смыслом и своими диапазонами существования. Оставшиеся параметры сконструированы нами искусственно - по аналогии с линейными мерами РО [6, 9, 11 и др.].

Заметим, что в формулах 1-12 нами опущен перевод получаемых численных значений в проценты. В таблице представлены численные значения введенных нами выше параметров для разных ОГЭ, с различным РО. Причем машины с первой по четырнадцатую это прямые лопаты. А остальные - обратные. При этом машины с первой по четвертую оборудованы кинематической схемой РО с индивидуальным независимым приводом поворота стрелы, рукояти и ковша [12, 13 и др.].

Отличием РО пятого экскаватора ЭГ-12 от первой группы машин является использование в механизме привода ковша шестизвенного плоского механизма вместо четырехзвенного. Машины с шестой по двенадцатую оборудованы кинематической схемой РО с зависимым приводом ковша [12, 13 и др.]. Следующие два экскаватора это строительные прямые лопаты, имеющие некоторую специфику в которую мы сейчас вдаваться не будем. Далее идут машины с традиционной обратной лопатой и с моноблочной стрелой (представлены машины как наши, так и зарубежные). Они отличаются лишь временем свого появления на свет (экскаваторы с двадцатого и по двадцать шестой включительно - оснащены удлиненным РО).
При этом можно, с некоторой допустимой грубостью, определить границы диапазонов введенных выше двенадцати параметров для разных групп и видов РО. Поведение значений "вурфа" полезно оценивать также как и в работе [9 и др.] для линейных параметров РО.

По мере накопления статистического материала, предложенные двенадцать параметров, могут быть использованы для оценки эффективности (качества) РО и/или ОГЭ на этапе проектирования и/или при эксплуатации. Может быть поставлен также и вопрос о новых видах классификации РО.

Заключение. Введены двенадцать параметров, позволяющих получать некоторые численные оценки различного РО ОГЭ, связанные с шарнирными углами РО [2 и др.]. Практическое применение введенных параметров - как на стадии проектирования, так и в рамках эксплуатации горных машин возможно по мере накопления статистического материала и уточнения их физического смысла.

Исследования геометрических свойств РО ОГЭ дополняют и расширяют многие работы, в том числе труды уральской научной школы А.П. Комиссарова [11, 14 – 17 и многие др.].

Таблица

К исследованию шарнирных углов

Номер	Марка	K1	K2	K3	K4	K11	K22	K33	K44	K111	K222	K333	ВУРФ
1	ЭГ-12А	2,944444	3,435185	4,666667	0,687037	11,77778	6,87037	9,333333	2,748148	0,736111	0,630952	0,857143	1,295853
2	ЭГ-20	3,666667	4,939815	5,388889	0,987963	14,66667	9,87963	10,77778	3,951852	0,916667	0,680412	0,742268	1,378369
3	ЭГ-6	4,815586	5,181327	5,181327	1,137013	19,26235	10,36265	10,36265	4,548054	1	0,929412	0,929412	1,349794
4	P&H1550	3,208333	4,291667	6,119599	0,91794	12,83333	8,583333	12,2392	3,671759	0,701299	0,524272	0,747573	1,308691
5	ЭГ-12	2,282407	5,509259	6,265432	0,887603	9,12963	11,01852	12,53086	3,550412	0,87931	0,364286	0,414286	1,494391
6	ЭГ-6М	5,698056	7,239653	7,523056	1,761649	22,79222	14,47931	15,04611	7,046595	0,962329	0,757412	0,787062	1,378203
7	ЭГ-10	3,472222	5,555556	6,944444	1,157407	13,88889	11,11111	13,88889	4,62963	0,8	0,5	0,625	1,376471
8	ЭГ-15	3,888889	6,018519	8,425926	1,404321	15,55556	12,03704	16,85185	5,617284	0,714286	0,461538	0,646154	1,338895
9	ЭГ-6	3,796296	5,37037	7,339506	1,223251	15,18519	10,74074	14,67901	4,893004	0,731707	0,517241	0,706897	1,328985
10	ЭГ-8	3,703704	6,222222	7,291667	1,296296	14,81481	12,44444	14,58333	5,185185	0,853333	0,507937	0,595238	1,405736
11	ДТЭ-1200	5,08179	8,79321	10,57562	2,173877	20,32716	17,58642	21,15123	8,695508	0,831461	0,480519	0,577922	1,403927
12	300МН	4,675972	5,949074	6,064815	1,298881	18,70389	11,89815	12,12963	5,195525	0,980916	0,771	0,786	1,38362
13	ЭО-3224-3	2,951389	5,9375	11,21528	1,40191	11,80556	11,875	22,43056	5,607639	0,529412	0,263158	0,497076	1,300762
14	ЭО-5122В	7,253086	12,57716	11,82253	3,284036	29,01235	25,15432	23,64506	13,13615	1,06383	0,613497	0,576687	1,485726
15	ЭТО-4	7,361111	10,48611	12,35031	3,087577	29,44444	20,97222	24,70062	12,35031	0,849057	0,596026	0,701987	1,369474
16	ЭТО-8	6,643519	9,490741	12,15278	2,768133	26,57407	18,98148	24,30556	11,07253	0,780952	0,546667	0,7	1,347605
17	ЭО-5126	6,468364	10,63117	12,93673	2,982635	25,87346	21,26235	25,87346	11,93054	0,821782	0,5	0,608434	1,38976
18	ЭО-4224	10,81173	15,34568	16,83951	5,285734	43,24691	30,69136	33,67901	21,14294	0,91129	0,642045	0,704545	1,388346
19	ЭО-3224-1	12,3071	15,10802	19,91512	6,085177	49,2284	30,21605	39,83025	24,34071	0,758621	0,617978	0,814607	1,311858
20	ЭО-5122А	8,027006	12,15741	12,39815	3,478369	32,10802	24,31481	24,7963	13,91348	0,980583	0,647436	0,660256	1,424919
21	ЭО-5122А-1	8,027006	12,46914	12,71605	3,567558	32,10802	24,93827	25,4321	14,27023	0,980583	0,63125	0,64375	1,431025
22	ЭО-5122А-2	10,53241	14,58333	18,05556	5,266204	42,12963	29,16667	36,11111	21,06481	0,807692	0,583333	0,722222	1,350324
23	ЭО-5122С	8,104938	11,84568	12,19753	3,422085	32,41975	23,69136	24,39506	13,68834	0,971154	0,664474	0,684211	1,413488
24	ЭО-4121В	7,688272	10,73457	12,10494	3,160734	30,75309	21,46914	24,20988	12,64294	0,886792	0,635135	0,716216	1,377142
25	ЭО-3224-2	10,14321	14,28395	17,36049	5,015254	40,57284	28,5679	34,72099	20,06102	0,822785	0,58427	0,710112	1,358608
26	ЭО-3224-4	10,68133	14,97068	17,4429	5,281323	42,72531	29,94136	34,8858	21,12529	0,858268	0,61236	0,713483	1,369014
27	РС-7000	4,867284	8,679012	9,478395	2,000995	19,46914	17,35802	18,95679	8,003978	0,915663	0,513514	0,560811	1,441427
28	300МН	6,249228	10,02623	10,25154	2,534409	24,99691	20,05247	20,50309	10,13764	0,978022	0,609589	0,623288	1,43801
29	ДТЭ-1200	7,777778	11,40741	12,47685	3,32716	31,11111	22,81481	24,9537	13,30864	0,914286	0,623377	0,681818	1,39662
30	ЭТО-150	7,013889	8,125	9,118056	2,279514	28,05556	16,25	18,23611	9,118056	0,891089	0,769231	0,863248	1,338498
31	ЭОВ4221	7,678241	10,90741	12,54938	3,241924	30,71296	21,81481	25,09877	12,9677	0,869159	0,611842	0,703947	1,375319
32	ЭОВ33211-1	8,170139	12,56944	16,25	4,085069	32,68056	25,13889	32,5	16,34028	0,773504	0,502778	0,65	1,359305
33	ЭОВ33211-2	7,854167	12,08333	16,25	3,927083	31,41667	24,16667	32,5	15,70833	0,74359	0,483333	0,65	1,348558
34	ЕК-18	9,53233	14,40934	14,57886	4,474899	38,12932	28,81867	29,15772	17,8996	0,988372	0,653846	0,661538	1,426872

Список литературы

1. Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Основы управления манипуляционными роботами. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 480 с.
2. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов. – М.: Наука, 1991. – 232 с.
3. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
4. 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.
5. Побегайло П.А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 2, с. 143 - 147.
6. Митрев Р., Побегайло П.А. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209 - 215.
7. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.
8. Побегайло П.А. Исследование пропорций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2016, № 5, с. 107 - 114.
9. Побегайло П.А. Исследование ряда геометрических свойств идеального и реального рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы, как катализатор роста экономики государства»: Международная научно-практическая конференция / СФУ. Красноярск, 2016. с. 73 - 78.
10. Штейнцайг В.М. Интенсификация открытых горных работ с применением мощных карьерных одноковшовых экскаваторов. М.: Наука, 1990. 142 с.
11. Комиссаров А.П. и др. Оценка энергетических параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Тяжелое машиностроение. 1991. № 8. с. 6 – 7.
12. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Повышение энергетической эффективности гидравлических карьерных экскаваторов // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2001, № 12. с. 118 – 124.
13. Комиссаров А.П. Формирование энергозатрат в гидравлических карьерных экскаваторах // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2001, № 12. с. 110 – 114.
Комиссаров А.П., Суслов Н.М. Выбор параметров рычажно-гидравлических механизмов горных машин // Горные машины и автоматика. 2002. № 11. с. 23 – 26.
14. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование механизма рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2005, № 20. с. 21 – 27.
15. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8 с. 20 – 24.
16. Комиссаров А.П. и др. Соотношения активных и реактивных нагрузок в механизмах рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. с. 7 - 10.
17. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. с. 3 – 8.

УДК 621.879.3

О НЕКОТОРЫХ ОЦЕНКАХ КАЧЕСТВА МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КОВША ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ПРЯМОГО КОПАНИЯ

Побегайло П.А.[1], к.т.н.**; Комиссаров А.П.** [2] проф., д.т.н.; **Крицкий Д.Ю.** [3] инж.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ;
[2] - УГГУ, Екатеринбург, РФ; [3] - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

Кратко представлены некоторые результаты, полученные её авторами при анализе механизмов привода ковша гидравлических экскаваторов прямого копания. Введены показатели качества (эффективности) рассматриваемого механизма и машины в целом, и, в частности, силовой и кинематической передаточным функциям. Результаты могут быть полезны как при проектировании, так и при эксплуатации одноковшовых гидравлических экскаваторов.
***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; механизм привода ковша; исполнительный механизм; показатели качества; передаточные функции*

ABOUT SOME ASSESSMENTS OF THE QUALITY OF THE BUCKET DRIVE MECHANISM OF A HYDRAULIC EXCAVATOR

Pobegailo P.A. , Komissarov A.P. , Kritckij D.Y.

This paper briefly presents some previously unpublished results obtained by its authors when analyzing the bucket drive mechanisms of hydraulic excavators of direct digging. At the same time, now the main attention has been paid to the introduction of quality indicators (efficiency) of the mechanism under consideration and the machine as a whole, and in particular, power and kinematic transfer functions. The results presented by us can be useful both in the design and in the operation of hydraulic excavators.
***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; bucket drive mechanism; actuating mechanism; quality indicators; transfer functions*

Введение. Статья посвящена анализу нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов, опираясь на ранее опубликованные статьи, где речь идет о механизме привода ковша прямых лопат [1 - 11 и др.].

Введены некоторые полезные для проектировщика локальные оценки (параметров) качества (эффективности) указанного механизма (и экскаватора в целом). Показано, как определить большую часть необходимых при этом дополнительных характеристик, опираясь на публикацию [12].

Расчетная схема представлена на рисунке 1.

Для справки отметим, что понятие передаточных функций того вида, что мы рассматриваем ниже известно уже очень давно – пожалуй, что от работ тридцатых годов прошлого века профессора Х.Ф. Кетова. Некоторые полезные сведения на этот счет все интересующиеся могут найти во многих литературных источниках, например, в [12 - 21]. Любопытны и некоторые труды таких известных специалистов, как Шебанов В.Т., Ванторин В.Д., Цейтлин Я.М. и Тышкевич В.А.

Активное усилие на штоках гидроцилиндров привода ковша может быть определено из соотношения вида:

$$(P_{ГЦ})_K^A = s \cdot P_{AKT}^{K\max} \cdot \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot \eta_{ГЦ}, \quad (1)$$

где s - число гидроцилиндров в механизме привода ковша; $P_{AKT}^{K\max}$ - активное давление в гидравлической системе; D_K - диаметр поршня гидроцилиндра привода ковша; $\eta_{ГЦ}$ - механический коэффициент полезного действия гидроцилиндра, учитывающий потери на трение.

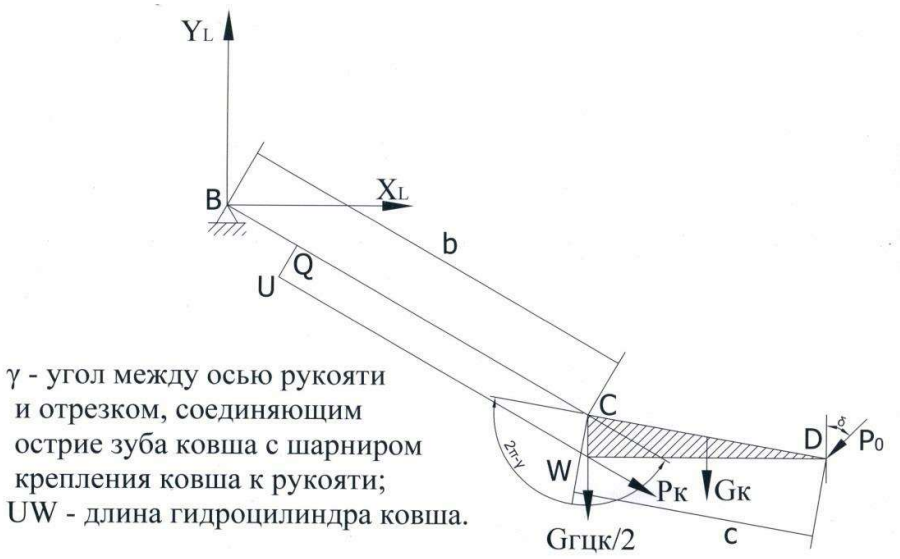


Рис. 1 Расчетная схема

Это усилие "является" теоретическим силовым потенциалом экскаватора (на механизме привода ковша) и оно постоянно в рамах статической постановки задачи.

Плечо усилия, развиваемого гидроцилиндрами привода ковша относительно шарнира C определяется так:

$$h_K = \sqrt{CW^2 - \left[\frac{CW^2 + UW^2 - UC^2}{2 \cdot UW}\right]^2}, \quad (2)$$

где все условные обозначения ясны из рисунка 1.

Заметим, что параметр UC может быть определен по формуле:

$$UC = \sqrt{QU^2 + (b - BQ)^2}. \quad (3)$$

Активный момент копания, развиваемый механизмом привода ковша, может быть, в свою очередь, определен из равенства:

$$(M_{ГЦ})_K^A = (P_{ГЦ})_K^A \cdot h_K. \quad (4)$$

Для удобства далее обозначим момент и усилие M_K^A и P_K^A соответственно.

Скорость поршней гидроцилиндров привода ковша определяется с использованием известного соотношения:

$$(V_{ПГЦ})_K^A = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot D_K^2} \approx \frac{4 \cdot \eta}{\pi \cdot D_K^2} \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_{CP})}\,, \quad (5)$$

где Q - суммарная подача насосов без учета объемных потерь рабочей жидкости (расшифровку остальных параметров сейчас не даём, отсылая всех интересующихся к соответствующей литературе по гидравлическому приводу).

Угловая скорость поворота ковша:

$$\omega_K = \frac{(V_{ПГЦ})_K^A}{h_K}\,. \quad (6)$$

На рисунке 2, для примера, показан характер изменения угловой скорости поворота ковша экскаватора ЭГ-12А (очевидно, что меняя подачу насосов мы можем получить набор таких характеристик формирующих скоростное поле механизма).

Линейная скорость зубьев ковша:

$$V_D = \omega_K \cdot c\,. \quad (7)$$

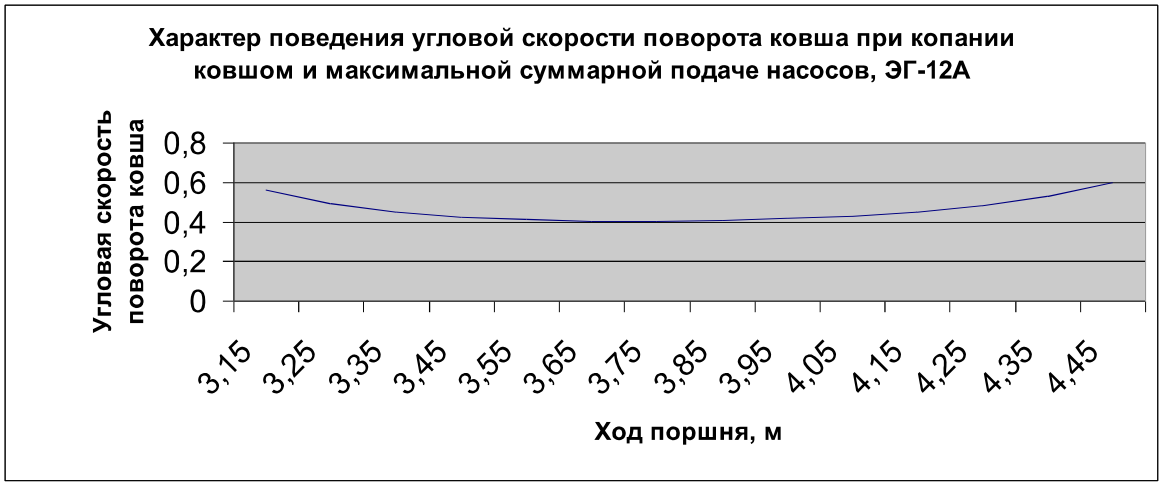


Рис. 2 Изменение угловой скорости поворота ковша ЭГ-12А

Зная скорость движения зубьев ковша можно ввести кинематическую передаточную функцию вида:

$$i_K = \frac{V_D}{(V_{ПГЦ})_K^A}\,. \quad (8)$$

Функция показывает как конструкция механизма привода ковша и гидравлической системы сказывается на скоростном потенциале экскаватора. На рисунке 3, для иллюстрации, показан характер поведения этой передаточной функции (для ЭГ-12А).

Время поворота ковша можно определить по формуле:

$$T_K = \frac{\Delta PV}{(V_{ПГЦ})_K^A}\,, \quad (9)$$

где ΔPV - полный ход поршня гидроцилиндров привода ковша.

Усилие P_0 на зубьях ковша, без учёта момента сопротивления, оценивается так (при его перпендикулярном положении относительно радиуса копания):

$$(P_0)_1 = \frac{M_A^K}{c}. \tag{10}$$

Это усилие "является" фактическим силовым потенциалом экскаватора (на механизме привода ковша) без учета момента сопротивления.

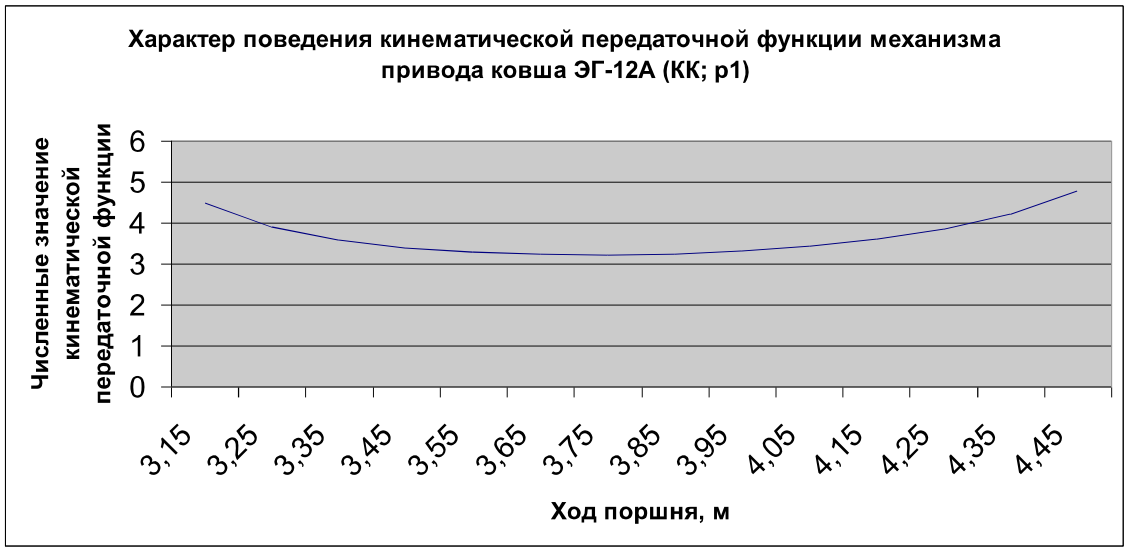


Рис. 3 Поведение кинематической передаточной функции механизма привода ковша ЭГ-12А

Первое "силовое" передаточное отношение:

$$i_1 = \frac{(P_0)_1}{P_K^A}. \tag{11}$$

Это отношение показывает степень падения силового потенциала машины при переходе силового потока от гидроцилиндров к ковшу. В свою очередь, усилие P_0, с учётом момента сопротивления в приводе поворота ковша $(M_C)_K$, оценивается так:

$$(P_0)_2 = \frac{M_A^K + (M_C)_K}{c}. \tag{12}$$

Это усилие "является" фактическим силовым потенциалом экскаватора (на механизме привода ковша) с учетом момента сопротивления.

Тогда, второе "силовое" передаточное отношение:

$$i_2 = \frac{(P_0)_2}{P_K^A}. \tag{13}$$

И это отношение тоже показывает степень падения силового потенциала машины при переходе силового потока от гидроцилиндров к ковшу при учёте момента сопротивления. Рисунки 4 и 5 иллюстрируют поведение параметров $(P_0)_2$ и i_2 на примере экскаватора ЭГ-12А.

Коэффициент динамичности будем определять как отношение максимального значения усилия на зубьях ковша к его среднему значению:

$$K_{Д} = \frac{(P_0)^{MAX}}{\overline{P_0}}. \quad (14)$$

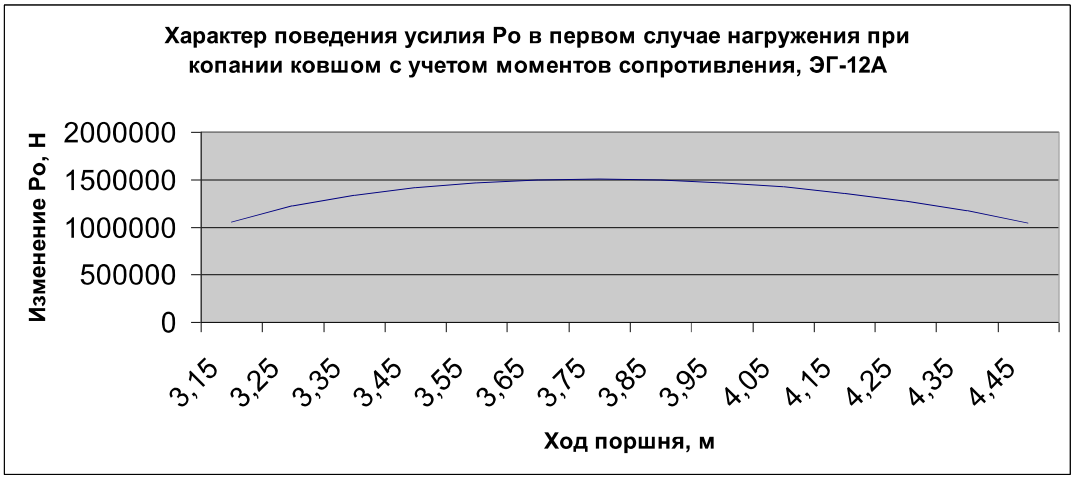


Рис. 4 Изменение усилия на зубьях ковша

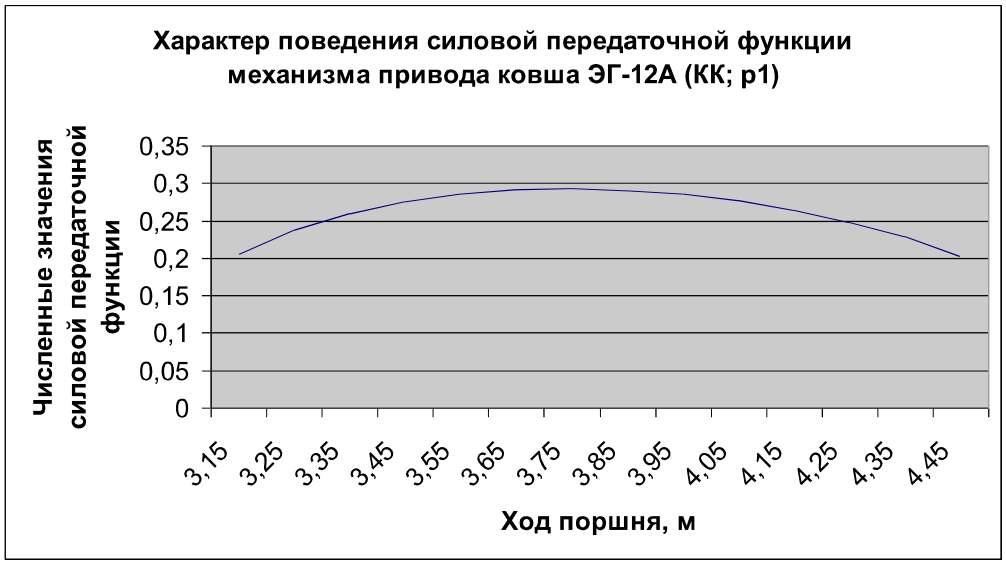


Рис. 5 Изменение силовой передаточной функции

Коэффициент асимметрии будем определять как отношение максимального значения усилия на зубьях ковша к его минимальному значению:

$$K_{A} = \frac{(P_0)^{MAX}}{(P_0)^{MIN}}. \quad (15)$$

Значение "относительной" характеристики гидроцилиндра суть отношение конечной длины цилиндра к начальной:

$$K_{ГЦ}^{O} = \frac{(\Delta PV)^{MAX}}{(\Delta PV)^{MIN}}. \quad (16)$$

Кроме указанных выше критериев оценки качества механизма привода ковша мы введем еще несколько. Первый - традиционный для дисциплины ТММ - т.н. коэффициент неравномерности движения. Он имеет вид:

$$K_{H1} = \frac{\omega^{MAX} - \omega^{MIN}}{\overline{\omega}}. \quad (17)$$

По аналогии с крайним критерием введем еще и коэффициент неравномерности нагруженности. Он имеет вид:

$$K_{H2} = \frac{(P_0)^{MAX} - (P_0)^{MIN}}{\overline{P_0}}. \quad (18)$$

Условные обозначения в формуле 17 - экстремальные значения угловой скорости поворота ковша в числителе и среднее значение этой скорости в знаменателе. В формуле 18 все аналогично с тем изменением, что вместо скорости речь идёт о максимально реализуемом усилии.

Во многих работах (см. например [15]) для механизмов с качающимися гидроцилиндрами предложена еще одна передаточная функция, иногда записываемая так:

$$i_3 = \frac{\omega_K}{(V_{ПГЦ})_K^A}. \quad (19)$$

На рисунке 6, для иллюстрации, показано поведение данной функции для механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А.

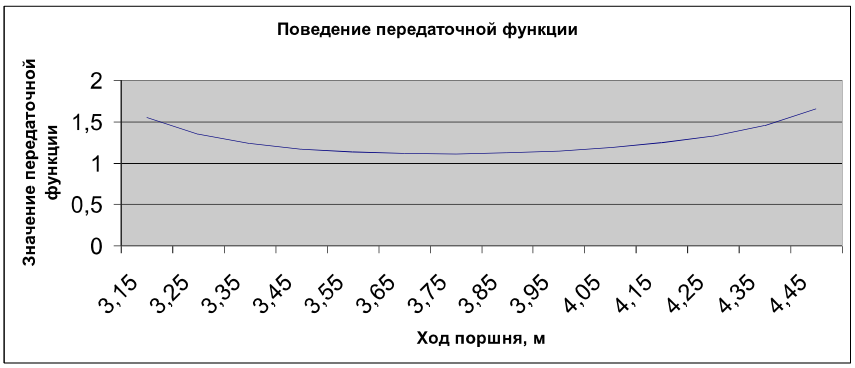


Рис. 6 Характер изменения передаточной функции из соотношения 19

Кроме этого, определенный практический интерес представляет определение площади (или даже объема), которую занимает механизм привода ковша с учетом его экстремальных положений (это полезно делать с точки зрения уточнения условий транспортирования, хранения и эксплуатации экскаватора; при проектировании это может накладывать дополнительные ограничения, требующие своего учёта).

Заключение. Настоящая работа продолжает цикл трудов, посвященных исследованию нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов [1 - 11 и др.]. Введено несколько полезных для проектировщика и инженера по эксплуатации параметров (характеристик), которые позволя-

ют оценивать различные грани качества (эффективности) указанного механизма. Впервые в нашей стране показан реальный характер поведения силовых и кинематических передаточных функций для конкретного гидравлического экскаватора прямого копания, что продолжает и дополняет работы как некоторых советских специалистов [13, 17 и др.], так и труды уральской научной школы [18 - 21 и др.].

Список литературы

1. Побегайло П.А. О формировании и оценке вектора силы сопротивления грунта копанию на зубьях ковша мощного карьерного гидравлического экскаватора прямого копания // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: VI Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2008. с. 73 – 78, 110.
2. Побегайло П.А. Об одной формуле, применяемой при оценке нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: IX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. 2011. с. 402 – 411
3. Побегайло П.А., Крикун А.В., Побегайло А.П. Расчёт нагруженности мощного одноковшового гидравлического экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: сб. докладов XI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2013. с. 113 – 117.
4. Побегайло П.А. Исследование нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов // Проблемы механики современных машин: материалы VII международной конференции. В 2 томах. Т. 1. Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2015. с. 301 – 304.
5. Побегайло П.А. Направление вектора Ро при оценке нагруженности гидравлического экскаватора // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2017. с. 317 – 319.
6. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю. Исследование процесса копания ковшом на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А: анализ нагруженности // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 86 – 90.
7. Побегайло П.А., Смоляницкий Э.А., Крицкий Д.Ю. К вопросу о выборе рациональных параметров привода ковша // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 91 – 93.
8. Побегайло П.А. Одноковшовые гидравлические экскаваторы: локальные показатели качества рабочего оборудования при проектировании на этапе анализа нагруженности // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 263 – 267.
9. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю. Исследование механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 268 – 276.
10. 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.

11. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.
12. Нахапетян Е.Г. Определение критериев качества и диагностирование механизмов. М.: Наука, 1977. 140 с.
13. Вульфсон И.И. Динамические расчёты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 328 с.
14. Семенов М.В. Кинематические и динамические расчёты исполнительных механизмов. Л.: Машиностроение, 1974. 432 с.
15. Черкудинов С.А. Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. М.: Изд-во АН СССР, 1959. 324 с.
16. Карелин В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов: справочник. М.: Машиностроение, 1986. 184 с.
17. Тарасов В.Н., Смоляницкий Э.А. и др. Аналитический метод расчета кинематических и силовых параметров рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Статья в сб. «Строительные и дорожные машины», ЦНИИТЭстроймаш, № 1, 1971. с. 3 - 8.
18. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование механизма рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2005, № 20. с. 21 – 27.
19. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8 с. 20 – 24.
20. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. с. 10 - 15.
21. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. с. 3 – 8.

УДК 621.879.3

К ВОПРОСУ О СНИЖЕНИ ОБЪЕМА ВЫЧИСЛЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.[1] к.т.н.; **Крицкий Д.Ю.**[2] инж.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ;
[2] - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

Сформулирован и рассмотрен важнейший практический вопрос - о том, как снижать объем вычислений при проектировании и эксплуатации гидравлических экскаваторов. На примере анализа статической нагруженности экскаватора ЭГ-20 при работе его на уровне стоянки вдоль гусениц рассмотрена одна из возможных тут эвристик - не перебирать все возможные в той или иной точке рабочей зоны положения ковша (рабочего оборудования), а брать в оборот лишь его экстремальные положения, выбирая из двух получаемых чисел максимальное. Установлено, что такая эвристика может быть рекомендована к применению в рамках эксплуатации машин (в системе экспресс - диагностики), где ошибка до 20 % может быть признана удовлетворительной (допустимой).
Ключевые слова: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; нагруженность экскаватора; снижение объема вычислений; эвристики

THE QUESTION OF REDUCING THE VOLUME OF COMPUTATIONS WHEN ASSESSMENT OF THE LOAD OF HYDRAULIC EXCAVATORS

Pobegailo P.A.[1], , **Kritckij D.Y.**[2]
[1] - Independent researcher, Moscow, Russia;
[2] - JSC SUEK-Krasnoyarsk, Krasnoyarsk, Russia

In this work, its author formulated and considered in the first approximation the most important practical question - how to reduce the volume of calculations when designing and operating hydraulic excavators. At the same time, on the example of analysis of static loading of the excavator EG-20 when operating it at the level of parking along the tracks, one of the possible heuristics here is considered - not to take all the possible heuristics at one point or another of the working zone of the ladle position (working equipment), but to take into circulation only its extreme positions, choosing the maximum from the two obtained numbers. It has been found that this heuristic is not suitable for purely scientific work, but can be recommended for use within operation of machines, where an error of up to 20% can be considered satisfactory.
Keywords: hydraulic excavators; working equipment; excavator load; reduction in the volume of calculations; heuristics

Любое проектирование одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ), да и многие этапы их эксплуатации, не могут быть эффективно осуществлены без полномасштабного применения компьютерных технологий. При этом часто можно столкнуться со старой и вечной проблемой - диалектическим противоречием между точностью расчетов, их потребным объёмом и возможностями собственно имеющейся аппаратуры и программного обеспечения (также не следует забывать и о том, что способность человека воспринимать информацию ограничена).

Там где это допустимо и возможно в такой ситуации есть смысл искать эвристики, позволяющие обоснованно снижать объем и точность расчетов без потери их инженерной полезности и качества.

Проведем анализ статической нагруженности ОГЭ при работе на уровне стоянки машины, вдоль гусениц, на абсолютно ровном и жестком основании - во втором расчетном случае [1-8 и др.]. В качестве объекта исследования мы выберем сейчас экскаватор ЭГ-20.

Как показано в работах [1-8 и др.] в каждой точке рабочей зоны ОГЭ его ковш может занимать далеко не любое положение - почти всегда характеризуемое некоторым единственным интервалом. В среднем такой интервал для прямых лопат составляет 50-60 градусов.

В общем случае анализа статической нагруженности рабочая зона ОГЭ разбивается квадратной сеткой метр на метр (а если это возможно - 0,25 на 0,25 м). В каждой точке задача решается для всех возможных положений ковша (рабочего оборудования) с шагом не более одного градуса.

Из значительной гаммы потенциально полезных эвристик в этой ситуации привлекает внимание одна – ограничиться рассмотрением в каждой точке рабочей зоны (кроме граничных) двумя экстремальными положениями ковша, выбирая из двух полученных значений максимальное.

Для проверки допустимости такой эвристики получены графики, представленные на рисунках 1 и 2.

На рисунке 1 верхняя и нижняя линии (желтая и розовая) показывают экстремальные границы установки ковша во всех точках рабочей зоны ОГЭ ЭГ-20 на уровне стоянки машины. Третья линия (синяя) - расположенная между ними и часто сливающаяся с ними - это характеристика изменения значения угла, соответствующего положению ковша, когда в той или иной точке достигается максимальная нагруженность ОГЭ.

На рисунке 2 нижняя линия (желтая) показывает изменение усилия на зубьях ковша для правой (дальней) экстремальной границы положений коша; розовая линия показывает характер поведения усилия для второго - левого (ближнего) экстремального положения ковша. В свою очередь третья линия (самая верхняя) - это изменение значения максимального усилия.

На основании этих двух рисунков и полученных численных данных можно сказать следующее:

- для научных изысканий рассмотренная эвристика не подходит, т.к. в центральной части рабочей зоны ошибка составляет до 20 % от реального значения силы сопротивления грунта копанию при стопорении ковша;

- для практического применения, особенно в рамках разрабатываемой нами системы экспресс - диагностики карьерных экскаваторов, такая эвристика может быть рекомендована к использованию;

- для успешного практического применения эвристики необходимо продолжить наш анализ по всей рабочей зоне машины ЭГ-20 и по иным экскаваторам с целью уточнения тех участков рабочей зоны, где данная эвристика даёт стопроцентное попадание в цель, а где и не даёт (с выявлением того, насколько сильно). При этом возможно введение некоторого поправочного коэффициента для этих участков;

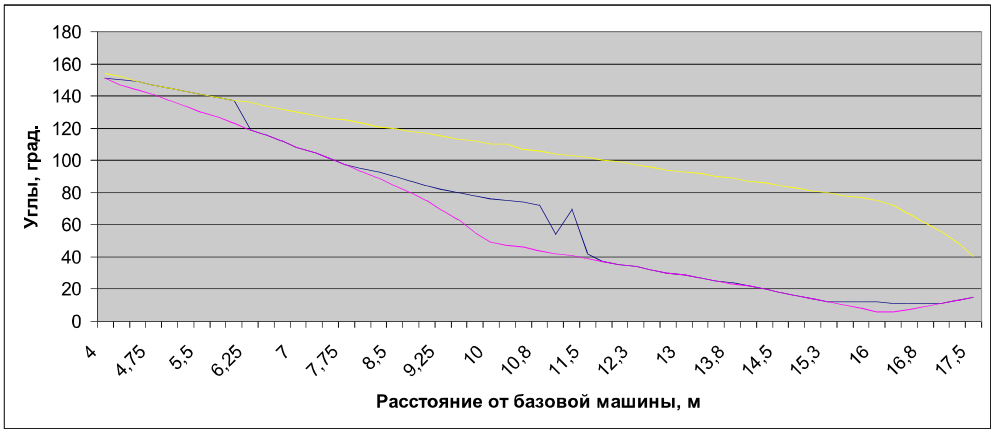


Рис. 1 Изменение угла положения ковша, соответствующего его максимальному нагружению (ЭГ-20, КК, р2, на уровне стоянки)

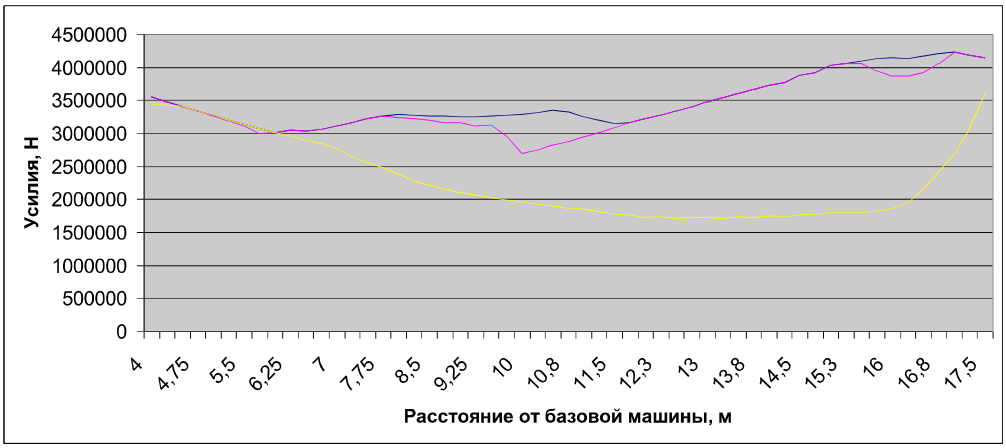


Рис .2 Изменение значения усилия на зубьях ковша ЭГ-20 (КК, р2) на уровне стоянки машины: максимальное и в экстремальных положениях ковша

- на большей части рассмотренной нами сейчас траектории движения зубьев ковша наиболее точное приближение дает левое (первое) экстремальное положение ковша. Правое (последнее) положение оказывает свое влияние лишь в начале движения ковша;

- не смотря на то, что в центральной части траектории ошибка весьма велика, размер этого участка небольшой - в остальных точках траектории ошибка не превышает десяти процентов;

- точнее, из рассмотренных нами сейчас 55 точек в 23 наблюдается отклонение значения усилия от максимального (41,8 %). Однако всего лишь в 4 точках это отклонение более 10% (7,3 %). Отметим, что всего лишь в 14 точках ошибка составляет более 3% (25,4 %);

- при этом точки с отклонением не локализованы на одном участке траектории (длины той или иной траектории могут стать со временем параметрами, позволяющими оценивать эффективность РО).

В завершении настоящей работы отметим, что за все в этой жизни приходиться платить. Есть своя плата и за применение рассмотренной выше эвристики - потеря важной и полезной информации по срабатывающим ограничивающим реализуемое усилие факторам, внесение некоторого произвола в дальнейший анализ статической прочности несущих металлоконструкций ОГЭ и пр. Всё это необходимо иметь в виду выбирая между применением данной эвристики и полномасштабным анализом нагруженности.

Список литературы

1. Побегайло П.А. Направление вектора Ро при оценке нагруженности гидравлического экскаватора // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2017. с. 317 – 319.
2. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю. Исследование процесса копания ковшом на уровне стоянки экскаватора ЭГ-12А: анализ нагруженности // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 86 – 90.
3. Побегайло П.А., Смоляницкий Э.А., Крицкий Д.Ю. К вопросу о выборе рациональных параметров привода ковша // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 91 – 93.
4. Митрев Р., Побегайло П.А. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209 - 215.
5. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование механизма рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Екатеринбург: Известия УГГГА. Серия: Горная электромеханика. 2005, № 20. с. 21 – 27.
6. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8 с. 20 – 24.
7. Комиссаров А.П. и др. Соотношения активных и реактивных нагрузок в механизмах рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. с. 7 - 10.
8. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. с. 3 – 8.

УДК 622.532

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНЫХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ОДНОПОТОЧНЫХ НАСОСАХ

Упоров С.А., доц**., Потапов В.Я**., проф**., Потапов В.В.,** доц**., Ломанов А.Н.** асс**.**
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Объектами, рассматриваемыми в статье, являются шахтные секционные центробежные насосы. Приводится сравнительная оценка функциональной надежности однопоточных насосов типа ЦНС и, в настоящее время находящихся в разработке, двухпоточных типа ЦНСД. В расчет конструктивной надежности вошли показатели надежности основных элементов насосов, такие как: вал, рабочие колоса, уплотнения, направляющие аппараты, разгрузочное устройство. В расчет конструктивной надежности вошли показатели надежности основных элементов насосов, такие как: вал, рабочие колоса, уплотнения, направляющие аппараты, разгрузочное устройство. При рассмотрении эксплуатационной надежности делается вывод о том, что в схеме самый ненадежный элемент – разгрузочного устройства, срок службы которого составляет в среднем 200 часов.
***Ключевые слова**: функциональная надежность, оценка, однопоточные насосы, разгрузочное устройство, осевое усилие.*

DETECTION OF VOLUMETRIC AND MECHANICAL LOSSES IN SINGLE-FLOW PUMPS

Uporov S.A., Potapov V.Ya., Potapov V.V., Lomanov A.H.

The calculation of structural reliability includes reliability indicators of the main elements of pumps, such as: shaft, working ears, seals, guiding devices, unloading device. The calculation of structural reliability includes reliability indicators of the main elements of pumps, such as: shaft, working ears, seals, guiding devices, unloading device. When considering operational reliability, it is concluded that the most unreliable element in the scheme is the unloading device, whose service life is on average 200 hours
***Keywords:** functional reliability, evaluation, single-flow pumps, unloading device, axial force.*

Для сравнительной оценки энергоэффективности двухпоточной гидравлической схемы секционных насосов необходимо, прежде всего, определение потерь энергии в разгрузочных устройствах, характерных для однопоточной схемы.

При этом следует отметить, что осевая сила насосов при износе уплотнений рабочих колес может возрасти в 2-3 раз [1-6] в то время, как несущая способность разгрузочного устройства в значительно меньшей степени может превышать начальную расчетную осевую силу. По этой причине зачастую происходит нарушение функционирования разгрузочного устройства в гидростатическом режиме и зазор в нем снижается до нуля, что означает на практике механический контакт и соответствующее ему механическое трение.

Негативное воздействие на работу разгрузочных устройств вносит также перекос рабочей поверхности разгрузочного диска по отношению к поверхности разгрузочного диска (см. рис.1).

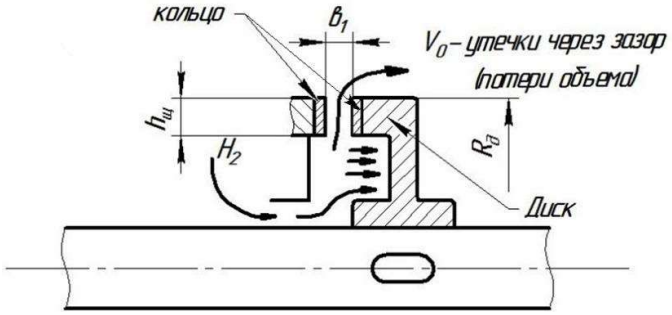


Рис. 1 - Схема разгрузочного устройства однопоточного секционного насоса.

Для нормальной разгрузки необходимо обеспечить равный по окружности зазор между подвижной и неподвижной поверхностями разгрузочного узла. Тогда поток жидкости, под напором H_2 направляющийся из разгрузочной камеры по поверхностям диска и кольца к их периферийной части, способен создать сплошную смазочную плёнку, равномерно разделяющую подвижную и неподвижную части.

На практике, как правило, сопряжённые детали разгрузочного устройства устанавливаются с перекосом относительно друг друга (величина отклонения может достигать 0,03-0,2 мм). Таким образом, во всех режимах работы имеет место механическое контактирование: в зоне трения возникают значительные контактные давления, превышающие предельные напряжения разрушения материала деталей, что приводит к их интенсивному изнашиванию.

Применение триботехнически несовместимых материалов сопряжённых деталей оказывает свое негативное воздействие. Используемая для деталей разгрузочного устройства сталь 40Х 13 имеет повышенные физико-механические свойства и износостойкость в условиях кавитационного, коррозионного и гидроабразивного изнашивания. Но при механическом контакте сопряжённых поверхностей рабочих органов, выполненных из одинаковых материалов, процесс фрикционного взаимодействия сопровождается схватыванием и задиром, термическим растрескиванием и глубинным вырыванием приповерхностного слоя.

Потери энергии в разгрузочном устройстве складываются из объёмных и механических потерь. Для нормального функционирования узла разгрузки нужно обеспечить протечку жидкости через щелевые каналы в объёме не менее 4-6% подачи насоса, что значительно снижает экономичность и препятствует повышению энергетических характеристик насоса.

Потери на трение значительно возрастают при увеличенных перекосах сопряжённых поверхностей, при уменьшении торцевого зазора $в_1$, вследствие роста осевого усилия и при контакте деталей.

Работа насоса вне рабочей части напорной характеристики, в переходных режимах и при кавитации сопровождается значительными осевыми колебаниями ротора, амплитуда которых соизмерима либо превышает величину торцевого зазора между диском и кольцом. Поэтому во всех неустойчивых режимах работы насоса дополнительно проявляется изнашивание, обусловленное действием интенсивных ударных нагрузок.

При энергетической оценке потерь в гидравлическом разгрузочном устройстве секционного насоса следует отдельно рассмотреть объёмные потери N_O и потери на трение N_T.

Потери энергии на трение складываются из потерь в кольцевой и торцевой щелях, а также потерь дискового трения обеих сторон разгрузочного диска. Считая, что все детали работают в жидкостном режиме трения, величина N_T является существенно меньшей N_O, а минимум суммарных потерь мощности $N=N_O+N_T$, Вт, в гидравлическом разгрузочном устройстве реализуется при минимально допустимой величине торцевого зазора $в_1$.

В реальных условиях из-за перекоса рабочих поверхностей, обусловленного неточностью изготовления и сборки, практически на всех режимах работы насоса существует зона, в которой жидкостная плёнка разрушена и есть механический контакт рабочих поверхностей. Взаимодействие дисков происходит в условиях граничной смазки, что увеличивает потери мощности на трение.

Величина N_T также как и N_O зависит от зазора $в_1$, причем с уменьшением зазора N_T растет, а N_O снижается. Поэтому существует такое значение $в_1$, которому соответствует минимум суммарных потерь мощности. Оно может быть определено для каждого типа насоса [1].

Выполним намеченные выше расчеты на примере насоса ЦНСГ 850-240…960 и рассмотрим различные виды потерь в разгрузочном устройстве в функции величины $в_1$, варьируемое значение которой примем в диапазоне (0,0008…0,0012)*$R_Д$, где $R_Д$ - радиус разгрузочного диска (см. табл.1, 2, рис. 2, 3).

Так как длина торцевой щели $h_щ$ слабо влияет на экономичность разгрузочного устройства, а потери дискового трения по обе стороны разгрузочного диска составляют незначительную долю от величины N_O и N_T, то в расчетах ими пренебрегаем.

Анализ эффективности разгрузочных устройств однопоточных насосов показывает значительное снижение их механического и объемного КПД по причине неудовлетворительной работы устройств и их конструктивного несовершенства (см. табл. 3).

Таблица 1 **Расчет объёмных потерь**

$в_1$, мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
μ	0,324	0,341	0,357	0,372	0,386
q, $м^3/с$	0,0082	0,0097	0,01127	0,0129	0,0146

q, м^3/ч	29,4	35	40,6	46,5	52,6
% $Q_н$	3,5	4,1	4,8	5,5	6,2
N_O, Вт	44005	52128	60628	69396	78541
% $N_Н$	2,2	2,6	3	3,5	3,9

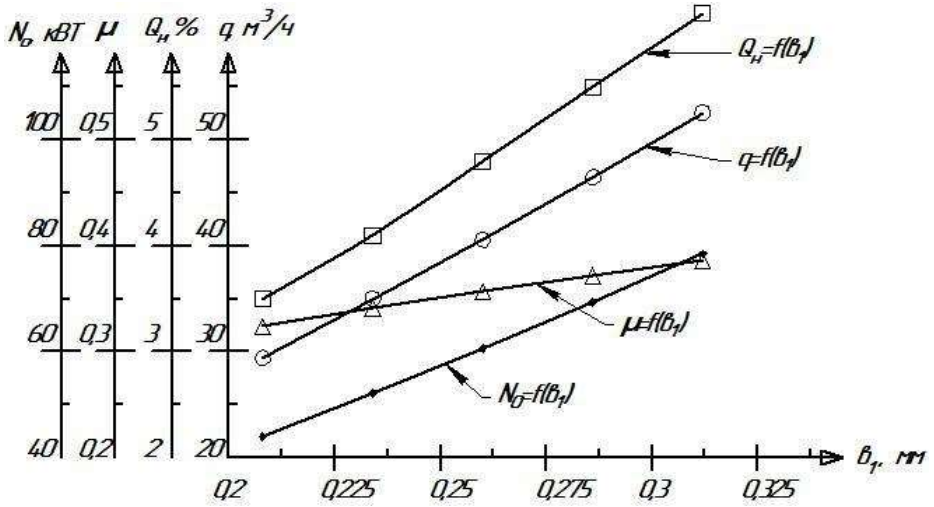


Рис. 2 - Зависимости объёмных потерь в разгрузочном устройстве насоса ЦНСГ- 850- 240…960

Таким образом, общее снижение КПД однопоточного насоса за счет рассмотренных энергопотерь составляет в среднем 7-8 %. На эту величину (во всяком случае в первом приближении) и следует ориентироваться при сравнительной оценке энергоэффективности однопоточных и двухпоточных гидравлических схем секционных насосов.

Таблица 2

Расчет потерь мощности

$в_1$, мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
N_O, Вт	44005	52128	60628	69396	78541
$N_{т1}$, Вт	321	220	155	111	84
$N_{т2}$, Вт	65909	-	-	-	-
$N_Σ$, Вт	110235	52348	60783	69507	78625
% $N_н$	5,5	2,62	3,04	3,48	3,93

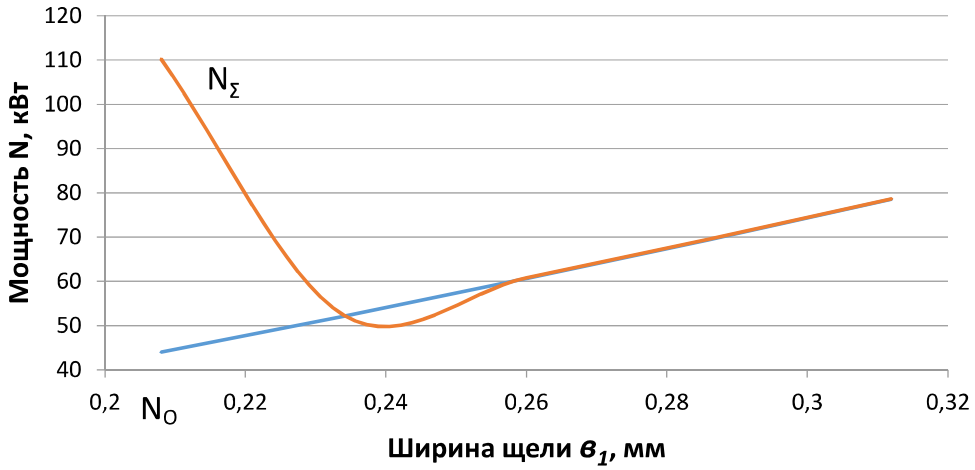


Рис. 3 - Суммарные потери мощности с учетом потерь на трение диска

Что касается надежности, долговечности и ремонтопригодности разгрузочных устройств, то хорошо известно из практики эксплуатации насосов, что наработка устройств до отказа (до замены дисков и колец) составляет в среднем величину порядка 120-150 часов, то есть примерно четыре полных замены устройств приходится на один плановый текущий ремонт насоса.

Таблица 3

Оценка значений КПД

$в_1$, мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
кпд(об)	0,9654	0,9588	0,9522	0,9453	0,9381
кпд(мех)	0,9449	0,9738	0,9696	0,9652	0,9607
кпд(общ)	0,9150	0,9344	0,9241	0,9135	0,9026

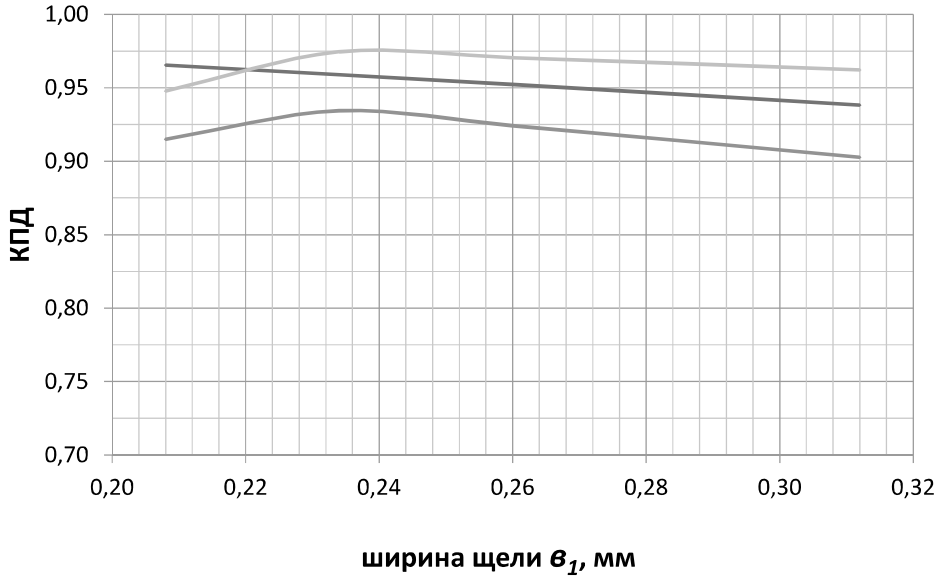


Рис.4 - Оценка объёмного и механического КПД в зависимости от ширины щели.

Поэтому для повышения эффективности функционирования насосных агрегатов могут быть предложены к реализации следующие конструктивные и технологические мероприятия:

- ограничение роста осевой силы в процессе эксплуатации путем создания высоко износостойких к различным видам изнашивания щелевых уплотнений рабочих колес;
- проектирование разгрузочных устройств с увеличенным запасом по несущей способности;
- создание конструкции разгрузочного устройства, рабочие элементы которого имеют возможность автоматически адаптироваться к перекосам и осевым биениям;
- разработка устройств, длительно обеспечивающих высокие эксплуатационные характеристики за счет компенсирующих износ элементов;
- рациональный подбор материалов для рабочих органов (наиболее перспективны сочетания пар трения: термообработанная коррозионностойкая сталь-эластомер; химико-термически обработанная углеродистая сталь-эластомер);
- соблюдение правил эксплуатации насоса (работа в области промышленного использования).

Однако самым рациональным мероприятием был бы перевод производства шахтных секционных насосов по другим гидравлическим схемам, в которых осевая сила компенсировалась бы наиболее простым и эффективным способом - симметричным расположением на валу рабочих колес и применением рабочих колес двустороннего всасывания.

Список литературы

1. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов/ Долганов А. В., [и др.]// Изв. УГГУ. 2014. №2(34). С 31-34.
2. Паламарчук Н.В., Тимохин Ю.В. Повышение эффективности работы гидравлического разгрузочного устройства шахтных насосов /Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1986. с.153-157.
3.Современное состояние рудничного водоотлив при отработке медноколчеданных месторождений Южного Урала / А. В. Долганов // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2009. - №2. С. 12-15
4.Влияние износа деталей центробежных насосов секционных кислотоупорных типа ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы / А. В. Долганов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Выпуск 12 - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2012. - С. 98-102
5. Тимохин Ю.В., Паламарчук Н.В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь/ Стационарное оборудование шахт: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Фёдорова. Донецк. 1987.с.144-122.
6.Макаров В.Н., Потапов В.Я., Чураков Е.О., Макаров Н.В. Повышение энергоэффективности шахтных центробежных насосов Вестник Забайкальского государственного университета. 2021. Т. 27. № 5. С. 26-35.

УДК 622.23

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬЮ АДАПТИВНЫХ ТУРБОМАШИН

Усков К.А., студ., **Бельских А.М.,** студ., **Арсланов А.А.**, студ.,
Макаров Н.В., канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Для повышения конкурентоспособности горных предприятий и промышленной безопасности необходимо разработать математические модели управления механизмом преобразования энергии в рабочих колесах турбомашин и формирования условий ее необратимых потерь.

***Ключевые слова**: математическая модель, конформное преобразование, аэродинамика, турбомашины, энергетические параметры*

BUILDING A MATHEMATIC MODEL OF ENERGY EFFICIENCY CONTROL OF ADAPTIVE TURBO MACHINES

Uskov K.A., Belskikh A.M., Arslanov A.A., Makarov N.V.

To improve the competitiveness of mining enterprises and industrial safety it is necessary to develop mathematical models of controlling the mechanism of energy conversion in the working wheels of turbomachines and the formation of conditions of its irreversible losses.

***Keywords**: mathematical model, conformal transformation, aerodynamics, turbomachines, energy parameters*

На сегодняшний день актуальна проблема математического моделирования управления процессами преобразования энергии в рабочих колесах турбомашин, их адаптивности для достижения требуемого уровня конкурентоспособности горно-металлургического комплекса РФ в условиях глобализации. На базе метода конформных преобразований, особых точек С. А. Чаплыгина получена математическая модель управления локальной диффузорностью путем изменения скорости потока с помощью источников влияния на обтекание профилей лопаток. Доказано, что доминантой управления локальной диффузорностью является интенсивность распределенных источников по профилю лопаток рабочего колеса турбомашины, определяющих диффузорность потока и, как результат, изменение скорости вокруг профиля. С использованием предложенной гипотезы построена математическая модель в форме функционала, минимальное значение которого определяет оптимальные параметры источников управления обтеканием, обеспечивающих наибольший прирост энергоэффективности и области экономичной работы турбомашин.

Значительное локальное замедление потока на профиле лопатки обуславливает даже в условиях потенциального течения его отрыв при доминирующем значении локальной диффузорности. С учетом кинематических параметров на профиле локальную диффузорность и угол ее раскрытия получим в виде:

$$Д_л = 1 - \frac{d\bar{V}}{V} = 1 - \frac{d\bar{Q}}{\bar{V}} \quad (1)$$

$$a_л = -arctg\frac{d\bar{V}}{d\bar{x}} = -arcsin\frac{d\bar{V}}{d\bar{S}} = arctg\frac{d\bar{y}}{dx}$$

где $\bar{V}$ – относительная скорость потока на профиле лопатки; $\bar{V} = V/u$; u – окружная скорость лопатки, м/с; $d\bar{Q}$ – снижение относительного расхода потока на профиле, обусловленное локальной диффузорностью; $\bar{y}$ – относительная координата точек профиля лопатки в решетке рабочего колеса турбомашины; $\bar{y} = y/b$; b – хорда лопатки, м; $\bar{x} = x/b$; $\bar{S}$ – относительная длина профиля лопатки в точке с координатами (x, y); $\bar{S} = S/b$; $\bar{x} = x/b$.

Классическая теория круговых решеток профилей основывается на теории дискретных вихрей и теории конформных преобразований, что не позволяет построить комплексный потенциал течения в решетке «аэрогазодинамических профилей» со встроенными источниками управления обтеканием и вихреобразованием, установить зависимость между аэродинамическими характеристиками потока и энергетическим параметрами источников.

Получим потенциал течения на многолистной канонической римановой области, параметры которого являются функциями от параметров внешней сети, и построим математическую модель расчета локальной диффузорности, используя графическую модель, приведенную на рис. 1.

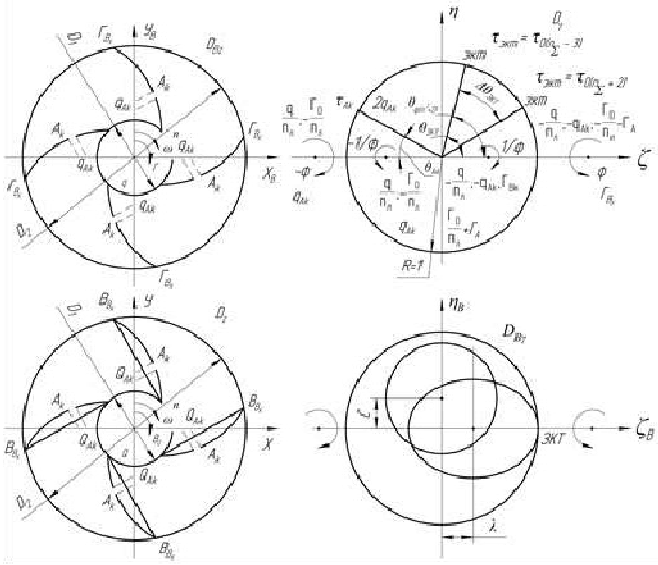


Рис. 1. Решетка профилей лопастей рабочего колеса и их критические точки

Комплексный потенциал течения на римановой области:

$$\varphi(\theta) = \sum_{i=1}^{n} \varphi_{qi}(\theta) + \varphi_{pa}(\theta_{ЗКТ}) \quad (2)$$

Комплексный потенциал от источников с интенсивностью q_i запишем в виде:

$$\varphi_{qi} = \frac{\delta_i}{\pi}[ln(\theta - \theta_i) - ln(\theta^2 - P^2)] \quad (3)$$

где P – формпараметр решетки профилей в виде логарифмических спиралей; $q_i = q(\theta)$ – интенсивность источников, расположенных в точках профиля, определенных углами θ_i.

Таким образом, использование совместным образом конформного преобразования, метода особых точек С. А. Чаплыгина, гипотезы о гидродинамической аналогии локальной диффузорности потока вокруг профилей и потерях энергии, вызванных отрывным вихреобразованием потока при изменении внешних факторов, дает возможность получить математическую модель управления энергоэффективностью адаптивных турбомашин. Доминантой управления является интенсивность распределния по профилям источников q_i, которая определяется из условия обеспечения минимальных допустимых значений диффузорности.

Предложенная гипотеза позволяет решить задачу проектирования решетки профилей рабочего колеса турбомашины с максимальной энергоэффективностью и свести её к классической задаче в условиях потенциального течения, то есть определения оптимального значения требуемых параметров из условия минимального значения функционала при фиксированном положении ЗКТ.

Из анализа результатов проведенных испытаний решетки профилей получено, что наибольшей эффективностью управления потерями энергии, обусловленными отрывным вихреобразованием, достигается применением источника управления обтеканием в области за максимальной толщиной профиля до его ЗКТ. Увеличение области экономичной работы составило не менее 47% за счет снижения профильного сопротивления на границе области более чем в 3 раза. Установлено, что применение методов оптимизации для лопаточного аппарата позволяет увеличить степень повышения давления и эффективность работы вентилятора. Современные способы проектирования и профилирования лопаточных аппаратов позволяют спроектировать наиболее целесообразную конструкцию с точки зрения экономичности.

Выводы

1. Доказана гипотеза о доминирующем влиянии локальной диффузорности потока, обтекающего профиль лопаток рабочего колеса, на энергоэффективность турбомашин.
2. С использованием предложенной гипотезы построена математическая модель в форме функционала, минимальное значение которого определяет оптимальные параметры источников управления

обтеканием для наибольшего прироста энергоэффективности и области экономичной работы турбомашин.

3. Распределённые источники управления обтеканием и вихреобразованием на выходном участке профиля лопаток рабочего колеса на 47% расширяют область экономичной работы турбомашины и снижают энергопотребление на 15%.

Список литературы

1. Мигачев А. А., Потемкин В. А., Степашкин И. П. Параметрическая идентификация аппарата воздушного охлаждения газа как объекта управления // Материала VIII Всероссийской с международным участием научно-практической конференции «Актуальные исследования гуманитарных, естественных, общественных наук». Новосибирск: ООО «ЦРСНИ». 2016. С. 23-28

2. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Волегжанин И. А., Угольников А. В. Аддитивная математическая модель аэродинамики энергетического регулятора шахтных радиальных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. №5. С. 171–177.

3. Иванов О. П., Манченко В. О. Аэродинамика и вентиляторы. - Л.: Машиностроение, 1986. - 280 с.

4. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Лифанов А. В., Угольников А. В., Таугер В. М. Модификация вихревой теории круговых решеток турбомашин // Горный информационно – аналитический бюллетень. – 2019. - №10. С. 206–214. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194.

5. Ванчин А.Г., Методы оценки технического состояния аппаратов воздушного охлаждения газа в условиях компрессорной станции магистрального газопровода. – Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело», 2012, № 4.6. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов. М.: “Машиностроение”, 1986 г. 240 с.

6.Рубцова И.Е. основные направления и задачи энергосбережения при реконструкции КС. Энергосбрежение и автоматизация электрооборудования компрессорных станций: / монография И.Е. Рубцова, Д.С. Мочалкин, О.В. Крюков; под ред. О.В. Крюкова. – Н. Новгород: Вектор ТиС. 2012 Т.3. – 572 с.

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 621.874

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА

Ботин В.А., студент, **Некрасова О.С**., магистрант, **Белов С.В.**, доцент,
Гаврилова Л.А., доцент
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация: Надежная эксплуатация грузоподъемных машин определяет эффективность промышленного производства. В статье отмечено, что в процессе эксплуатации мостовых кранов появляются систематические неисправности и поломки механизма передвижения, в частности, поломка зубьев приводной шестерни. В целях снижения аварийности предлагается модернизация привода редуктора механизма передвижения с применением современных методов расчета и качественных современных материалов.
Ключевые слова: *мостовой кран, двигатель-редуктор, цилиндрический редуктор.*

MODERNIZATION OF MOVEMENT MECHANISM BRIDGE CRANE

Botin V.A., **Nekrasova O.S**., **Belov S.V.**, **Gavrilova L.A.**

Reliable operation of lifting machines determines the efficiency of industrial production. The article notes that during the operation of overhead cranes, systematic malfunctions and breakdowns of the movement mechanism appear, in particular, breakage of the teeth of the drive gear. In order to reduce the accident rate, it is proposed to modernize the gear drive of the movement mechanism using modern calculation methods and high-quality modern materials.
Keywords: *overhead crane, gear motor, spur gear.*

Предприятия, использующие на производстве мостовые краны, все чаще сталкиваются с проблемой потерь производительности по причине поломки узла механизма передвижения. С целью исключения поломки, имеющей систематический характер, возникает необходимость в модернизации механизма передвижения крана.

Актуальность проблемы подкрепляется тем фактом, что в настоящее время, производительность грузоподъемных машин и механизмов является важнейшим параметром для повышения экономических показателей производства.

Целью исследования является повышение эффективности мостового крана путем модернизации механизма перемещения моста.

В качестве примера рассмотрим мостовой кран общего назначения, грузоподъемностью 20 тонн, завода-изготовителя ООО «Симбирский крановый завод».

Мостовой кран состоит из двух основных частей – моста и грузовой тележки. Мост крана представляет собой металлическую конструкцию, опирающуюся на ходовые колеса, которые приводятся в действие механизмом передвижения моста. Механизм передвижения установлен непо-

средственно на мосту и осуществляет горизонтальное перемещение крана по рельсовому пути, уложенному на подкрановые балки здания [1, 2].

В процессе эксплуатации крана была обнаружена проблема, которая заключается в систематическом разрушении зубчатого зацепления промежуточного вала на участке двигатель-редуктор. В рассматриваемом варианте исследования предлагается установить цилиндрический редуктор.

Для устранения обозначенной проблемы систематического разрушения зубчатого зацепления предлагаем модернизированный механизм передвижения мостового крана, выполненный на основе трехступенчатого мотор-редуктора.

Достоинства цилиндрического редуктора:

- возможность вращения вала без предпочтения направления с одинаковым количеством передаточных чисел;
- высокий КПД, что позволяет значительно экономить на электроэнергии;
- широкий диапазон режимов работы на разных скоростях;
- приемлемая цена;
- удобство монтажа, надежность в эксплуатации, способность к длительной работе;
- простота в обращении.

Отрицательные стороны редукторов цилиндрических:

- малое количество передач на одной ступени;
- работа редукторов цилиндрических сопровождается большим шумом по сравнению с червячными.

Для обеспечения правильности расчета допускаемых напряжений и напряжений изгиба зубчатых колес редуктора, разработан график сменной нагрузки (рис.1), из которого мы можем видеть, что загруженность мостового крана является высокой в первые три часа рабочей смены, когда производится извлечение изделий в формах из пропарочных камер, и в конце смены, когда проходит отгрузка готовых изделий на выкатные тележки для дальнейшего складирования на СГП.

Для механизма выбран электродвигатель АИР 132М6 мощностью 7,5 кВт, оснащенный электромагнитным тормозом.

По результатам расчетов редуктора было принято передаточное число 1 ступени – 1,5, второй – 2,9 и третьей - 4. Принятые значения близки к стандартным.

Для изготовления зубчатых колес был выбран материал Сталь 40ХН. Быстроходные элементы твердостью 48…54 HRC, тихоходные - 230…300НВ.

Межосевое расстояние входного и выходного валов редуктора составляет 425 мм.

Расчет валов на жесткость, прочность и колебания, и подшипников редуктора на динамическую грузоподъемность и базовую долговечность выполнен в программе APM Shaft и APM Bear соответственно.

Тихоходный вал редуктора является наиболее нагруженной деталью механизма, так как воспринимает наибольшие напряжения и крутящий момент. Именно поэтому, для обеспечения безопасности, надежности, технологичности и работоспособности разработан подробный технологический процесс изготовления данного вала. Тихоходный вал редуктора изготавливается из хромоникелевой конструкционной Стали 40ХН.

Корпус редуктора (рис.2) выполняет задачи по размещению деталей, восприятию сил, возникающих в зубчатой передаче, смазывания элементов, которым это необходимо, а также предотвращения загрязнений внутренних элементов передачи. Как правило, корпусные детали изготавливаются литьем из серого чугуна.

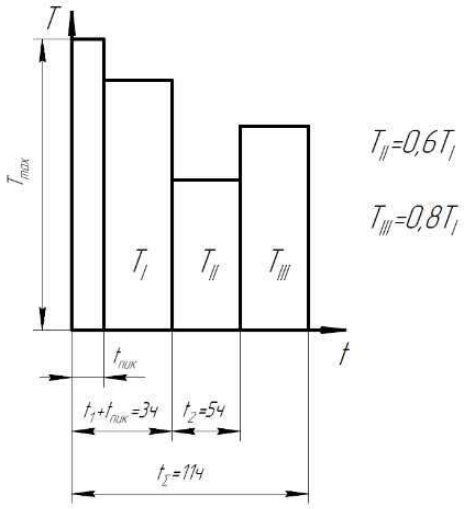


Рис. 1. График сменной нагрузки

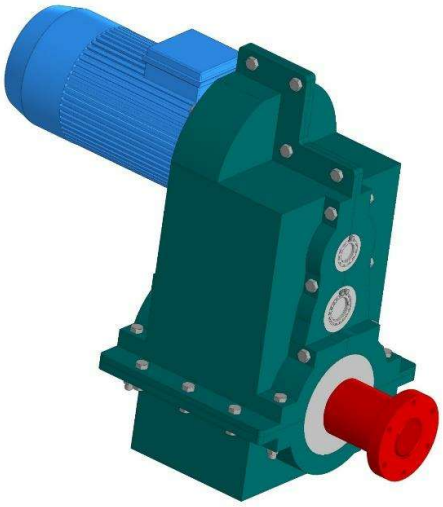


Рис. 2. 3D-модель мотор-редуктора с корпусом

В процессе исследования проведена модернизация механизма передвижения крана, по результатам которой снижается количество простоев мостового крана по причине выхода узла из строя.

По результатам расчетов годовая производительность крана увеличилась в 1,2 раза благодаря сокращению времени простоя крана по причине поломок. Срок окупаемости проекта составляет 12,5 месяцев.

Список литературы

1. Иванченко Ф.К. Расчет грузоподъемных и транспортирующих машин. - М.: Издательское объединение «Ваша школа», 1978. 576 с.
2. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1985. 520 с.

УДК 621.914.1

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ КОНЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ С РАЗНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

Ергулович И. Н., студ.
ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет»

Один из основных критериев для оценки эффективности фрезерной обработки – степень приближения формы готового изделия к заданному. В данной работе для исследования зависимости распределения напряжений в поверхностном слое детали в процессе фрезерования от геометрии рабочей части режущего инструмента производились расчёты в среде Ansys. Напряжения, возникающие при фрезеровании первой концевой фрезой, имеют более постоянный характер, однако при выходе инструмента наблюдается сильное искажение слоя обрабатываемой заготовки; при металлообработке второй фрезой они более неравномерные, но при этом выход инструмента не сопровождается сильной деформацией детали.
***Ключевые слова**: моделирование, фрезерование, металлообработка, CAE-системы.*

ANALYSIS OF THE MILLING PROCESS WITH END MILLS WITH DIFFERENT GEOMETRIES

Ergulovich I. N.

One of the main criteria for evaluating the effectiveness of milling is the degree of approximation of the shape of the finished product to the specified one. In this paper, to study the dependence of the stress distribution in the surface layer of the part during milling on the geometry of the working part of the cutting tool, calculations were performed in the Ansys environment. The stresses arising during milling with the first end mill are more constant, however, when the tool exits, a strong distortion of the workpiece layer is observed; when metalworking with the second cutter, they are more uneven, but the tool exit is not accompanied by a strong deformation of the part.
***Keywords**: modeling, milling, metalworking, CAE systems.*

Один из известнейших процессов в металлообработке – фрезерная обработка металлов. Для оценки эффективности данного процесса можно выделить следующие основные критерии: производительность и степень приближения формы и микрорельефа готового изделия к заданному.

С целью сокращения объёмов работ, связанных с отработкой технологии формообразования деталей на оборудовании, рационально использовать виртуальное моделирование технологических процессов. CAE-системы инженерного анализа (Abaqus, Ansys, Cosmos, Nastran и другие) позволяют оптимизировать режимы и условия обработки еще на этапе подготовки производства, а также произвести анализ процесса на соответствие требованиям качества обработки. В данной работе расчёты производились в среде Ansys.

В целях исследования данного вида металлообработки был смоделирован приближенный к реальным условиям, упрощённый процесс фрезерования концевой фрезой с различной геометрией: строение рабочей части инструмента различно. Значения основных параметров процесса металло-

обработки, а именно: глубины фрезерования, подачи, скорости фрезерования, частота вращения инструмента, а также используемые материалы заготовки и режущего инструмента были идентичны в обоих рассматриваемых случаях.

На рисунке 1 представлены первая и вторая соответственно модели концевых фрез с отличающейся геометрией режущей части, созданные в программе SolidWorks.



Рис. 1. Модели концевых фрез, используемые в моделировании процесса фрезерования.

На рисунке 2 проиллюстрирован результат упрощённого процесса фрезерования заготовки с помощью первой фрезы в среде Ansys. Вход режущего инструмента и дальнейшая металлообработка пластины сопровождается минимальными, равномерными значениями напряжения (42-85 МПа), однако в конце заготовки наблюдается резкий скачок данного показателя (до 170 МПа). Это отражается на состоянии поверхности детали: до середины процесса она относительно однородная, к моменту выхода инструмента слои заготовки неравномерно деформируются.

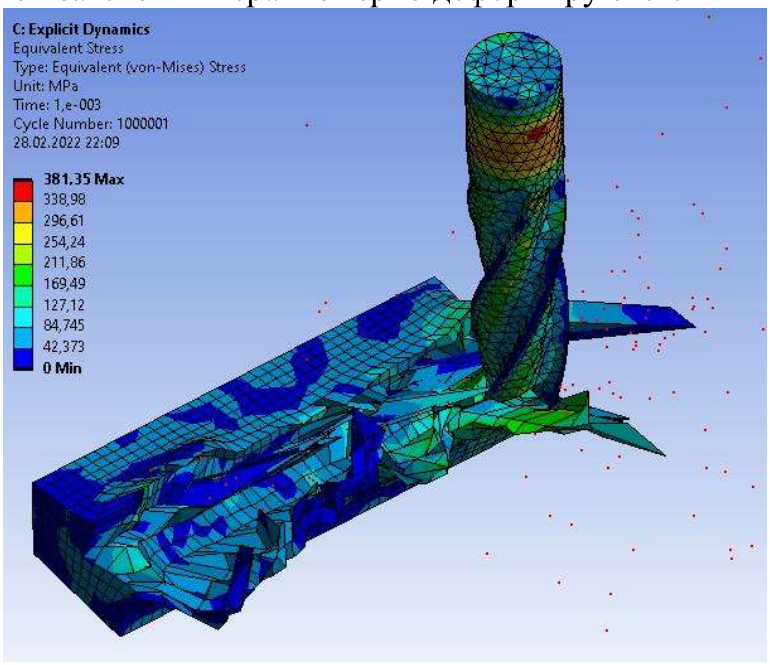


Рис. 2. Результат упрощённого процесса фрезерования первой концевой фрезой.

На рисунке 3 проиллюстрирован результат упрощённого процесса фрезерования заготовки с помощью второй фрезы в среде Ansys. Напряжение в обрабатываемой детали распределяется скачкообразно (в диапазоне от 35 МПа до 211 МПа) с начала процесса металлообработки вплоть до выхода рабочей части инструмента. В результате этого большая часть поверхности обрабатываемой пластины неравномерно деформирована.

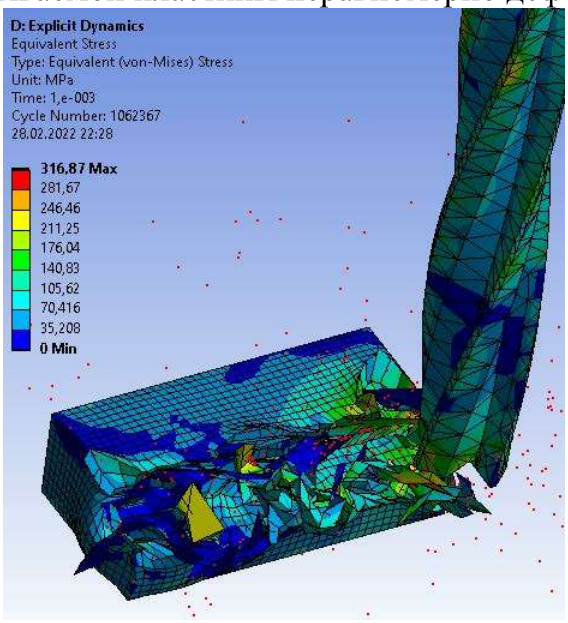


Рис. 3. Результат упрощённого процесса фрезерования второй концевой фрезой.

Из приведённых данных можно сделать вывод о распространении напряжения при изменении геометрии рабочей части режущего инструмента. Напряжения, возникающие при фрезеровании первой концевой фрезой в поверхностном слое детали, имеют более постоянный характер и в процентном соотношении от всей площади детали минимальные, однако при выходе инструмента наблюдается сильное искажение слоя обрабатываемой заготовки; при металлообработке второй фрезой они более неравномерные, но при этом выход инструмента не сопровождается сильной деформацией детали.

Список литературы

1. Пономарев, Б. Б. Моделирование и анализ влияния условий обработки на силы резания при концевом фрезеровании / Пономарев Б. Б., Нгуен Ш.Х. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. - 2018. - № 3. - С. 8-16.
2. Корендясев, Г. К. О конечно-элементном моделировании процесса обработки металлов резанием (часть 1) / Корендясев Г.К. // Вестник научно-технического развития. - 2015. - № 2. - С. 14–24.
3. Криворучко, Д. В. Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы : монография / Д.В. Криворучко, В.А. Залога ; под общ. ред. В. А. Залоги. – Сумы : Университетская книга, 2012. – 435 с.

УДК 621.45

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД НА ОСНОВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА

Михайлов А.Н., проф., **Анастасьев А.В.[1], Пичко Н.С.[2],** проф.
[1]Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР
[2]Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усинске, Усинск, Российская Федерация

Приведена классификация основных эксплуатационных воздействий, которым подвергаются лопатки турбины ГТД, рассмотрены способы повышения эксплуатационных параметров, проведено разделение лопатки на функциональные элементы. Сформирована универсальная схема конструирования защитного покрытия.
***Ключевые слова**: лопатка турбины, ГТД, воздействия, покрытие, функционально-ориентированная технология.*

PROTECTIVE COATINGS DESIGNING FOR GTE TURBINE BLADES BASED ON A FUNCTION-ORIENTED APPROACH

Mikhailov A.N., prof., **Anastasyev A.V.[1], Pichko N.S.[2],** prof.

A classification of the main operational impacts to which GTE turbine blades are exposed is given, ways to increase operational parameters are considered, and the blade is divided into functional elements. A universal scheme for the design of a protective coating has been formed.
***Keywords**: turbine blade, GTE, impact, coating, function-oriented technology.*

Лопатки турбины (ЛТ) ГТД работают при повышенных температурах в агрессивной среде, и подвергаются большим центробежным нагрузкам. Профильная часть и хвостовики лопаток кроме растяжения и изгиба от центробежных сил испытывают переменные напряжения от вибрационных и тепловых нагрузок [1]. Это характеризует их сложную пространственную геометрию, позволяющую им выполнять свою непосредственную функцию в условиях высоких температур, давления, воздействия механических и химических составляющих газового потока.

Для повышения эксплуатационных свойств лопаток применяют различные типы защитных покрытий и систем охлаждения.

Лопатки турбин подвергаются следующим основным действующим эксплуатационным функциям, приводящим к разрушению – действию высокой температуры газового потока, статических и циклических нагрузок, а также действию процессов газовой коррозии. Сульфидно-оксидная газовая коррозия вызвана действием продуктов сгорания топлива ГТД и зловых газов, и является одним из серьезных видов повреждения лопаток [2]. Все лопатки турбины подвергаются ползучести, как следствие эксплуатации при высоких температурах и напряжениях [3, 4].

Структурировав эксплуатационные воздействия, которым подвергаются лопатки турбин их можно представить в виде схемы (рис. 1). Следует отметить, что в своей совокупности эти воздействия вызывают комплексные разрушения лопаток турбины.

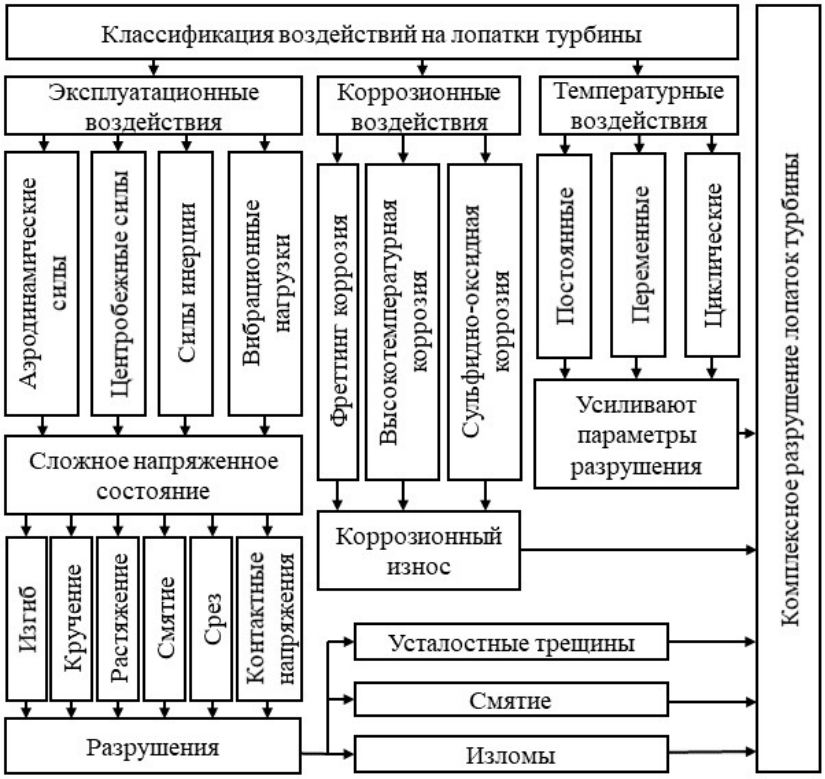


Рисунок 1 – Классификация основных действующих эксплуатационных воздействий на лопатки турбины ГТД

Нанесение защитных покрытий должно учитывать функционально-ориентированные свойства лопаток и базироваться на функционально-ориентированных технологий, что способствует повышению эксплуатационных параметров ГТД [5].

Функционально-ориентированная технология (ФОТ) – это специальная наукоемкая технология, которая основывается на функционально-ориентированном технологическом процессе и обеспечении, и предусматривает реализацию заданного множества ориентированных местных прецизионных технологических воздействий и свойств изделий, в зависимости от особенностей их эксплуатации [6-8].

Для реализации ФОТ, технологические воздействия средств обработки реализуются на местных уровнях, в связи с чем необходимо произвести деление лопатки на следующие уровни:

1. Уровень изделия $f_{(1)}$.
2. Уровень функциональных частей изделия $f_{(2)}$.
3. Уровень функциональных составляющих изделия $f_{(3)}$.

4. Уровень функциональных зон изделия $f_{(4)}$.
5. Уровень макрозон $f_{(5)}$.
6. Уровень микрозон $f_{(6)}$.
7. Уровень нанозон $f_{(7)}$.

После деления ЛТ на функциональные элементы разрабатывается структура технологических воздействий или операций технологического процесса. При этом технологические воздействия реализуются на базе группы особых принципов ориентации [6, 8].

Структуру ФОП можно выразить в виде множества факторов:

$$M = \{A_i, B_j, C_n, D_m, E_o, F_p\} \quad (2.1)$$

где A_i, B_j, C_n, D_m, E_o, F_p, – факторы, учитывающие различные параметры покрытия.

Тогда, все возможные варианты ФОП можно представить в виде матрицы, из которой, на базе метода морфологического ящика можно выбрать наиболее оптимальную структуру покрытия из их множества.

$$M = \begin{vmatrix} A_1, A_2 \ \dots \ A_{i-1}, A_i \\ B_1, B_2 \ \dots \ B_{j-1}, B_j \\ C_1, C_2 \dots \ C_{n-1}, C_n \\ D_1, D_2 \dots D_{m-1}, D_m \\ E_1, E_2 \dots E_{m-1}, E_m \\ F_1, F_2 \dots F_{m-1}, F_m \end{vmatrix} \quad (2.2)$$

Как отмечалось ранее, для обеспечения требуемых свойств изделия необходима реализация различных видов обеспечения [6], к основным видам которых можно отнести:

1. Обеспечение по свойствам материала.
2. Структурное обеспечение.
3. Конструкторское обеспечение.
4. Технологическое обеспечение.
5. Эксплуатационное обеспечение.

При этом особенности обеспечения необходимых и качественно новых свойств должны быть реализованы на всех уровнях изделия.

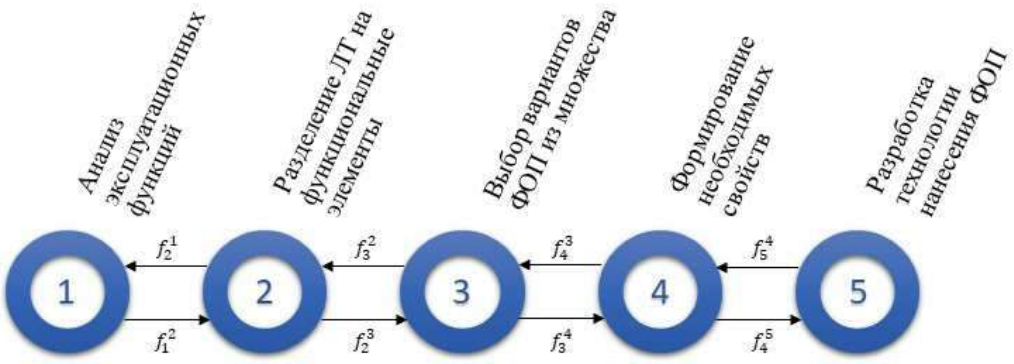


Рисунок 2 – Схема конструирования защитного покрытия.

Главной отличительной особенностью функционально-ориентированных технологий, в отличие от традиционного подхода, является использование обратных связей, благодаря которым определяются и формируются эксплуатационные свойства функциональных элементов изделия.

На основе вышесказанного сформирована универсальная схема конструирования защитного покрытия, представленная на рисунке 2.

В статье изложен общий подход к конструированию защитных покрытий лопаток турбины ГТД на базе функционально-ориентированных технологий. Применение функционально-ориентированного подхода при конструировании защитных покрытий позволяет обеспечивать реализацию полного потенциала возможностей изделий благодаря обеспечению требуемых свойств в различных функциональных зонах изделия, в зависимости от эксплуатационных воздействий.

В дальнейшем предполагается работа по совершенствованию технологического обеспечения нанесения защитных покрытий на основе предложенной схемы конструирования.

Список литературы

1. Сутягин, А.Н. Современные проблемы технологии производства авиационных двигателей: Конспект лекций / А.Н. Сутягин. – Рыбинск: РГАТУ, - 2016. – 142 с.
2. Dewangan, R. Gas turbines blades – a critical review of failure on first and second stages / R. Dewangan, J. Patel, J. Dubey, P.K. Sen, S.K. Bohidar // International journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. – 2015. №1. – P. 216-223.
3. Налимов, Ю.С. Анализ повреждений лопаток газотурбинных двигателей / Ю.С. Налимов // Металл и литье Украины. — 2014. — № 12. — С. 17-22
4. Carter, T.J. Common failures in gas turbine blades / Tim J. Carter // Engineering Failure Analysis. – 2005. №12. – P. 237-247. ISSN 1350-6307
5. Общий подход синтеза комплексного многосвязного технологического процесса обеспечения функционально-ориентированных свойств газотурбинных двигателей / Д. А. Михайлов, Е. А. Шейко, В. А. Михайлов, А. Н. Михайлов // Машиностроение и техносфера XXI века : Сборник трудов XXVII международной научно-технической конференции. Посвящается 100-летнему юбилею ДОННТУ, Севастополь, 14–20 сентября 2020 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2020. – С. 235-253.
6. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А. Н. Михайлов ; А. Н. Михайлов. – Донецк : Технополис, 2009. – 346 с. – ISBN 9667907244.
7. Михайлов, А. Н. Основные особенности и принципы создания композиционных технологий машиностроения / А. Н. Михайлов, Д. А. Михайлов, Е. А. Михайлова // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2012. – № 1(43). – С. 206-222.
8. Наукоемкие технологии в машиностроении / А.Г. Суслов, Б.М. Базров, В.Ф. Безъязычный и др.; под ред. А.Г. Суслова. – Москва: Машиностроение, – 2012. – 528 с. ISBN 978-5-94275-619-2

УДК 622.72

МЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ГОРНЫХ МАШИН

Смолин С.Б., магистрант, **Лагунова Ю.А.,** проф.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассмотрены виды зубчатых передач. Перечислены основные причины выхода их из строя. Выведена зависимость контактной долговечности зубчатых передач от величины перекоса зубьев.
Ключевые слова: *зубчатая передача, буровой ротор.*

MECHANICAL TRANSMISSIONS OF MINING MACHINES

Smolin S.B., Lagunova Yu.A.

The types of gears are considered. The main reasons for their failure are listed. The dependence of the contact durability of gears on the amount of misalignment of the teeth is derived.
Keywords*: gear, drilling rotor.*

Горная техника является частью циклично-поточной или поточной технологии добычи и обогащения полезных ископаемых. При такой технологии отказ одной единицы оборудования ведет, как правило, к простою всей технологической цепочки комплекса оборудования.

Жесткие условия эксплуатации, обуславливаемые взаимодействием с рабочей средой, неблагоприятными внешними условиями: повышенная влажность, запыленность, изменение температуры в широком диапазоне для горных машин, эксплуатируемых на открытых горных работах; увеличивают в 1,5–2 раза трудоемкость работ по монтажу, наладке, техническому обслуживанию и текущему ремонту горных машин по сравнению с комфортными условиями мастерских. Вопросы надежности этих машин стоят очень остро.

Последние годы особенностью развития горнодобывающей техники является увеличение энерговооруженности горных машин. Вместе с тем, анализ работы горных машин и оборудования показал, что рост единичной мощности, энерговооруженности не приводит к пропорциональному увеличению производительности. С ростом мощности намечается тенденция ухудшения энергетических, экологических и экономических показателей горной машины.

Абсолютное большинство трансмиссий горных машин имеют в своем составе редукторы, состоящие из зубчатых передач внешнего и внутреннего зацепления, общее передаточное число которых может достигать 1000. Зубчатые передачи горных машин, помещаемые в корпусах (закрытые передачи) или закрываемые кожухами (открытые передачи), по модулю различают на крупномодульные от 10 мм и более и среднемодульные – менее

10 мм. Мелкомодульные зубчатые передачи (менее 1 мм) в горных машинах почти не применяют.

Наибольшее распространение в горной промышленности получили зубчатые передачи эвольвентого профиля [1]. Учитывая специфику работы горных машин и значительные рабочие нагрузки, в их трансмиссии обладают крупномодульные зубчатые передачи.

Одной из таких крупномодульных передач является коническая передача в буровом роторе. Зубья этой передачи имеют эписиноидную форму. Эписиноида – это плоская кривая, такая, что для каждой точки кривой угол между отрезком, соединяющим центр эписиноиды с текущей точкой, и касательной, проведенной из этой точки к эписиноиде, всегда является постоянным. За счет этого повышается точность и плавность зацепления, а также обеспечивается бесшумная работа.

Такие закрытые зубчатые передачи, как правило смазываются трансмиссионными маслами типа ТЭП-15, ТАП-15, И-20, И-40 и др. Основным критерием отказа таких передач является контактное выкрашивание и излом зубьев. В качестве материала для них используют термоупрочняемые легированные стали, например, сталь 40ХН.

Здесь под механическим износом понимается - процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении, размеров и (или) формы [2]. При изнашивании изменяются размеры, масса детали, ее геометрическая форма и микрогеометрические параметры (шероховатость поверхности), на поверхностях появляются риски, задиры и другие повреждения. Под действием сил трения, динамических факторов (вибрации, ударных нагрузок и др.) и естественных процессов (старение материалов и др.) происходят структурные и физико-химические изменения в материале детали, появляются поверхностные напряжения, которые приводят к микротрещинам, кристаллическая решетка уплотняется, в результате чего возникает поверхностный наклепанный слой и т.п.

Механическое изнашивание происходит в результате механических взаимодействий.

Износ проявляется в виде изменения размеров и других параметров и свойств материала детали. Износ измеряется в линейных единицах, в единицах массы и т.д. [3].

Трансмиссия бурового ротора является тяжелонагруженной, работающей с небольшими скоростями, для таких передач основным требованием является соблюдение норм контакта. Нормы контакта в значительной степени предопределяют эксплуатационную надежность высоконагруженных низкоскоростных зубчатых передач, как по контактной усталости, абразивному износу, так и по наиболее опасному виду разрушения - статическому излому [4]. Вместе с тем значительную роль играют смазка таких передач, качество сборки и установки. Так незначительный перекос осей

способствует значительной интенсификации износа рабочих поверхностей зубьев передач. Существенным фактором увеличения перекоса осей ротора является консольное положение конического зубчатого колеса и верхнее расположение главной опоры с упорно-радиальными шарикоподшипниками в главной и вспомогательной опорах. Такая конструктивная схема ротора наиболее распространена для глубокого бурения скважин. Так же в качестве примера элементов передач с консольным расположением можно привести выходную шестерню механизма поворота платформы экскаватора или неточную установку подвенцовой шестерни мельниц [5].

На рис. 1 представлены виды износа в зависимости от погрешности монтажа.

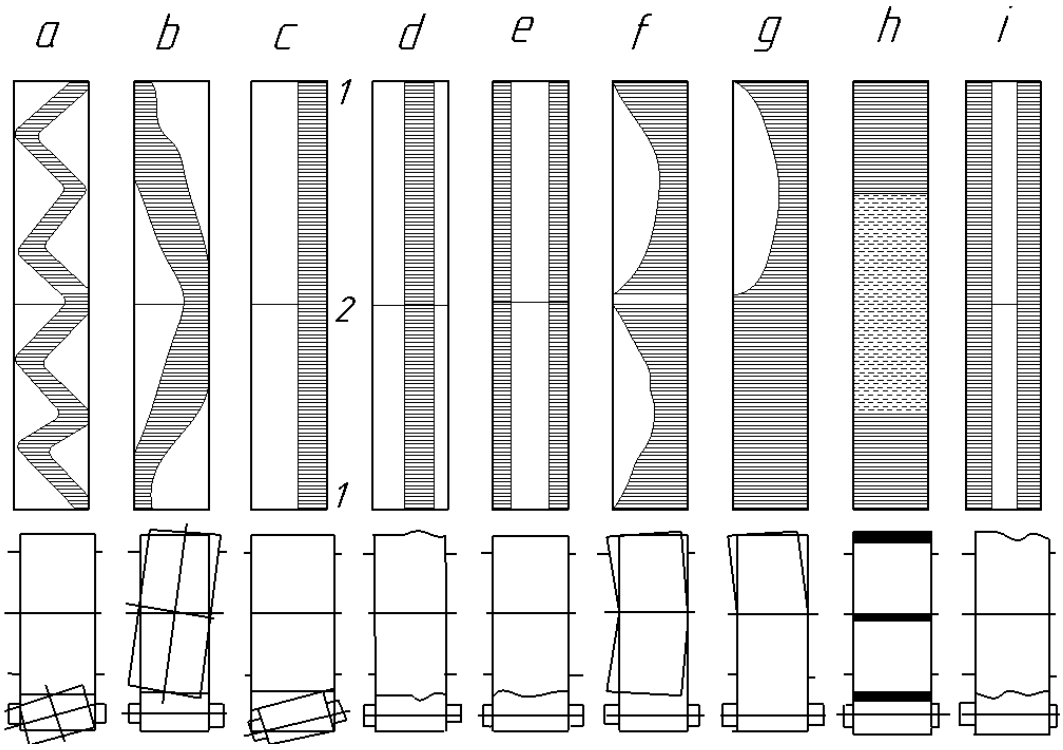


Рис. 1 Виды износа в зависимости от условий эксплуатации.
a – перекос оси приводной шестерни с односторонним выбором радиального зазора в зацеплении; b – несоосность оси венца с осью вращения барабана; c – несоосность осей приводной шестерни и венца; d – дефект колеса по окружности выступов; e – дефект шестерни по окружности выступов; f – двустороннее торцевое биение венца; g – одностороннее торцевое биение венца; h – радиальное биение венца; i – дефект шестерни по окружности выступов (бочкообразность)

Взаимный перекос зубьев бурового ротора в зацеплении ухудшает условия их смазки, вызывая местную перегрузку зубьев. Из-за перекосов, вызванных неточностью взаимного расположения элементов трансмиссии, появляется непараллельность сопрягаемых зубьев колес, вследствие чего действительная площадка контакта оказывается меньше теоретической, и как следствие, приводит к перегрузке зубьев отдельных частей зубчатого колеса и его рабочих поверхностей.

Длину линии контакта для сопряженных зубьев с учетом величины сближения можно определить по формуле [6]:

$$l_k = (l_t - t)\frac{\sqrt{R_{zw}^2 + R_{zk}^2}\cos\varphi_{\Sigma n}}{2j\tan\frac{\varphi_{\Sigma x}}{2}},$$

где l_t, j – константа и коэффициент пропорциональности, зависящий от базы измерения шероховатости; t – параметр функции Лапласа, определяемый в зависимости от отношения физических напряжений к критическим; R_{zw} R_{zk} – высота микронеровностей сопрягаемых поверхностей зубьев шестерни и колеса, мкм; $\varphi_{\Sigma x}$ $\varphi_{\Sigma n}$ – суммарные углы перекоса образующихся сопряжений зубьев в осевой нормальной плоскости зацепления [7].

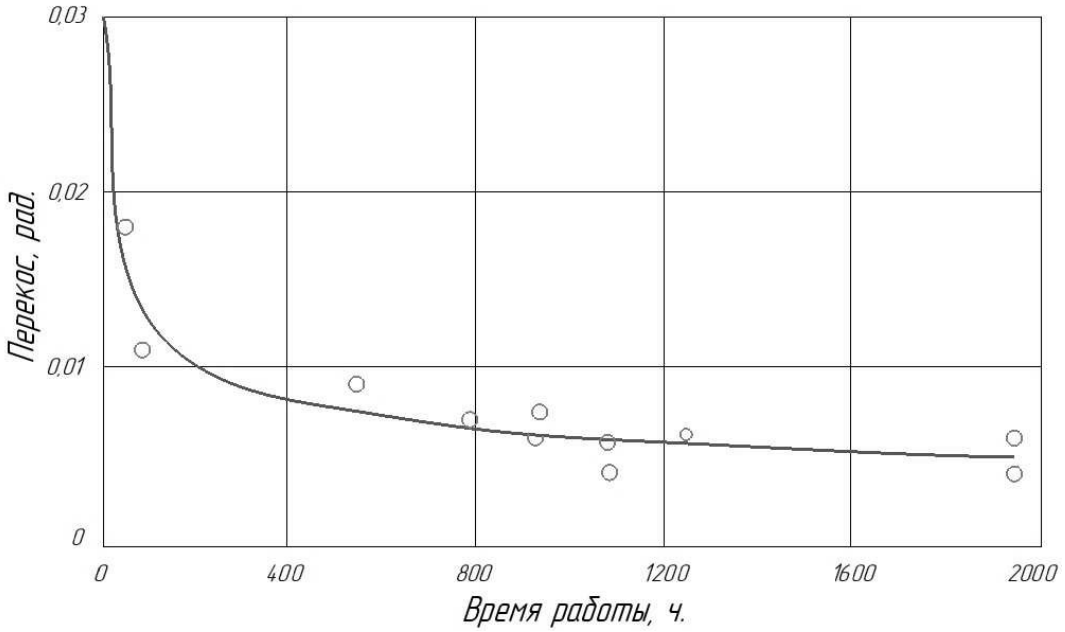


Рис. 2 Зависимость контактной долговечности зубчатых передач от величины перекоса зубьев.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования график зависимости контактной долговечности зубчатых передач трансмиссий горных машин от величины перекоса зубьев в зацеплении имеет вид, представленный на рис. 2 [8]. Исследованиями установлено, что при взаимном перекосе зубьев до 0.005 рад., происходит местное выкрашивание зубьев, а в отдельных случаях наблюдается приработка рабочих поверхностей за счет пластического деформирования и износа металла. При перекосе зубьев более 0.005 рад., возникает прогрессирующее выкрашивание материала с момента работы под нагрузкой. Неправильная или не рациональная геометрия так же значительно влияет на работу передачи. Так, повреждение зубьев при заедании происходят по последовательно развивающимся стадиям: от легкого натира - возникновения неразличимых не-

вооруженным взглядом неглубоких коротких рисок, ориентированных в направлении относительного скольжения профилей - до очень сильной формы задира с характерными широкими и глубокими бороздами, сливающимися между собой, наличием вырывов металла, наростов и оплавления поверхностных слоев металла [9].

Список литературы

1. Иванов С.Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов. СПб.: РИЦ СПГГИ, 1999, 92 с.
2. Гуткин М.Ю., Овидько И.А. Дефекты и механизмы пластичности в наноструктурных и некристаллических материалах. СПб.: Янус, 2001. 180 с.
3. Богданович П.Н., Прушак В.Я. Трение и износ в машинах / П.Н. Богданович, В. Я. Прушак. -Мн.: Выш. Шк., 1999. – 374 с.
4. Дроздов Ю.Н. Прогнозирование интенсивности изнашивания трущихся тел на основе теоретического-вариантного метода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. № 1 С.28-35
5. Виноградов Б.В., Трясучев Л.М., Кирнос В.Д. Контроль работы открытой зубчатой передачи барабанной мельницы пирометрическим способом // Горный журнал. Известия высших учебных заведений. - 1985. - №12. - С.60-62.
6. Багаутдинов, И.Н. Виды и причины выхода из строя опорно-поворотных устройств/ И.Н.Багаутдинов // Рациональное использование лесных ресурсов. - Йошкар-Ола: МарГТУ, 2001. - С. 163 -164.
7. Техническое обслуживание и ремонт горного оборудования: Учебник /Ю.Д. Глухарев и[др.]; Под. Ред. В.Ф. Замышляева. -М.: Издательский центр "Академия".- 2003. - 400 с.\
8. Стариков А.П. Оснащение прогрессивной горной техникой предприятий угольной отрасли — главная задача машиностроительного комплекса МПО "Кузбасс" // Уголь. 2008. № 7. С. 26-29.
9. Горячева И.Г., Черкина О.Г. Модель усталостного разрушения поверхностей // Трение и износ. 1990. Т. 11, №3 С. 1-11
10. КурбатоваО.А., ПавлюченкоВ.М. Монтаж и ремонт горных машин и электрооборудования: Учебное пособие. - Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2004. -286с.

УДК 62-233.3/.9

ХАРАКТЕРИСТИКА СПОСОБОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Стариков А.И., студ., **Сызранцев В.Н.** проф.
Тюменский индустриальный университет
(институт промышленных технологий), г. Тюмень, Россия

В статье отражены результаты изучения технологических особенностей изготовления передач с арочными зубьями для высоконагруженных машин, а так же описаны суммарные погрешности изготовления, монтажа погрешностей положения осей в пространстве, вызванных упругими деформациями других деталей передачи.
***Ключевые слова**: Цилиндрические передачи, арочная форма зубьев, формообразование.*

CHARACTERISTICS OF ARCHED SHAPING METHODS CYLINDRICAL GEAR TEETH

Starikov A.I., Syzrantsev V.N.

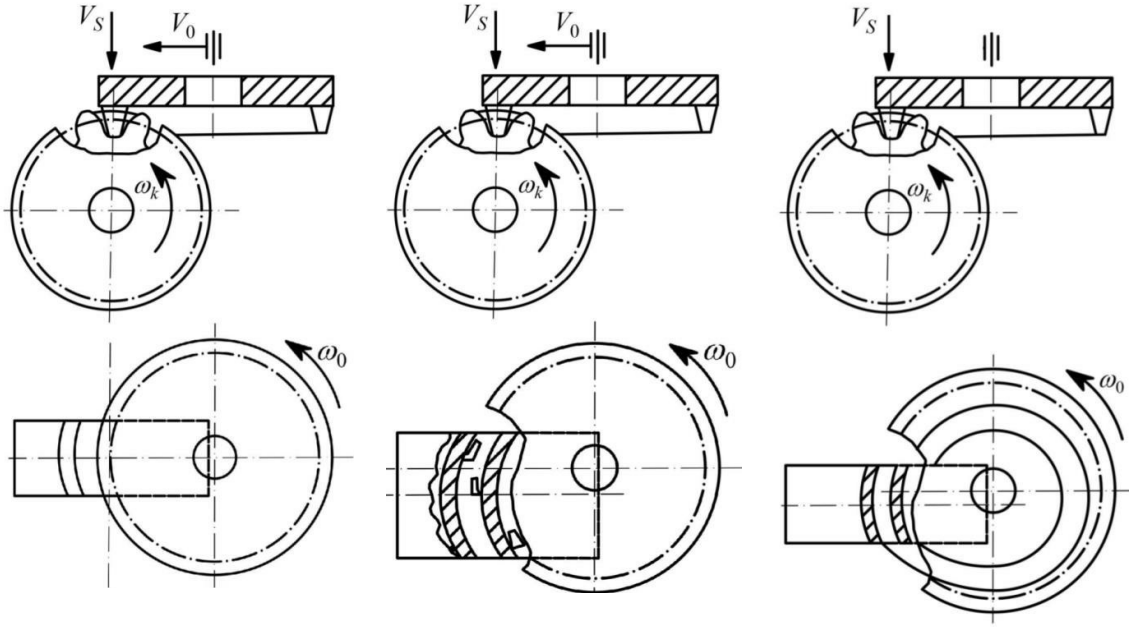
The article reflects the results of studying the technological features of manufacturing gears with arched teeth for highly loaded machines, as well as describing the total errors in manufacturing, mounting errors in the position of the axes in space caused by elastic deformations of other gear parts.
***Keywords:** Cylindrical gears, arched teeth, shaping.*

Зубчатые передачи, входящие в состав большинства современных машин и механизмов, в значительной степени оказывают влияние на их качество и надежность. Реалии современного машиностроения декларируют повышение нагрузочной способности зубчатых передач при одновременном сохранении требований по технологичности, уровню шума и виброустойчивости машин, снижению чувствительности передач к возникающим монтажным и динамическим погрешностям, связанных с положением осей колес в пространстве. На нагрузочную способность и долговечность зубчатой передачи в процессе ее эксплуатации значительное влияние оказывают погрешности базирования при передаче силового потока. Наибольшее влияние оказывает угол перекоса, который является результатом сложения погрешностей изготовления, монтажа и погрешностей положения осей в пространстве, вызванных упругими деформациями других деталей передачи, что приводит к возникновению кромочного контакта колес по их торцевым поверхностям. Влияние кромочного контакта устраняют путем приданием зубьям бочкообразной формы в продольном направлении, однако компенсировать возникающий перекос возможно только в некоторых случаях [1].

Более эффективным направлением решения описанный проблемы является использование цилиндрических передач с арочной формой зубьев в продольном направлении, изгибная прочность которых выше прямых и косых зубьев [1, 2, 3, 4], а возможности управления геометрическими характеристиками контакта и плотностью прилегания поверхностей зубьев в

различных фазах зацепления существенно выше, нежели у зубьев с бочкообразной модификацией. В этих передачах в условиях пространственного зацепления зубьев может быть реализован линейный, локально-линейный, точечный и двух точечный [5] характер контакта в зависимости от величины погрешностей взаимного положения колеса и шестерни в передаче.

Исследования, проводимые в нашей стране на протяжении последних семидесяти лет, привели к появлению более десятка различных способов изготовления арочных зубьев цилиндрических колес [4]. При этом практически каждое исследование приводило к появлению оригинальных конструкций нового инструмента, технологической оснастки и оборудования для нарезания зубьев [3, 4, 5, 6]. На сегодняшний день, наибольшее распространение получили три основные схемы формообразования арочных зубьев колес цилиндрических передач, каждая из которых предусматривает применение специального инструмента: круговая резцовая головка; фреза с группой резцов; спирально-дисковый инструмент. На рисунке представлены схемы формообразования поверхностей арочных зубьев.



а) б) в)

Рисунок 1 - Схемы формообразования поверхностей арочных зубьев: а) круговой резцовой головкой; б) фрезой с группой резцов; в) спирально-дисковым инструментом

При анализе представленных схем можно выделить следующее особенности. Технологически наиболее простым способом формообразования является схема 1а), однако он имеет недостаток, - переход к нарезанию каждой следующей впадины зуба осуществляется с прекращением процесса резания, методом единичного деления. Применяемый здесь инструмент, круговая резцовая головка, является наиболее простым, что не позволяет

осуществить синтез зацепления арочных зубьев для условий работы передачи при наличии погрешностей взаимного положения ее элементов. С появлением технологического оборудования с числовым программным управлением (ЧПУ) и использовании полуобкатного варианта изготовления цилиндрических передач с арочными зубьями, основное время изготовления колес можно уменьшить [1-2].

Схема 1б) реализует метод непрерывного деления при формообразовании арочных зубьев, используемый режущий инструмент более сложен, нежели круговая резцовая головка. Способ требует применения технологического оборудования с особыми формообразующими движениями, финишная обработка арочных зубьев невозможна. В способе схемы 1в) реализуется метод непрерывного деления, применяется наиболее сложный инструмент, - спирально-дисковая фреза, осуществление способа требует модернизации технологического оборудования. В тоже время это единственный из всех способов, при котором передача остается сопряженной при наличии погрешностей взаимного положения зубьев, при этом реализуются самые широкие возможности управления геометрическими характеристиками контакта и, в конечном итоге, несущей способностью передачи.

Зубчатые передачи с арочными зубьями целесообразно использовать в качестве конечных передач высоконагруженных машин (локомотивы, тракторы, буровые установки) [1, 4, 6], в которых угол перекоса достигает величин 10' и более минут. Прямозубые передачи обычно эксплуатируются при угле перекоса до 10', поскольку по экспериментальным данным при угле перекоса 7' в результате кромочного контакта и значительного увеличения контактных напряжений на торце зуба долговечность передачи может снижаться до двух раз. Передачи с арочными зубьями могут оставаться работоспособными при угле перекоса до 30'.

Многие ученые сходятся во мнении о возможности компенсации угла перекоса при применении передач с арочными зубьями за счет «самоустановки» одного из элементов передачи, при обеспечении в конструкции возможности перемещения колеса или шестерни вдоль вала [1, 3, 4, 5, 6]. Самоустановка осуществляется из-за смещения точки контакта к одному из торцев зуба, где угол наклона арочного зуба обеспечивает возникновение осевой силы. Экспериментально доказано [4], что даже при осевом смещении шестерни передачи, величина угла перекоса при самоустановке составляет минимум 3' и дальнейшее ее смещение не возможно. В работах [5, 6] рассмотрена передача с арочными зубьями с разнесенными по длине зонами контакта, обеспечивающая адаптацию передачи к внешнему силовому потоку и полю погрешностей.

Заинтересованность в исследованиях цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями демонстрируют ученые КНР, что подтверждается активными публикациями в международной литературе [7, 8, 9]. Чаще все-

го китайские ученые занимаются исследованиями вопросов посвященных геометрии передачи по схеме 1а, ее изгибной и контактной прочности. В тоже время имеются и оригинальные технологические предложения по формообразованию арочных зубьев [8], которые, по мнению автора, в рамках промышленной реализации пока не целесообразны.

На основании выполненного анализа установлено, что основной проблемой внедрение зубчатых передач с арочными зубьями в практику создания современных машин является отсутствие методик выбора рациональной геометрии передач исходя из заданных условий их работы при наличии случайных погрешностей взаимного положения колеса и шестерни в передаче и фактического закона внешней нагрузки.

Список литературы

1. Бобков М.Н. Теоретические аспекты технологии изготовления цилиндрических колес с круговыми зубьями / Бобков М.Н. - Тула: ТГУ, 1998. – 269 с.
2. Бочкова Д.Е. Обработка круговых зубьев пары цилиндрических колес с локализованной зоной касания / Д.Е. Бочкова, М.Н. Бобков, С.А. Золотова. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. №5. С.344-349.
3. Коганов И.А. Прогрессивная обработка зубчатых профилей и фасонных поверхностей. Тула, 1970. 181 с.
4. Сызранцев, В.Н. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: геометрия, прочность, надежность / В.Н.Сызранцев, К.В.Сызранцева. – Тюмень: ТИУ, 2020. – 171 с.
5. Сызранцев, В.Н. Цилиндрические передачи с разнесенными по длине арочных зубьев зонами контакта / В.Н. Сызранцев. Ижевск. - Текст : непосредственный // «Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова», том 24, № 2, 2021.
6. Syzrantsev V.N. (2021) Cylindrical Arc Gears: History, Achievements, and Problems. In: Barmina N., Trubachev E. (eds) Gears in Design, Production and Education. Mechanisms and Machine Science, vol 101. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-73022-2_6 C.131-151
7. Cai, X. W. Study on meshing characteristics of face gear drive with arcuate tooth based of manufacture on NC machine / X. W. Cai, Z. D. Fang, J. Z. Su. - Direct text // Journal of Aerospace Power. - 2012. - V. 27 (1). - P.198-203. 105
8. Chang, Q. Parallel translating mechanism process-oriented mathematical model and 3-D model for cylindrical gears with curvilinear shaped teeth / Q. Chang, L. Hou. - Direct text // Jordan Journal Mechanical and Industrial Engineering. - 2016. - V. 10. - P. 171-177. 106
9. Dai, Y. Hobbing mechanism of cylindrical gear with arcuate tooth traces and experimental investigation / Y. Dai, A. Yukinori, D. Jiang. - Direct text. // China Mechanical Engineering. - 2006. - V. 17 (7). - P. 706-709.

УДК 621.8

AUTOMATION OF CENTRALIZED LUBRICATION SYSTEMS

Aizhambayeva S.Zh., Cand.Tech.Sci., associate professor
Yesbergenova A.A, master's student
Karaganda technical university, Karaganda, Kazakhstan

Currently, the relevance of the use of centralized lubrication systems (CLS) in the mining and construction industries has increased significantly. This article shows the scope of such systems. The results of experiments in the field of fluidity of domestic and foreign lubricants for CLS at negative temperatures are described.

Keywords: *lubrication system, automation, recycling, motor oil, equipment operation.*

The effectiveness of centralized lubrication systems (CLS) has been proven by the experience of their application in technological transport and powerful mining equipment [1].

By minimizing the time to complete the work and raising the lubrication conditions, the productivity of the structure increases. Minimizes repair and maintenance costs. Thanks to the system and metered supply of lubricant to the friction units, you can refuse to purchase spare parts. The positive result of the introduction and application of the CLS makes it possible to introduce and use them with the same recognition at other constructions of mining plants. Today, when demand, work efficiency and competitiveness do not lose their relevance, automated systems acquire special importance by the way. As in this case, the use of automation in the lubrication system makes it possible to open a "second wind" to the existence of industries such as heavy machinery and so on.

At the same time, automation has a key role in the modernization of the technical part of equipment at enterprises and the introduction of innovations in production efficiency. With technical modernization, the expected result is a reduction in time and maintenance costs, by increasing the productivity and reliability of the service of the equipment design.

When using automatic centralized lubrication systems, we have the opportunity to minimize the downtime of equipment. The effectiveness of the use of such systems is confirmed by their use on the experience of foreign production (for example, «Komatsu» and «Caterpillar»), which is mainly equipped with similar lubrication systems [2].

The use of automatic centralized lubrication systems makes it possible to significantly increase the productivity of the design and reduce operational moments. Ease of operation, reliability and quick payback are the decisive factors that guide the use of construction and equipment with such systems. The automatic system conducts the lubricating fluid to a specific node, minimizing any human interference in the lubrication process. The system fully ensures continuous monitoring of the lubricant level in the friction units.

To date, there is a significant practice of using automatic systems on machinery and equipment. Such lubrication systems as: lightweight, compact, reliable, with the possibility of programming for the selection of lubrication supply modes.

We also need to look at some points that limit the large-scale implementation of automatic centralized lubrication systems. To begin with, it is the masters' distrust of innovations in systems engaged in equipment maintenance. Secondly, automatic centralized systems need to use special lubricants. In order for the system to work properly, it is necessary to use special lubricating oils, manufacturers usually indicate this in the description of the oil or prescribe it in the composition [3].

Lubricant manufacturers produce lubricants with the required characteristics. Typical characteristics of lubricants for automatic centralized lubrication systems are presented in Table 1.

Table 1. Typical characteristics of lubricants for automatic centralized lubrication systems

	Indicators	Litol Ultra EP2 (RF)	Mobil SHC 220 (USA)	Multy Duty Grease (Belgium)
1	NLGI class	2	2	2
2	Penetration 25°C	269-295	280	265-295
3	Base oil	Semi - synthetic	Synthetic	Mineral
4	Operating temperatures,°C	- 45…+130	- 45…+170	-20…+140
5	Minimum pumpability temperature, °C	-30	No data	-20

The table shows that Litol Ultra lubricants significantly exceed the pumpability limit temperature of Multy Duty and cover virtually the entire temperature spectrum of equipment operation.

In addition to pumpability, it is necessary to look at the penetration number, NLGI (a number describing the softness of the lubricant; the higher the NLGI class, the thicker the lubricant). For lubricants used in automatic centralized systems, the NLGI index should not be more than two. However, this recommendation is sometimes ignored by manufacturers who begin to add hydraulic oil to the composition of lubricants, sometimes even diesel fuel. Such a decision leads to irreversible consequences. The ingress of mechanical and chemical impurities into the composition of the lubricant leads to incorrect operation of the entire equipment system. When a large amount of liquid is introduced into the composition of lubricants, their structure is disrupted, which further leads to a change in their properties. Changing the characteristics of the lubricant: its stability, operating temperatures, viscosity, etc.

Lubricity is one of the main characteristics of lubricants. It is measured by the maximum and welding loads. The maximum load is the critical load at which the oil film is destroyed and the friction mode switches from liquid mode to semi-dry or completely dry. Welding load is an indicator that characterizes the property of the lubricant to prevent abrasion under conditions of high contact loads [4].

Conclusion

In the modern manufacturing industry, special lubricants containing extreme pressure additives that improve lubricating characteristics are being developed for expensive and difficult-to-maintain equipment. To denote these characteristics, the EP index (Extreme Pressure) is usually used, or it is separately prescribed in the composition of lubricants. They have found a wide range of applications in assemblies and mechanisms that are subjected to vibration and shock load.

In conclusion, it should be noted that for the effective operation of the assembly units, it is necessary to use modern exclusively specialized lubricants of the EP class.

References:

1. Gosman A.I. Госман А.И. Automatic lubrication system – a way to reduce downtime of technological equipment // Mining industry. 2012. № 6
2. Ivanov S.L., Dudko P.P., Dmitriyev G.Yu., Podhalyuzin S.P. Automatic centralized lubrication systems. Application experience, problems and prospects of use. // Notes of the Mining Institute. 2018 № 178.
3. V.I.Shchekotov, A.S.Dzhelyalov, I.N.Krikun, A.I.Gosman, L.P.Prakhov/ Ways to reduce downtime of earthmoving and construction equipment // Mining industry. 2015. № 3.
4. Povkh I.S., Tonkonogov B.P., Bagdasarov L.N., Kolybelsky D.S., Porfiriev Ya.V. Investigation of the dependence of the properties of complex lithium lubricants based on synthetic base oils on the viscosity of the dispersion medium and the composition of the dispersed phase // Journal of SIBFU. Chemistry. 2015. №1.

РЕМОНТ, СЕРВИСНОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И ДИАГНОСТИКА ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Чтобы о́жил экскаватор,

Чтоб дробилка ожила́,

Должен мастер-реставратор

В их наведаться тела!

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.002.05

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Андреева Л.И.[1], гл. науч. сотр., д.т.н., **Красникова Т. И.**[2], науч. сотр., к.т.н
[1]Челябинский филиал Института горного дела Уро РАН, г. Челябинск
[2]ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск

В статье приведены рекомендации по выбору методов оценки технического состояния горных машин, применению наиболее эффективных ремонтных воздействий, позволяющих сократить время обслуживания машин, снизить трудозатраты, произвести ремонт по приемлемой стоимости.
Ключевые слова: *ремонтное обслуживание, агрегатно-узловой метод, равноресурсный комплект, диагностика.*

RECOMMENDATIONS FOR IMPROVING THE TECHNOLOGY OF REPAIR SERVICE OF MINING EQUIPMENT

Andreeva L.I., Krasnikova T.I.

The article provides recommendations on the choice of methods for assessing the technical condition of mining machines, the use of the most effective repair effects, allowing to reduce maintenance time of machines, reduce labor costs, to make repairs at an acceptable cost.
Keywords: *repair service, aggregate-node method, equal-resource kit, diagnostics.*

Сложившаяся организация процессов ремонта горного оборудования, состояние ремонтной базы, номенклатура и количество эксплуатируемого оборудования, состояние оборудования по его ремонтопригодности и унификации предопределяет постепенный переход к более совершенным методам организации ремонтов горной техники. Такой переход должен включать два периода: первый период должен закончиться до 2000 г. внедрением агрегатно-узлового метода ремонта для всех видов оборудования и контроля качества ремонта на выходе из ремонтной зоны, рассредоточенного (поэтапного) ремонта для основного горного оборудования. Второй период совершенствования технологии ремонтов к 2022 г. внедрением наиболее прогрессивного метода ремонта – равноресурсными комплектами [1].

Для осуществления агрегатно-узлового метода ремонта формируется парк горной техники с минимальным количеством марок машин, имеющих унифицированные и стандартизированные узлы и агрегаты. Создается оборотный фонд запасных узлов и агрегатов, разрабатывается необходимая техдокументация, переоснащается, соответственно, ремонтная база. Агрегатно-узловой метод ремонта позволяет сократить простои оборудования в ремонте в 2-3 раза.

Рассредоточенный (поэтапный) ремонт позволяет сократить простои в ремонте на 30-60% и рассредоточить объемы ремонтов равномерно в тече-

ние планируемого промежутка времени (например – года), тем самым существенно улучшить условия работы ремонтной службы.

Внедрение поэтапной системы требует проведения большой подготовительной работы, связанной с трудовым, материальным и техническим обеспечением ремонтных работ; организационной перестройки структуры управления ремонтными работами; принципиально новой организацией технического обслуживания и ремонта горной техники и оборудования.

Ремонт равноресурсными комплектами рассчитан на оборудование «нового поколения», узлы и детали которого будут обладать длительными сроками службы, при этом агрегаты и механизмы будут состоять из равноресурсных деталей и комплектов. Это даст возможность заменять изнашиваемые узлы равномерно в течение всего срока службы машин новыми узлами и комплектами, поскольку полностью и равномерно изношенные старые детали ремонту не подлежат.

Ремонт равноресурсными комплектами позволит сократить простои оборудования в 6-8 раз при условии освоения промышленного производства горнотранспортных машин на базе равноресурсных сборочных единиц.

Одной из неотъемлемых операций обслуживания должен быть контроль фактического технического состояния оборудования с целью установления момента предаварийного состояния, возникающего, в первую очередь, в результате выработки ресурса. При этом предполагается, что другие операции по обслуживанию обеспечивают работоспособное состояние оборудования в заданных условиях эксплуатации.

Очевидно, что для высокопроизводительного оборудования, выпускаемого, как правило, малыми сериями или единичными образцами, первый способ неприемлем. Для рассматриваемого оборудования рекомендуется включать в систему обслуживания диагностические методы контроля фактического состояния и косвенные методы определения выработки ресурса узлов и деталей. Недостаточное количество учитываемых факторов в системе ППР увеличивает аварийные ремонты техники и повышает трудоемкость ремонтных работ (таблица 1)

Таблица 1

Величина недоиспользованного ресурса экскаваторов

Тип экскаватора	Вид ремонта	Норматив простоя, дней	Фактическое среднее время простоя, дней	Ресурс до кап. ремонта млн. $м^3$	Наработка на кап. ремонт, $м^3$	Недоиспользованный	
						млн.$м^3$	%
ЭКГ-10	С, К	31-62	45-67	14,0	7,24	6,76	**48,0**
ЭКГ - 15	С, К	35-70	39-92	22,0	9,41	12,59	**58,0**

Недоиспользование ресурса взывает неоправданные затраты на капитальные ремонты [2].

Формализованные методы определения диагностических признаков, как правило, предусматривают анализ математических моделей объекта диагностирования.

Наиболее эффективным методом оценки технического состояния узлов машин в процессе эксплуатации является неразрушающие безразборные испытания, позволяющие по косвенным признакам судить о фактическом техническом состоянии оборудования. Среди различных методов рекомендуется вибрационно-диагностический метод периодического контроля, позволяющий проводить диагностику на «горячей» машине, не выводя ее из эксплуатации (опыт ЗАО «Черниговец»).

В основу вибрационно-диагностического контроля износа положена зависимость между параметрами вибросигнала, излучаемого механизмом при его работе, и износом механизма. Достоинством этого метода является возможность локализации неисправного элемента и установления по характеру изменения виброаккустического сигнала типа неисправности.

Что касается методов локального постоянного контроля наиболее ответственных узлов, рекомендуется использовать соответствующие датчики контроля температуры, напряжений в элементах МК, устройства регистрации перегрузок и т.д. в единой контроль-измерительной системе на базе бортовых микропроцессоров.

Развитие и совершенствование комплекса задач информационного обеспечения при разработке и внедрении подсистемы «АСУ-ремонт» должно осуществляться в следующих направлениях: формировании нормативной базы системы ТО и ремонтов оборудования предприятий; планировании ТО и ремонта оборудования; учета и анализа технического состояния оборудования; оптимизации запасов и установлении оптимальных нормативов запчастей и материалов; корректировке объемов ТО и ремонтов, периодичности их выполнения с учетом состояния оборудования на основе критерия наибольшего экономического эффекта.

Предложения по технической реализации некоторых методов контроля состояния механизмов должны рассматриваться на длительную перспективу с учетом разработки и внедрения нового поколения контроль-измерительной аппаратуры, входящей в функциональные системы контроля.

Список литературы

1. Андреева Л.И. Методология формирования технического сервиса горнотранспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. докт. техн. наук. / Л.И.Андреева. – Екатеринбург, 2004. 297 с.

2. Побегайло П.А., Гадолина И.В., Крицкий Д.Ю. О современном состоянии износа элементов карьерных экскаваторов // Сборник трудов XVII международной научно-технической конференции «Чтение памяти В.Р. Кубачека». – 2019. – С. 345.

УДК 622.002.05

ВНЕДРЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В РЕМОНТ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА УСОЛЬСКОМ КАЛИЙНОМ КОМБИНАТЕ

М.А. Жулдыбин[1], Д.А. Шибанов[2]
[1]АО «Березниковский механический завод»; [2]Санкт-Петербургский горный университет

Для эффективной работы горных предприятий, занимающихся добычей и переработкой полезных ископаемых, на данном этапе развития необходимо соответствовать высочайшим требованиям надежности состояния оборудования и его экономичной работы. Надежность, соответствующая таким требованиям, поддерживается при применении современных средств и методов контроля состояния горных машин и оборудования. Большинство горных предприятий в России применяет планово-предупредительную систему технического обслуживания и ремонта. Переход на проактивную систему позволит существенно увеличить межремонтный цикл горных машин и оборудования, снизив количество ремонтных и аварийных простоев.
***Ключевые слова**: проактивное ТОиР, надежность, цифровые технологии, ленточный конвейер*

INTRODUCTION OF DIGITAL TECHNOLOGIES IN THE REPAIR AND MAINTENANCE OF THE BELT CONVEYOR AT THE USOLSKY POTASH MILL

Zhuldybin M.A., Shibanov D.A

At this stage of technology development of mining and mining processing enterprises, in order to work effectively, it is necessary to meet the high requirements of equipment reliability, as well as economical operation. The reliability of the equipment is based on the mandatory use of modern means, methods of control and adjustment of mining equipment. Most mining enterprises in Russia use a planned preventive maintenance and repair system. The transition to a proactive system will significantly increase the inter-repair cycle of mining machinery and equipment, reducing the number of repair and emergency downtime.
***Keywords**: proactive maintenance and repair, reliability, digital technologies, conveyor belt*

Статья является обзором проекта, идея которого заключается в оснащение ленточного конвейера системой дистанционно работающих датчиков, позволяющих в режиме реального времени отслеживать техническое состояние конвейера при помощи показателей ключевых узлов, влияющих на его работоспособность. Улучшение приведет к снижению рисков возникновения отказов, увеличит межремонтный цикл, обеспечит существенное сокращение простоев и расходов на проведение ТОиР.

Целью разработки проекта являлось уменьшение количества простоев в ремонте, аварийных простоев оборудования на фабрике УКК, а также снижения затрат на ТМЦ при обслуживании ленточного конвейера по системе проактивного ТОиР с осуществлением процесса цифрового мониторинга технического состояния, основанного на средствах и методах диагностики оборудования, учитывающих характерные механизмы деградации/виды отказов и категории критичности оборудования.

Анализ состояния процессов ТОиР горнорудного дивизиона АО «МХК «ЕвроХим» позволил определить недостатки системы ТОиР и их влияние на результат, что позволило выделить области для улучшений.

К недостаткам современного состояния ТОиР относятся:

1) малая доля работ на основе контроля состояния, большинство работ выполняется реактивно. Дефекты узлов и деталей не выявляются на ранней стадии их развития, слабая функция диагностики приводит к снижению срока службы ТМЦ, увеличение количества ТМЦ на складах, снижению средней наработки между отказами оборудования и избыточному ремонту.

2) весь цикл ТОиР лежит на механиках. Ответственный механик планирует потребности, составляет график ТОиР, контролирует исполнение, формирует и анализирует отчётность и т.д. Такой подход приводит к низкому уровню ответственности при планировании и исполнении ТОиР (ввиду отсутствия контроля), что приводит к увеличению трудозатрат и снижению доступности персонала ТОиР, в итоге повышению стоимости работ.

3) отсутствие учёта возникающих отказов и неисправностей, не организованный процесс расследования для недопущения повторения подобных событий приводит к высокой доли аварийных простоев (до 85% внеплановых работ ТОиР по БЕ) и низкой готовности оборудования.

4) отсутствуют исторические данные по влиянию отказов оборудования на производство, работу другого оборудования и на финансовые показатели. Отсутствует финансовое обоснование для всех существующих и предлагаемых воздействий ТОиР. Планирование ТОиР выполняется на основе экспертной оценки ответственных за техническое состояние.

5) отсутствие риск-ориентированного подхода, приоритизация активов производится на основе экспертной оценки «на местах». Усилия по инвестиционной деятельности и работа функции ТОиР не всегда сосредоточены на высококритичном оборудовании. При определении стратегии ТОиР не учитываются риски для безопасности и экологии.

На сегодняшний день в России и за рубежом в различных областях человеческой деятельности происходит массовое внедрение цифровых технологий. Не являются исключением и промышленные предприятия, которые предпринимают попытки внедрения передовых технологий (включающих в себя искусственный интеллект, большие данные, дополненную реальность и т.д.), улучшающих экономические показатели, а также повышающих эффективность управления. На современных производствах особое внимание представляют вопросы безаварийной эксплуатации оборудования и повышение качества ТОиР, поэтому технологии цифровизации, в первую очередь, внедряются именно в этих направлениях.

Объектом исследования проекта являлся конвейер ленточный КЛ650Н, предназначенный для транспортирования в отделение сушки кека флотационного концентрата (обезвоженный хлористый калий) в макроклиматических районах с умеренным климатом (исполнение У) с категорией размещения 4 по ГОСТ 15150-69.

Технические показатели конвейера обеспечиваются при следующих условиях эксплуатации:

- высота места эксплуатации над уровнем моря не более 1000 м;
- температура наружной атмосферы от - 40° до + 35°С;
- относительная влажность окружающего воздуха, при температуре 25 ˚С, не более 98 %;
- запыленность окружающего воздуха, не более 200 мг/м^3;
- номинальное напряжение питающей сети, 380 В;
- колебание напряжения питающей сети от -15 до + 10%.

Исполнение электрооборудования – общепромышленное.

Конвейер может работать как в качестве отдельной транспортной установки, так и в составе автоматизированных конвейерных линий.

Конструкция конвейера обеспечивает возможность установки датчиков ВД06А, ИПВ-3, ОВЕН ДТС, при помощи которых дистанционно, из любой точки мира, можно наблюдать за показателями (маркерами), характеризующими остаточный ресурс ключевых узлов конвейера.

Датчики ОВЕН ДТС применяются для постоянной во времени фиксации температуры жидких, паро- и газообразных сред, сыпучих материалов и твердых тел в промышленности. Датчики преобразуют изменение температуры в изменение электрического сопротивления постоянного тока. Датчики изготавливаются с кабельным выводом или с коммутационной головкой в различных конструктивных исполнениях, которые позволяют устанавливать их на трубе, стене, погружать в среду и т.д.

Возможны исполнения с диаметром, *D* - 8 или 10 мм, а также длинами, *L* - 80, 100, 120, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 мм.

Конструкция конвейера подразумевает наличие 6 подобных датчиков и позволяет фиксировать в режиме реального времени следующие, ключевые для работоспособности данного оборудования, показатели:

- Температура корпуса двигателя мотор-редуктора;
- Температура масла. Сливная пробка редуктора;
- Температура натяжного барабана. Опора 1;
- Температура натяжного барабана. Опора 2;
- Температура приводного барабана. Опора 1;
- Температура приводного барабана. Опора 2.

ВД06А – виброизмерительный преобразователь, предназначенный для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению корпуса датчика. Основное назначение датчика – работа в качестве чувствительного элемента виброизмерительных и

вибродиагностических систем. Установка датчика на объект может осуществляться при помощи шпильки М5 или магнитного крепления КМ-2.

Датчик содержит усилитель, встроенный в корпус, для согласования высокого выходного сопротивления вибропреобразователя с низким входным сопротивлением соединительного кабеля и увеличения дальности размещения датчика от виброизмерительного устройства. Выходной сигнал датчика пропорционален виброускорению.

ИПВ-3 – измерительный преобразователь предназначен для преобразования сигнала с выхода датчика вибрации (в данном случае ВД06А) в унифицированный электрический сигнал постоянного тока 4 – 20 мА, который пропорционален среднеквадратичному значению виброскорости и используется для оценки технического состояния оборудования.

Конструкция конвейера подразумевает наличие 5 комплектов подобных датчиков и позволяет фиксировать в режиме реального времени следующие, ключевые для работоспособности данного оборудования, показатели:

- Вибрация корпус мотор-редуктора;
- Вибрация натяжного барабана. Опора 1;
- Вибрация натяжного барабана. Опора 2;
- Вибрация приводного барабана. Опора 1;
- Вибрация приводного барабана. Опора 2.

Мониторинг осуществляется оператором в режиме реального времени при помощи интернет-сервиса OwenCloud.

OwenCloud - облачный SaaS-сервис (англ. software as a service) предназначенный для удаленного мониторинга, управления и оперативного контроля аварийных ситуаций на объектах предприятий в любых отраслях.

Для подтверждения эффективности внедрения цифровых технологий в систему ТОиР данного конвейера был произведен расчеты коэффициента использования конвейера, а также экономической эффективности всего проекта, результаты которых полностью обосновывают рациональность всего проекта.

УДК 622.242

РЕМОНТ КОВШЕЙ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В УСЛОВИЯХ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР

Клигунова З. А., магистрант, **Клигунов Е. С.,** ст. препод.
Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия

Приводится описание улучшения технологии ремонта ковшей карьерных экскаваторов ЭКГ-5А в условиях отрицательных температур. Для сокращения времени ремонта и улучшения условий ремонта используется стенд кантователь.
Ключевые слова: *ремонт ковша, ковш карьерного экскаватора, тепляк, стенд кантователь*

REPAIR OF BUCKETS OF QUARRY EXCAVATORS IN CONDITIONS OF NEGATIVE TEMPERATURES

Kligunova Z. A., Kligunov E. S.

The description of improvement of technology of repair of buckets of EKG-5A quarry excavators in conditions of negative temperatures is given. To reduce the repair time and improve the repair conditions, a stand is used.
Keywords*: bucket repair, bucket of a quarry excavator, greenhouse, stand tilter*

Освоение карьерным способом каменноугольных месторождений проводят с применением карьерных одноковшовых экскаваторов — мехлопат. На карьерах основная часть добычных и вскрышных работ выполняется экскаваторами с объемами ковша 4,6 – 6,3 м^3. В ближайшей перспективе эта тенденция сохранится, несмотря, на увеличение объемов, выполняемых по бестранспортной и поточной технологии [1].

В настоящее время выпускается большое число различных моделей карьерных экскаваторов, которые отличаются в основном параметрами рабочего оборудования: вместимостью ковша, длиной стрелы и рукояти. При этом размеры стрелы и рукояти определяют параметры рабочего оборудования экскаватора.

В парке предприятия ООО «Эльгауголь», которое осваивает Эльгинское каменноугольное месторождение, расположенное в юго-восточной части Якутии, находятся карьерные экскаваторы отечественного и импортного производства различных размерных групп.

Примером может служить экскаватор ЭКГ-5А (рис. 1) – это гусеничная электрическая специальная техника, используемая в карьерах по выемке и погрузке предварительно разрыхленных пород. Экскаваторы ЭКГ просты в управлении и обслуживании.

Экскаватор ЭКГ-5А – это модификация старых моделей Уралмашзавода: ЭКГ-4,6Б и ЭКГ-4,6, ЭКГ-4,6А.

Ковш экскаватора ЭКГ-5А состоит из передней и задней стенок, днища, коромысла и обоймы с уравнительным блоком. Передняя стенка из высокомарганцовистой стали снабжена пятью съемными зубьями из той же

стали. Передняя стенка и зубья наплавляются твердым сплавом типа «Сормайт». Корпус ковша соединяется пальцами с. коромыслом и днищем. Рукоять ковша состоит из двух сварных балок прямоугольного сечения, изготовленных из листов низколегированной стали с приваренными цельнокатаными рейками.



Рисунок 1 – Общий вид экскаватора ЭКГ-5А

Парк предприятия включает современные экскаваторы и те, которые имеют продолжительный срок службы, в результате чего требуют проведения периодических внеплановых ремонтов из-за дефектов рабочего оборудования. Наибольший процент дефектов относится к ковшам экскаваторов.

Основные дефекты ковшей проявляющиеся при постоянной эксплуатации карьерных экскаваторов:

- износ элементов ковша;
- трещины по боковым стенкам и днищу;
- трещины в местах крепления адаптеров;
- износ футеровки ковшей.

Разработка Эльгинского каменноугольного месторождения производится круглый год. Ковши карьерных экскаваторов постоянно нуждаются в ремонте. Чаще всего ковши доставляют в ремонтную мастерскую предприятия для выполнения всего комплекса ремонтно-восстановительных работ.

Соблюдение технологии ремонта ковшей в зимний период года затруднено в виду очень низких температур окружающего воздуха, так как ремонт ковшей экскаваторов производится на специальном сварочном посту, находящемся за пределами производственного корпуса. Для проведения ремонтных работ в зимнее время, для поддержания температуры металла ковша, все работы по завариванию трещин, замене адаптеров и фу-

теровке ковша проводят на специальной площадке в тепляке. Существенным недостатком такого способа является невозможность производить ремонтные работы с разных сторон ковша без кантования. При этом кантование ковша подразумевает несколько операций, таких как - снятие тепляка, строповку ковша, кантование с помощью стрелового крана, расстроповку ковша и установку тепляка. За это время:

- происходит неравномерное охлаждение металлоконструкции ковша;
- присутствуют динамические нагрузки на элементы ковша во время поворотов;
- присутствуют потери времени на восстановление температурного режима ремонтных работ.

Улучшение технологии ремонта ковшей карьерных экскаваторов позволит устранить указанные недостатки. Новая технология ремонта предусматривает установку подготовленного к ремонту ковша экскаватора на стенд кантователь, что позволит выполнять комплекс ремонтных работ, не прерываясь на снятие тепляка и кантование ковша краном. Общая схема технологического процесса ремонта ковша представлена на рис. 2.

Требующие ремонта ковши, должны удовлетворять требованиям технических условий на сдачу в ремонт. В технических условиях, разработанных на предприятии, предусмотрены допустимые повреждения ковша и определена его «остаточная» комплектность. Некомплектные ковши или ковши, требующие ремонта объем, которого превышает максимально допустимый техническими условиями, в ремонт не принимают.

Для примера рассмотрим процесс ремонта ковша экскаватора ЭКГ-5А [1]. Передняя стенка ковша, коромысло, плита и петли днища, зубья изготовляются из высокомарганцовистой стали марки 110Г13Л, а задняя стенка из стали марки 35Л.

Эти сплавы не достаточно хорошо работают при самых низких отрицательных температурах, так как критический температурный интервал хрупкости у них практически не достаточно низок. Эти металлы не могут свариваться при низких температурах без подогрева.

При ремонтных работах на ковше сварку деталей, изготовленных из стали марки 110Г13Л, производят электродами аустенитного класса, например, марки 03Л-6 [3], [4].

Режущая часть передней стенки и передняя часть зуба подвергаются крестообразной наплавке износостойким материалом типа «Сормайт». При периодическом — не реже одного раза в месяц — восстановлении наплавки это позволяет увеличить долговечность деталей.

При замене зубьев ковша необходимо выбрать стальными прокладками зазор между зевом зуба и установочной плоскостью передней стенки.

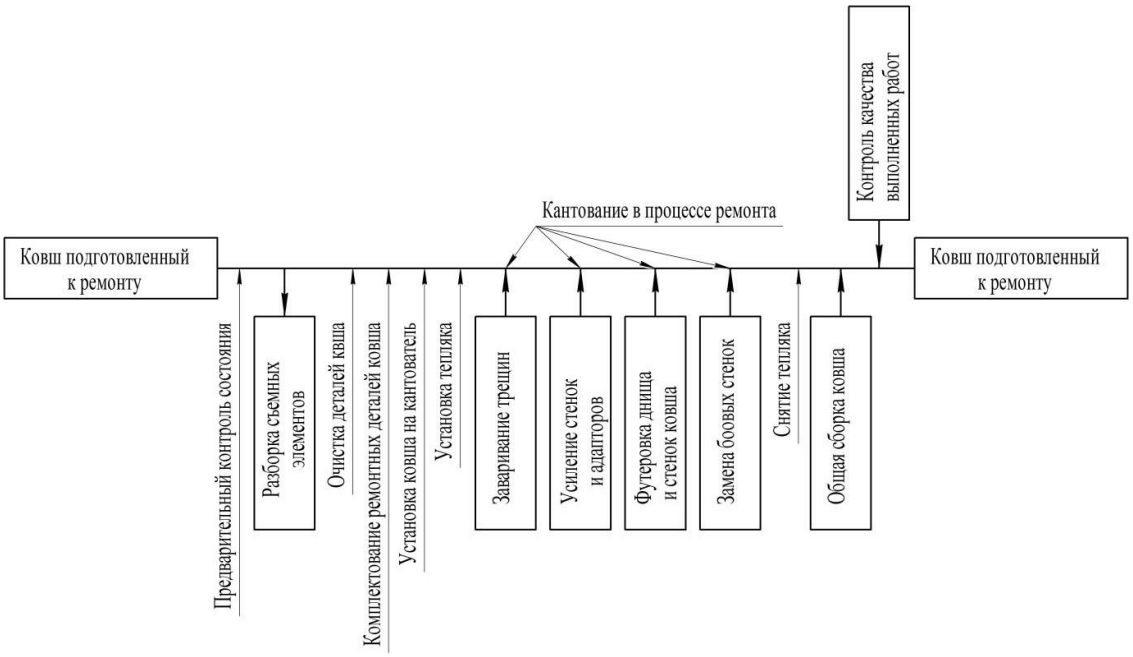


Рисунок 2. Общая схема технологического процесса ремонта ковша

Предлагаемое совершенствование технологии ремонта в условиях реального предприятия позволит:

- исключить потери времени на снятие и монтаж тепляка;
- сократить время кантования ковша;
- исключить потери времени на восстановление температурного режима процесса ремонта;
- исключить неравномерное охлаждение металлоконструкции ковша карьерного экскаватора.

Список литературы

1. Ефимов В. Н., Цветков В. Н., Садовников Е. М. Карьерные экскаваторы: Справочник рабочего.— М.: Недра, 1994.— 381 с.
2. Лапин В. С., Вольберг В. В. Ремонт и восстановление кузовов автомобилей: Учеб. пособие для СПТУ. — М.: Высш. шк., 1988.— 119 с.
3. Ларионов В.П. Электродуговая сварка конструкций в северном исполнении. - Новосибирск; Наука, 1986. - 253 с.
4. Квагинидзе В.С., Радкевич Я.М., Русихин В.И. Ремонтная технологичность металлоконструкций карьерных механических лопат на угольных разрезах Севера. - М.: Изд-во МГГУ, 1997. - 224 с.

УДК 622.276

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ

Иванов С.Л.[1], проф., **Мякотных А.А.**[1], асп., **Князькина В.И.**[1], асп.
[1]Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Способность торфа поглощать большие объемы углекислого газа связана с необходимостью разработки новых способов добычи торфа, направленных на уменьшение влияния на окружающую среду, что осуществимо при проведении работ на неразработанных территориях, что, в свою очередь, влечет за собой разработку научно-обоснованной оценки выбора адекватных технологических решений, а также теоретические и экспериментальные исследования не только для разработки нового комплекса добычи торфа, но и технического обслуживания машин для этой добычи, в особенности, основанного на стратегии обслуживания по фактическому состоянию, в частности, исследования оценки загрязненности рабочей жидкости, результаты которого представлены в данной работе.
***Ключевые слова**: добыча торфа, экскаватор, гидравлическая система, оценка загрязнения рабочей жидкости.*

MONITORING OF THE WORKING FLUID CONDITION OF THE HYDRAULIC SYSTEM OF MINING MACHINES FOR THE EXTRACTION OF PEAT RAW MATERIALS

Ivanov S.L., Myakotnykh A.A., Knyazkina V.I.

The ability of peat to absorb large amounts of carbon dioxide is associated with the need to develop new methods of peat extraction aimed at reducing the impact on the environment, which is feasible when working in undeveloped areas, which, in turn, entails the development of a science-based assessment of the choice of adequate technological solutions, as well as theoretical and experimental research not only to develop a new complex of peat mining, but also maintenance of machines for this mining, especially based on a maintenance strategy based on the actual state, in particular, the study of the contamination of the working fluid, the results of which are presented in this paper.
***Keywords:** peat extraction, excavator, hydraulic system, assessment of contamination of the working fluid.*

Запасы торфа России в пересчете на условное топливо приблизительно равны запасам нефти и газа, уступая только запасам угля [1]. Согласно Указу Президента РФ от 02.07.2021 №400 и положениям из распоряжения об энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года приняты стратегии эффективного использования природных ресурсов, в частности торфяных, с сохранением природного ландшафта при реализации наилучших доступных технологий (НДТ), а также экономически эффективного его применения как местного топлива для энергообеспечения удаленных регионов страны.

На сегодняшний день добыча торфяного сырья сопряжена с водопонижением территорий торфяных месторождений, что является причиной усиления антропогенного воздействия на окружающую среду, возрастания рисков пожаров, а также необходимости рекультивации отработанных территорий. Перечисленные операции влекут за собой не только финансовые

потери, но и временные, при этом основной негативной составляющей водопонижения является негативное изменение биоразнообразия ареала; гидрологической системы; повышения рисков возгорания залежи; концентрации выбросов парниковых газов [2, 3, 4]. Современные способы добычи торфа [5, 6, 7] ставят перед исследователями задачи: отказа от сезонных работ, снижения затрат на подготовку торфяных месторождений; сокращение потерь добытого сырья. Реализация поставленных целей требует разработки новых комплексов горного оборудования и поддержания его в работоспособном состоянии.

Осуществление перехода от традиционных способов добычи к перспективным возможно при научно-обоснованной оценке выбора адекватных технологических решений, что требует проведения теоретических и экспериментальных исследованиях для разработки климатически нейтрального комплекса добычи торфа, а также для осуществления технического обслуживания технологических машин, применяемых для добычи.

Существует геотехнология добычи торфа без водопонижения месторождений с осуществлением выемки торфяного сырья на полную глубину залежи [6]. Учитывая тот факт, что после выемки торфяного сырья добычная техника, установленная на понтоны или шагающие платформы, становится отрезанной от ремонтных баз и выработанное пространство заполняется водой, то в случае отказа машины, осуществлять ремонт в таких условиях затруднительно и невозможно применять специализированное оборудование для ремонта машин. Для того, чтобы снизить риски отказов подобной техники необходимо осуществлять мониторинг его технического состояния в рамках стратегии технического обслуживания по фактическому состоянию.

Базовой машиной для разработки торфяного месторождения является гидравлический экскаватор, основная причина выхода из строя его гидравлических систем – загрязнение рабочей жидкости, отказы по этой причине составляют свыше 70% [8]. Основным источником загрязнения рабочей жидкости гидравлической системы при осуществлении добычи торфа являются продукты износа пар трения гидравлической системы. Для того, чтобы предотвратить отказы, необходимо проводить регулярный контроль состояния рабочей жидкости гидравлической системы. В работе [9] предложено решение по осуществлению такого контроля. Идея работы заключается в том, что в гидравлическую систему устанавливается шестеренный насос с ультразвуковым датчиком в диапазоне частот от 20 до 300 кГц. При повышении загрязнения рабочей жидкости будет увеличиваться акустический сигнал, регистрация которого может осуществляться в точке зацепления роторов насоса. Сравнивая полученный сигнал с эталонным значением (при работе с чистой рабочей жидкостью), можно оценить техническое состояние рабочей жидкости и время ее замены в процессе эксплуатации машины.

Данный способ был апробирован в ходе эксперимента. Была получена зависимость величины интегрального показателя трения D акустического сигнала от загрязнения рабочей жидкости (рис. 1, рис.2). Из графиков видно, что с увеличением концентрации загрязнения повышается и значение параметра акустического сигнала, что говорит о возможности оценки загрязненности рабочей среды таким способом. Повышение величины параметра связано с попаданием в пару трения абразивных частиц.

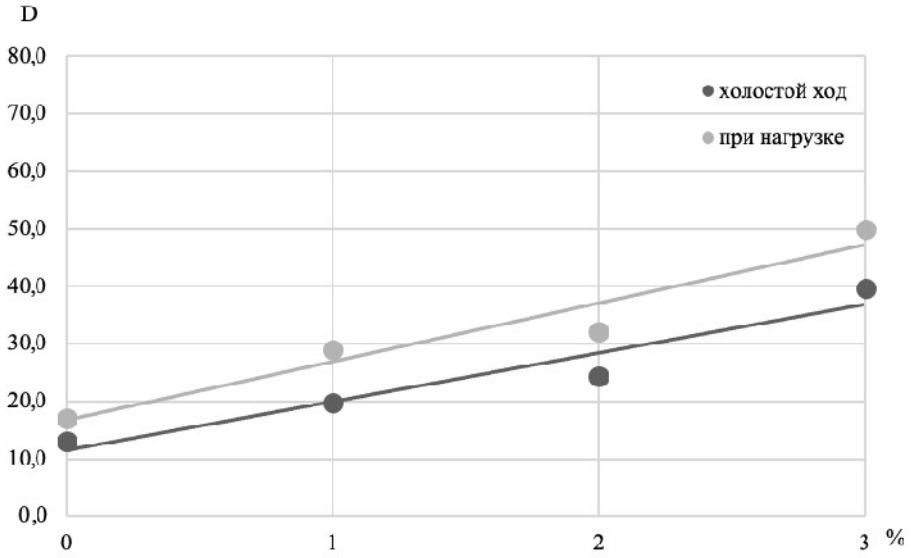


Рис. 1. Зависимость величины параметра D от концентрации загрязнения в рабочей жидкости гидравлической системы при размере абразивных частиц 40 мкм

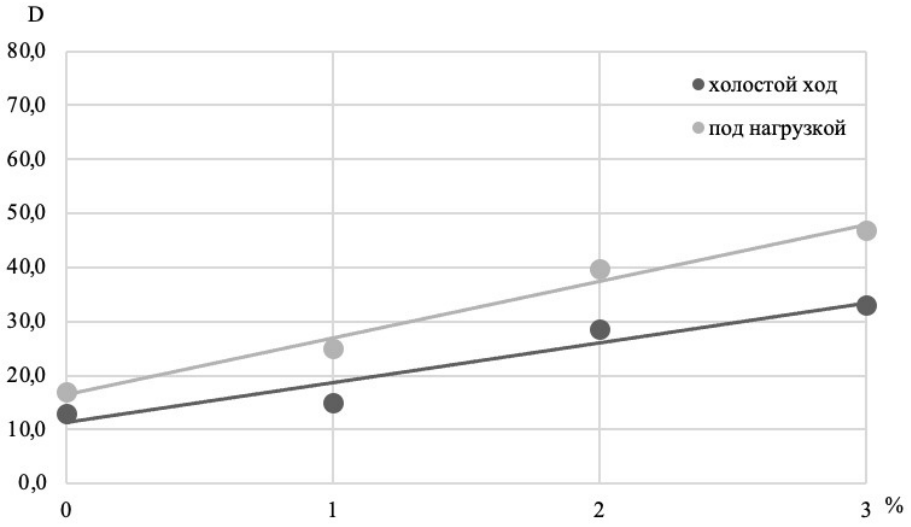


Рис. 2. Зависимость величины параметра D от концентрации загрязнения в рабочей жидкости гидравлической системы при размере абразивных частиц 100 мкм

Таким образом, целесообразно разрабатывать инновационные способы добычи торфа с целью понижения антропогенного влияния на окружающую среду, одновременно развивая уровень технического обслуживания технологических машин с гидравлической системой, тестируя последние посредством изменения величины интегрального показателя трения D.

Список литературы

1. Кузьмин Г.Ф. Торфяные ресурсы страны и проблемы их использования // Труды Инсторфа 13 (66). 2017. С. 3–11.
2. Hans Joosten. Peatlands, climate change mitigation and biodiversity conservation. Germany, 2015. 9 p.
3. Lempinen H. “Barely surviving on a pile of gold”: Arguing for the case of peat energy in 2010s Finland // Energy Policy. Elsevier Ltd, 2019. 7 p.
4. Kolechkina I. et al. Ecologization of the development management of the mining regions of Russia // E3S Web of Conferences. EDP Sciences, 2019. Vol. 134. P. 1–6.
5. Михайлов А.В. et al. Перспективы развития новых технологий добычи торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), №9. 2010. С. 189–194.
6. Kokonkov A.A., Liakh D.D., Ivanov S.L. Autonomous complex module for peat development on watered deposits // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Institute of Physics Publishing, 2018. Vol. 194, № 3. P. 1–5.
7. Панов В.В., Мисников О.С. Современные тенденции развития торфяной отрасли России // Труды Инсторфа 11 (64). 2015. Р. 3–12.
8. Пумпур Е.В. Оценка факторов влияния на выбор стратегии технического обслуживания экскаваторов / Е.В. Пумпур и др. // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2019. - № 12 (специальный выпуск 41). – С. 3–19.
9. Мякотных А.А., Князькина В.И., Шибанов Д.А. Экспериментальная оценка загрязнения рабочей жидкости трансмиссии и влияния на изменение акустического сигнала насоса при его работе // Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых. – 2020. – Т. 1. – С. 369–375.

УДК 622.002.05

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

Ю.А. Лагунова, проф., **А.Е. Калянов**, доцент,
М. А. Назаров, магистрант**, Д.Р. Гусельникова,** студент,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассмотрены технологические способы повышения прочности рабочих поверхностей (броней) конусных дробилок. Проанализированы их особенности, а также рассмотрены примеры сверхзвуковой газопламенной металлизации футеровок конусных дробилок.
Ключевые слова: *конусная дробилка, анализ, сверхзвуковая газопламенная металлизация.*

METHODS FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF MAJOR REPAIRS OF THE CONA CRUSHER

Yu.A. Lagunova, A.E. Kalyanov, M. A. Nazarov, D.R. Guselnikova,

Technological methods of improving the strength of working surfaces (armor) cone crushers are considered. Their features are analyzed, and examples of supersonic gas flame metallization of lining cone crushers are considered.
Keywords: *cone crusher, analysis, supersonic gas flame metallization.*

Исследования причин отказа и потери работоспособности дробилок на ГОКах свидетельствуют о достаточно длительных его простоях, которые обусловлены возникновением аварийных ситуаций.

Простои оборудования обусловлены не только необходимостью планового технического обслуживания оборудования, но также непредвиденной поломкой его узлов. Согласно полученной статистике простои, вызванные непредвиденными поломками узлов, составляют 20-28 % в общем балансе потери рабочего времени оборудования, а плановые и вынужденные остановки, связанные с ремонтом дробилок, составляют 16-21 % рабочего фонда времени.

Подавляющее число отказов (порядка 96 %), определяющих необходимость остановки дробилок и проведения ремонта, обусловлены необходимостью замены физически изношенных деталей. При этом случаи аварийных ремонтов, вызванные попаданием недробимых тел, нарушением условий эксплуатации или установкой деталей, не отвечающих техническим условиям, не являются доминирующими.

Наибольшие временные и денежные затраты на ремонт и расходуемый материал связаны с заменой футеровок (броней) в камерах дробления дробилок мелкого и среднего дробления, которые определяют конечное качество дробления породы. При малых разгрузочных щелях и больших количествах проходимого высоко абразивного материала брони этих дробилок значительно больше подвержены износу, и поэтому обладают меньшей долговечностью.

Разработанные технологии ремонтных и монтажно-сборочных работ для дробилок крупного, среднего и мелкого дробления позволяют восстановить работоспособность деталей и узлов дробилок при минимальных простоях оборудования в процессе выполнения ремонта

В настоящее время все более широкое применение получают способы сверхзвуковой металлизации рабочих поверхностей машин и агрегатов.

В Российской Федерации оборудование для сверхзвуковой газопламенной металлизации разрабатывают в НИИ конструкционных материалов и технологических процессов МГТУ им. Н. Э. Баумана. В настоящее время выпускается горелка массой 3,5 кг, которая охлаждается проточной водой. Система воспламенения – пьезоэлектрическая. Производительность (по порошку) составляет 1,5 кг/ч.

Ведутся разработки принципиально новой сверхзвуковой горелки «Термика-HS» («Termika-Hyper-Sonic», относящейся к системе «HVOF»). Горелка для сверхзвукового газопламенного напыления покрытий из порошковых материалов и проволоки работает на пропан-бутановой смеси или газе МАФ, кислороде и сжатом воздухе в качестве транспортирующего и охлаждающего газа. Скорость истечения струи разогретого газа на срезе сопла горелки достигает 1700…2700 м/с, что позволяет получать уникальные покрытия с прочностью сцепления до 100 МПа. Пористость покрытия составляет 0,5 % и приближается по своим характеристикам к покрытиям, получаемым детонационным напылением. При толщине покрытия до 0,3 мм – пористость практически отсутствует. Сверхзвуковое газотермическое напыление позволяет наносить качественные коррозионностойкие газотермические покрытия [1-5].

Порошковые материалы, используемые для сверхзвукового газотермического напыления, представляют собой широкий спектр сплавов на основе никеля, железа и кобальта, а также металлокарбидные и самофлюсующиеся сплавы нитридов кремния, алюминия, хрома, бора и др.

Однако сверхзвуковое газотермическое напыление ужесточило требования к фракции порошка. Качественные покрытия получают при фракциях 5…40 мкм, причем, чем меньше рассеивание размеров частиц порошка, тем лучше покрытие.

В качестве присадочного материала в горелке «Термика-HS» используют как проволоку, так и порошковый материал. На предприятии разработан порошковый питатель компактной оригинальной конструкции, в котором сжатый воздух используется в качестве транспортирующего газа. Достигнута стабильная подача порошкового материала с производительностью 1,5…5 кг/ч. Основное преимущество такой горелки от зарубежных стационарных установок заключается в ее мобильности. Необходимо лишь наличие дополнительно компрессора сжатого воздуха. С механизмом подачи проволоки от сварочного полуавтомата возможно напыление прово-

лок и порошковых проволок диаметром 1,5…2,2 мм, что значительно дешевле порошковых материалов.

Техническая характеристика горелки «Термика-HS» для сверхзвукового газопламенного напыления покрытий: производительность – 3-4 кг/ч; давление сжатого воздуха – 0,45-0,8 МПа; расход сжатого воздуха - 10-20 $м^3$/ч; полезный объем порошкового питателя – 0,5-1 л; грануляция порошкового материала – 10-40 мкм; диаметр напыляемой проволоки – 1,5-2,2 мм; предельная толщина покрытия – 1,5 мм; прочность сцепления – 50-90 МПа; пористость – до 1 %; коэффициент использования материала – 40-75 %; масса горелки – 1,2 кг.

Обнинским центром порошкового напыления разработано и производится оборудование ДИМЕТ для нанесения металлических покрытий. Это оборудование производит Уральский институт сварки. В оборудовании реализован газодинамический способ формирования металлических покрытий, заключающийся в том, что при создании используется только кинетическая энергия твердых частиц.

Способ разработан на основе, открытого в 80-х годах прошлого столетия, эффекта закрепления твердых частиц, движущихся со сверхзвуковой скоростью, на поверхности при соударении с ней. Нанесение покрытий включает в себя нагрев сжатого газа (воздуха), подачу его в сверхзвуковое сопло и формирование в этом сопле сверхзвукового воздушного потока, подачу в этот поток порошкового материала, ускорение этого материала в сопле сверхзвуковым потоком воздуха и направление его на поверхность обрабатываемого изделия.

Мелкие металлические частицы, находящиеся в твердом состоянии, ускоряются сверхзвуковым газовым потоком до скорости несколько сотен метров в секунду и направляются на подложку. Сталкиваясь с подложкой, частицы закрепляются на ней, формируя сплошное покрытие. Частицы рабочего порошка при этом имеют температуру значительно ниже температуры их плавления. В наиболее распространенных газотермических методах нанесения покрытий для формирования покрытий из потока частиц необходимо, чтобы падающие на подложку частицы имели высокую температуру, обычно выше температуры плавления материала. В технологии газодинамического напыления это условие не обязательно. С твердой подложкой взаимодействуют частицы, находящиеся в нерасплавленном состоянии, но обладающие очень высокой скоростью.

При напылении двухкомпонентного порошка, в котором одним компонентом является пластичный металл, а вторым – порошок керамики или более твердого металла, процесс протекает иным образом, причем характер взаимодействия с поверхностью подложки металлических и керамических частиц существенно различается.

Частицы керамики при ударе не деформируются и либо отскакивают от поверхности, унося при этом часть материала этой поверхности, либо

внедряются в нее, образуя прочное механическое сцепление с подложкой. За счет абразивного воздействия высокоскоростных частиц на подложку происходит эффективная очистка поверхности от механических загрязнений, окисных пленок, абсорбированных веществ, масел, красок, а также обнажение ювенильных участков поверхности, формирование развитого микрорельефа поверхности и активация металла подложки.

При соударении металлических частиц с поверхностью подложки происходит их пластическая деформация и образование химических связей в пятне контакта. Последующие удары керамических частиц по закрепившимся на поверхности частицам металла дополнительно деформируют их, уплотняя, тем самым, покрытие, уменьшая его пористость и увеличивая когезионную прочность. Удары металлических частиц и их закрепление приводят к формированию последующих слоев покрытия.

В результате получается покрытие, которое представляет собой композитный материал, состоящий их металлической матрицы и включенных в нее отдельных более твердых, чем металл матрицы частиц.

Пористость газодинамических покрытий, определяемая как процентное отношение объема пустот в покрытии к общему объему покрытия, может изменяться в достаточно широких пределах. Измерения показали, что пористость газодинамических покрытий составляет 3…7 %, что существенно меньше пористости покрытий, получаемых дуговой металлизацией, и сравнима с пористостью детонационных покрытий.

В последнее десятилетие быстро развивается группа газопламенных высокоскоростных методов нанесения порошковых покрытий, объединённых в английском языке терминами HVOF/HVAF (High Velocity Oxy/Air-Fuel), русский аналог которых ГПС/СГВ (газопламенное сверхзвуковое/сверхзвуковое газовоздушное). Качество ГПС/СГВ-покрытий, исключая оксиды, аналогично альтернативам (детонационное, плазменное, холодное газодинамическое). Для ГПС/СГВ характерно, что температура частиц распыляемого материала близка к точке плавления основных металлов, а их скорости повышены в сравнении с другими методами (рис. 1).

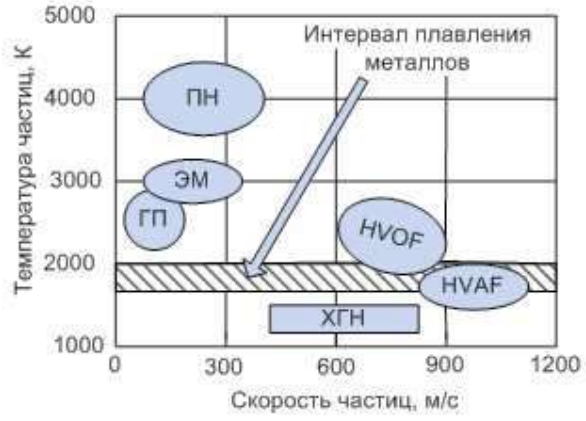


Рисунок 1. Сравнительная характеристика способов газотермического напыления по температуре и скорости частиц.
Виды напыления: ГП – газопламенное, ЭМ – дуговая металлизация, ПН – плазменное, ХГН – холодное газодинамическое.

Это позволяет снизить насыщение распыляемых частиц газами атмосферы при обеспечении высокого импульсного давления при ударе частиц о поверхность основы. В результате структура покрытия сочетает низкие пористость и степень окисления с высокой адгезионной прочностью, 80…150 МПа.

ГПС/СГВ-покрытия эффективны для защиты от различных воздействий. При этом чистота обработки аналогична, износостойкость повышена и снижены затраты на обеспечение экологичности производства. В металлургии применяются для защиты от воздействия контактных нагрузок, агрессивных сред и высоких температур. За рубежом сейчас используется несколько сотен ГПС/СГВ-установок. Серийно выпускается более десятка ГПС/СГВ-систем, на российском рынке представлены рядом фирм – Sabaros, ТЗСП, Уральский институт сварки. Анализ опубликованных материалов производителей показал наличие нескольких видов оборудования, отличающихся по используемым газам, способам охлаждения, подачи порошка и производительности. В ГПС-установках используется кислород в качестве окислителя.

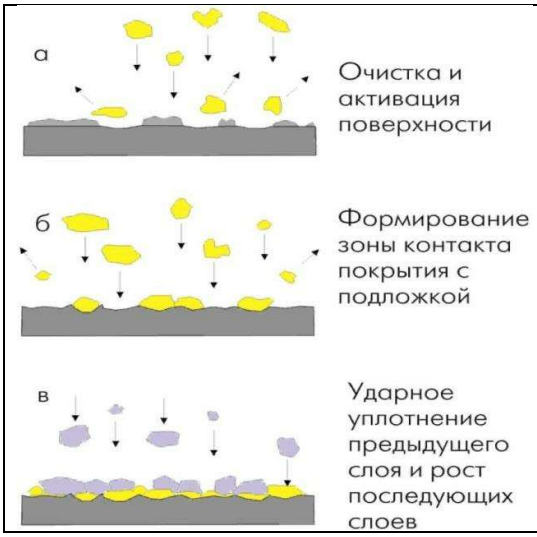


Рис. 2. Процесс формирования покрытия

Толщина покрытий определяется техническими требованиями к покрытию и технологическим режимом нанесения. Покрытия могут обрабатываться всеми известными способами механической обработки – сверление, строгание, фрезерование, токарная обработка, шлифовка, полировка и т.п.

Указанное оборудование обеспечивает показатели качества покрытий примерно одинакового уровня: пористость < 0,2 %, адгезионная прочность > 70 МПа, содержание кислорода в покрытии < 1 %. На рабочей дистанции обеспечивает максимальные скорости частиц, выше в 1,3…1,5 раза, при их минимальном нагреве. При этом максимальные температуры частиц на 100 градусов ниже точки плавления матрицы сплава – кобальта. Такое соотношение кинетической и тепловой энергии частиц при ударе о подложку благоприятно для снижения термических напряжений в покрытии и окисления частиц.

Выводы. Новые ремонтные технологии обеспечивают возможность быстрого и эффективного восстановления брони дробилок

Для нанесения износо- и коррозионностойких газотермических покрытий на футеровку дробилок наиболее рационально по критериям производительности, экономичности и технологичности использовать сочетание активированной дуговой металлизации и сверхзвукового газовоздушного напыления.

Выявлены технологические способы повышения свойств защитных покрытий броней дробилок. Применение новых наплавочных материалов обеспечит повышение долговечности броней дробилок, сокращение простоев дробилок при ремонте и уменьшение расходов на дорогостоящую броню конусных дробилок.

Список литературы

1. Анциферов В.Н. Газотермические покрытия. - Екатеринбург: ЦИФ «Наука», 1994,318 с.
2. Бойко П.Ф., Мнацаканян В.У. Восстановление работоспособности эксцентриковых стаканов путем газотермического напыления антифрикционных покрытий. «Производство. Технология. Экология» Сб. научных трудов № 8, том. 3. М., МГТУ «Станкин», 2005 г., с. 484- 486.
3. Бойко П.Ф. Восстановление работоспособности конусов дробилок на технологическом модуле, ж. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, №11, 2005 г. с.269-270.
4. Газотермические покрытия из порошковых материалов: Справочник// Ю.С. Борисов, Ю.А. Харламов, С.Л. Сидоренко, Е.Н. Артадовская - Киев: Наукова думка, 1987, 544 с.
5. Говорин Е.В. Газопламенное напыление из порошков; обзор М. ЦИНТИХимнефтемаш, 1981, 46 с.

УДК 621.879

АНАЛИЗ ВОЗНИКНОВЕНИЯ СБОЕВ В РАБОТЕ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Папаладзе М.Я.[1], студ., **Телиман И.В.**[1], ст.преп.
[1]Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан

Статья посвящена обзору технических ресурсов лент ленточных конвейеров, проблеме смещения ленты и методам ее отслеживания, основным методам центрирования ленты.
Ключевые слова: *конвейер, лента, привод, звенья, ролики.*

FAULT ANALYSIS BELT CONVEYORS

Papaladze M.Ya., Teliman I.V.

The article is devoted to an overview of the technical resources of belt conveyor belts, the problem of belt displacement and methods for tracking it, and the main methods for centering the belt.
Keywords: *conveyor, tape, drive, links, rollers.*

Конвейерные системы являются основой промышленности и используются на многих предприятиях по всему миру. Без них производство, испытания, сборка и отгрузка различных грузов и товаров однозначно бы остановились. Ленточные конвейеры применяются для транспортировки сыпучих материалов в различных отраслях промышленности, особенно в горнодобывающей и энергетической, а также в морских портах.



Рис. 1 – Общий вид ленточного конвейера с изменяемым углом сброса

Одной из наиболее распространенных проблем, влияющих на работу конвейера, является смещение ленты и проблемы с ее отслеживанием. Проблемы с отслеживанием ленты возникают, когда лента конвейера неправильно движется по раме конвейера, что приводит к ее смещению в одну или другую сторону. Это может привести к износу ленты, что в конеч-

ном итоге приведет к ее преждевременному выходу из строя. Отказ ленты приводит к тому, что конвейер становится неработоспособным до тех пор, пока не будет установлена новая лента, что влияет на производительность и приводит к потере времени и доходов. Кроме того, отказ ленты может привести к повреждению периферийного оборудования вокруг конвейера [1].

Конвейеры состоят из трех основных частей: привода, натяжного ролика(ов) и промежуточных звеньев. Принцип выполнения и конструкция этих трех компонентов имеют решающее значение для обеспечения безопасного и эффективного отслеживания ленты.

Приводы и натяжные ролики

Привод и натяжные ролики состоят из барабанов, подшипников, валов, держателей роликов и, в случае привода, опоры двигателя. Из всех этих компонентов барабаны являются наиболее важным аспектом процесса отслеживания ленты.

Промежуточные звенья

Промежуточные звенья — это участки конвейера между входом и выходом. Промежуточные продукты иногда называют «конвейерной рамой». Промежуточное звено обеспечивает структурную целостность конвейера, а также основной поверхности, по которой движется лента.

Конструкция рамы и материалы ремня

Промежуточное звено должно быть спроектировано и собрано таким образом, чтобы рама работала ровно и прямо, а также должно быть установлено таким образом, чтобы поддерживать жесткость рамы. Поверхность, по которой движется лента, может представлять собой узел роликовой или скользящей платформы. Поскольку поверхность, по которой движется лента, должна иметь низкое трение и быть как можно более экономичной, использование рольгангов перестало быть популярным.

Шкивы с трапециевидным утолщением— приоритетный выбор.

В обзоре технических ресурсов, представленных основными производителями ремней в США, подавляющее большинство согласилось, что приоритетный способ отслеживания конвейерной ленты - это использование шкивов с трапециевидным утолщением.

Шкив с трапециевидной короной имеет цилиндрическую центральную часть и сужается по бокам. Цилиндрическая часть обычно составляет половину ширины барабана. Конусность по бокам барабана зависит от диаметра цилиндрического барабана.

При использовании шкивов с трапециевидным венчиком для слежения за ремнем материал и ширина ремня также играют неотъемлемую роль. Например, материал ремня не должен быть настолько жестким, чтобы он не обхватывал барабан на конусах барабана. Кроме того, если лента слишком узкая или слишком широкая, она не будет двигаться должным образом. важность этих характеристик невозможно переоценить. Вот почему

очень важно работать с производителем конвейеров, который использует стандартизированные конструкции конвейеров, основанные на использовании шкивов с трапециевидным утолщением.

Кроме того, производитель конвейеров должен хорошо разбираться в отделке барабанов и осознавать необходимость добавления футеровки к барабанам в зависимости от конечного применения.

Исключения: нестандартные решения ленточных конвейеров

Один из наиболее распространенных способов решения проблем с отслеживанием, которые могут быть вызваны условиями, заключается в применении V-образной направляющей к нижней части ленты и соответствующих надрезов на барабане конвейера и раме. Эти направляющие бывают разных форм и могут располагаться в центре ленты, со смещением от центра, или могут быть две направляющие на каждом краю ленты. Важно отметить, что эти направляющие следует использовать вместе со шкивом с трапециевидным венчиком. Отказ от их использования со шкивом с трапециевидным утолщением приводит к тому, что конвейер не имеет настоящего механизма слежения за лентой, а просто имеет систему направления ленты [2,3].

Автоматические системы слежения за лентой полагаются на серию датчиков, которые «следят» за краем ленты. Когда эти датчики видят, что край ленты «блуждает», они передают сигнал ряду пневматических устройств, которые точно настраивают отслеживание ленты с помощью устройств слежения за конвейерами, которые связаны с регулировкой шкивов с трапециевидной короной. По сути, автоматическая система отслеживания ленты действует как выделенный человек-оператор на конвейере, реагируя в режиме реального времени на любые проблемы с отслеживанием ленты.

Практика показывает, что главная причина сбоев в работе конвейерных систем - смещение и сход рабочего полотна, обусловленные нарушением центровки. Боковой сход транспортерной ленты нередко сопровождается повреждением дорогостоящего грузонесущего и тягового органа. В горнодобывающей отрасли не исключаются аварийные ситуации, связанные с возгоранием. Отклонение движущегося элемента от центра объясняется наличием поворотных участков на трассе, движением на повышенной скорости, либо ошибками, допущенными при установке роликоопор и барабанов.

Центрирование конвейерной ленты предполагает регулировку полосы с помощью специальных регулирующих роликов, устанавливаемых на став вместо стандартных роликовых опор. Отличительной особенностью такого устройства является наличие двух рам, одна из которых удерживает центральный ролик, а вторая, с боковыми роликами, крепится к центральному, и имеет подвижную конструкцию.

Движение полотна по прямой линии не влияет на "поведение" регулирующих роликов, которые в этом случае выступают в роли стандартных роликоопор, поддерживающих рабочий элемент. Боковое смещение полотна инициирует усиление давления на один из шарнирно закрепленных роликов, вызывая его сдвиг и наклон в сторону схода полосы. Таким образом, регулирующий ролик корректирует движение ленты на поворотных участках, позволяя сохранить правильную центровку.

Выводы:

Несоосность и неисправность конвейерной системы могут существенно ухудшить показатели работы в самых разных отраслях промышленности. Но эти проблемы можно предотвратить. Сотрудничество с производителем конвейерных систем, который придерживается проектных и технических стандартов, установленных производителем лент, является одним из способов решения проблем, не менее важно работать с производителем конвейеров, хорошо разбирающимся в конструкции конвейерных шкивов и лент, так как это лучший способ гарантировать, что конвейер будет работать по назначению. Соблюдение рекомендованного производителем графика технического обслуживания также поможет поддерживать конвейер и его ленту в хорошем рабочем состоянии.

Конвейеры, построенные с использованием конструкций, не соответствующих передовым отраслевым практикам отслеживания ленты, могут привести к ложному чувству безопасности; и, к сожалению, клиенты могут быть введены в заблуждение относительно эффективности, долговечности, надежности и общего чувства безопасности, которые может обеспечить их система. Это может привести к задержкам производства, создавая эффект домино отрицательной производительности и неэффективности затрат [4].

Поддержание верного положения конвейерного полотна во время движения не только предупреждает вероятность бокового схода и, как следствие, простоя оборудования. Благодаря саморегулирующему устройству, повышается производительность конвейера, ограничивается объем просыпи и распространение пылеобразующего материала, что предохраняет края ленты от повреждений, а ролики и барабаны от принудительного износа.

Список литературы

1. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0026271491900183
2. https://www.automate.org/tech-papers/conveyor-belt-tracking-best-practices-and-methodology
3. https://www.scientific.net/AMR.118-120.492
4. https://www.giab-online.ru/catalog/ocenka-nadezhnosti-stava-lentochnogo-konveyera-pri-razlichnyh-sh.

УДК 621.879.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ОЦЕНОК КАЧЕСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.[1] к.т.н.; **Ильина А.Н.**[2], доц., к.физ-мат.н.; **Крицкий Д.Ю.**[3] инж.
[1] - Независимый исследователь, Москва, РФ; [2] - ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ;
[3] - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

Отмечено, что не все этапы проектирования и эксплуатации гидравлического экскаватора имеют потребные там оценки качества (эффективности). Кроме этого, часто не ясно, какие потенциальные оценки лучше для применения и какие их численные значения (интервалы) являются рациональными. Часто этот вопрос можно решить, лишь имея на руках значительный статистический материал. Для этапа анализа статической нагруженности экскаваторов с гидравлическим приводом нами введены некоторые показатели, которые в конечном счёте могут стать удачными оценками качества. При этом на примере анализа нагруженности экскаватора ЭГ-12А показано поведение некоторых из веденных нами параметров.
***Ключевые слова**: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; копание ковшом; нагруженность экскаваторов; усилия на штоках гидроцилиндров; показатели качества*

RESEARCH ON POTENTIAL QUALITY EVALUATIONS HYDRAULIC EXCAVATORS

Pobegailo P.A.[1], **Ilyina A.N.**[2], **Kritckij D.Y.**[3]

In this paper, we have noted that not all stages of the design and operation of a hydraulic excavator have the necessary quality (efficiency) assessments there. In addition, it is often not clear which potential estimates are better for application and which of their numerical values (intervals) are rational. Often this issue can be solved only by having significant statistical material on hand. For the stage of analysis of static loading of excavators with hydraulic drive, we have introduced some indicators that can ultimately become successful quality assessments. At the same time, the behavior of some of the parameters introduced by us is shown by the example of the load analysis of the EG-12A excavator.
***Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; digging with a bucket; loading of excavators; quality indicators*

Введение. Как на этапе проектирования, так и на стадии эксплуатации сложных технических систем, и в частности, одноковшовых экскаваторов, часто возникает потребность в сравнении их (или их подсистем и элементов) между собой, в оценке их качества, эффективности. Для этого обычно используются те или иные характеристики машин и/или их подсистем, как стандартные для них, так и специально "сконструированные". При этом часть таких характеристик сразу имеет очевидный и прозрачный физический смысл, а остальные могут быть успешно истолкованы и использованы только после накопления значительного статистического материала.

Старт созданию и применению такого рода мер и подходов в нашей стране в области экскаваторостроения был положен более шестидесяти лет назад Н.Г. Домбровским, во все еще любопытной и полезной работе [1], нашедшей свое развитие в его дальнейших публикациях [2 - 4 и др.].

В наших работах последних лет [5 - 14 и др.] введены и рассмотрены содержательно некоторые характеристики для оценки качества, которые могут быть использованы в основном для одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) и их рабочего оборудования (РО) на стадии предпроектного анализа [15 и др.].

При этом основной акцент в указанных наших работах делался либо на этапе анализа геометрических свойств РО, либо на оценки ОГЭ в целом. Иными словами, этапу анализа статической нагруженности ОГЭ в этой его важной стороне и аспекте внимания уделялось недостаточно. Настоящая работа направлена на изменения сложившегося перекоса, и нацелена на продолжение наших работ в части анализа статической нагруженности ОГЭ, исследования механизмов привода ковша прямых и обратных лопат, и всё более детальному исследованию процесса работы прямой лопаты на уровне стоянки его базовой машины (как режиму, являющемуся, во многом, лакмусовой бумажкой для оценки качества проектирования и эксплуатации прямых ОГЭ).

Основные результаты. После того, как при проектировании нового ОГЭ, или при модернизации уже имеющегося, или при анализе ОГЭ созданных не нами, этап анализа статической нагруженности завершён мы располагаем следующими основными характеристиками, которые можно использовать для разработки тех или иных оценок качества:

- массивы численных рядов и разные графические изображения максимального реализуемого статического усилия на зубьях ковша - максимального значения силы сопротивления грунта копанию (с учетом ограничивающих его факторов и работающих при этом полостей гидроцилиндров);
- массивы численных рядов и разные графические изображения реакций в шарнирах РО, и напряжений во всех потребных нам сечениях элементов РО;
- массивы численных рядов и разные графические изображения статического давления в работающих полостях гидроцилиндров РО;
- массивы численных рядов и разные графические изображения всех меняющихся при анализе нагруженности геометрических параметров (и длин, и углов);
- массивы численных рядов и разные графические изображения всех элементов анализа статической устойчивости ОГЭ;
- массивы численных рядов и разные графические изображения всех элементов анализа удельных давлений на грунт, и - попутно - многих фрагментов анализа статической прочности несущих металлоконструкций нижней рамы и гусеничного ходового оборудования;
- массивы численных рядов и разные графические изображения потенциальной энергии элементов РО и РО в целом и многое др.

При этом вся описанная выше гамма параметров может быть получена с любой интересной для практики точностью, для любого возможного

положения поворотной платформы и гусеничного ходового оборудования, на тех или иных рабочих площадках. Кроме этого, многие численные ряды могут быть обработаны методами гармонического анализа, что позволяет получать любопытные и важные практически результаты.

На основании получаемых массивов численных рядов для этапа анализа статической нагруженности можно ввести следующие основные оценки качества:

- среднее значение максимального реализуемого усилия на зубьях ковша ОГЭ при его стопорении в абсолютно непреодолимое препятствие (для того или иного расчетного режима). Отметим, что значительный интерес представляют также и экстремальные значения этого показателя, разница и отношение между ними, вид распределения данного усилия по рабочей зоне и на уровне стоянки машины (в самом общем случае - по всем вертикальным и горизонтальным уровням рабочей зоны, а иногда и под углом);
- средние значения максимального реализуемого усилия на зубьях ковша ОГЭ при его стопорении в абсолютно непреодолимое препятствие для каждого из рабочих механизмов РО ОГЭ;
- средние значения реакций во всех шарнирах РО ОГЭ (для того или иного расчетного режима) и т.д.;
- средние значения усилий на штоках всех пар гидроцилиндров РО ОГЭ (для того или иного расчетного режима) и т.д.;
- средние значения статических давлений в работающих полостях всех групп гидроцилиндров РО ОГЭ (для того или иного расчетного режима);
- среднее значение статического давления в целом (для того или иного расчетного режима);
- средние значения основных промежуточных параметров анализа на статическую устойчивость ОГЭ (для того или иного расчетного режима) и т.д.;
- средние значения основных элементов анализа удельных давлений под гусеницами ОГЭ (для того или иного расчетного режима) и т.д. .
- средние значения для всех основных изменяющихся геометрических параметров при анализе нагруженности и пр.

Напомним, что почти всегда средние показатели полезно дополнять различными графическими представлениями, а иногда оценивать и процентное соотношение относительного того или иного "абсолюта" ("частотный" анализ).

Не забывая об ограничениях на объем настоящей работы мы, в качестве иллюстрации всему сказанному выше, приведем ниже лишь один график (рис. 1) и единственную таблицу. При этом в качестве примера мы будем сейчас "говорить" лишь об экскаваторе ЭГ-12А, о копании ковшом во втором расчетном режиме, работе вдоль гусениц, при установке машины на абсолютно жестком и ровном основании.

Подчеркнем еще раз – в таблице будут представлены далеко не все указанные выше средние параметры; кроме того, в таблице будут приведены и некоторые дополнительные показатели нагружнности ЭГ-12А при копании ковшом на уровне его стоянки. Более детально обсуждение (-я) конкретно статической нагруженности экскаватора ЭГ-12А будет выполнено нами в иных наших трудах; поэтому мы ниже не комментируем численные значения параметров представленные в таблице и отраженные на рисунке.

Таблица

Средние значения ряда параметров из анализа нагруженности ЭГ-12А на уровне его стоянки (второй режим анализа наруженности)

№	Наименование параметра	Численное значение
1	**2**	**3**
1	*Среднее значение максимального реализуемого усилия на уровне стоянки машины при копании ковшом, кН*	*2242*
	max P_0, кН, (координата точки)	2430, (5,5; 0)
	Разница между max P_0 и паспортным усилием экскаватора, кН	1330
	Доля от паспортного усилия, %	220,909
	min P_0, кН, (координата точки)	2048, (9,75; 0)
	Разница между min P_0 и паспортным усилием экскаватора, кН	948
	Доля от паспортного усилия, %	86,182
	Разница среднего значения усилия при копании на уровне стоянки машины с паспортным усилием, кН	1142
	Доля среднего усилия при копании на уровне стоянки машины от паспортного усилия, %	203,818
	Разница среднего усилия на уровне стоянки от среднего усилия по всей рабочей зоне при копани ковшом, кН	111,45
	Доля среднего усилия на уровне стоянки от среднего усилия по всей рабочей зоне при копани ковшом, %	97,140
2	*Среднее значение усилия на штоках механизма привода ковша, кН*	*-508,057*
3	*Среднее значение усилия на штоках механизма привода рукояти, кН*	*-721,543*
4	*Среднее значение усилия на штоках механизма привода стрелы, кН*	*4384,6*
5	*Среднее значение давления в рабочих поло-*	*20,42769*

	стях гидроцилиндров механизма привода ковша, МПа	
	Доля среднего давления в рабочих полостях гидроцилиндров механизма привода ковша от максимального значения статического реактивного (активного) давления, %	58,365 (63,836)
6	*Среднее значение давления в рабочих полостях гидроцилиндров механизма привода рукояти, МПа*	*33,7702*
	Доля среднего давления в рабочих полостях гидроцилиндров механизма привода рукояти от максимального значения статического реактивного давления, %	96,486
7	*Среднее значение давления в рабочих полостях гидроцилиндров механизма привода стрелы, МПа*	*27,58386*
	Доля среднего давления в рабочих полостях гидроцилиндров механизма привода стрелы от максимального значения статического реактивного давления, %	78,811
8	*Среднее значение давления в рабочих полостях гидроцилиндров при копании ковшом на уровне стоянки машины, МПа*	*27,261*
	Доля среднего давления в рабочих полостях гидроцилиндров при копании ковшом на уровне стоянки машины от максимального значения статического реактивного (активного) давления, %	77,887 (85,191)

Заключение. В настоящей работе нами введены некоторые новые показатели для оценки качества ОГЭ и его РО, полезные для применения в первую очередь при проектировании на этапе анализа статической нагруженности РО. Также, часть этих показателей может быть использована и вне этапа проектирования.

При этом многие из предлагаемых показателей для своего успешного применения требуют накопления статистических данных по разным видами и типам ОГЭ. Только после этого можно будет обосновано говорить о рекомендуемых численных интервалах для них, а также выделить более значимые.

Попутно нами представлены новые данные о нагруженности экскаватора ЭГ-12А при копании ковшом на уровне его стоянки (таблица и рисунок), что продолжает начатые нами ранее труды [13 - 16 многие и др.].

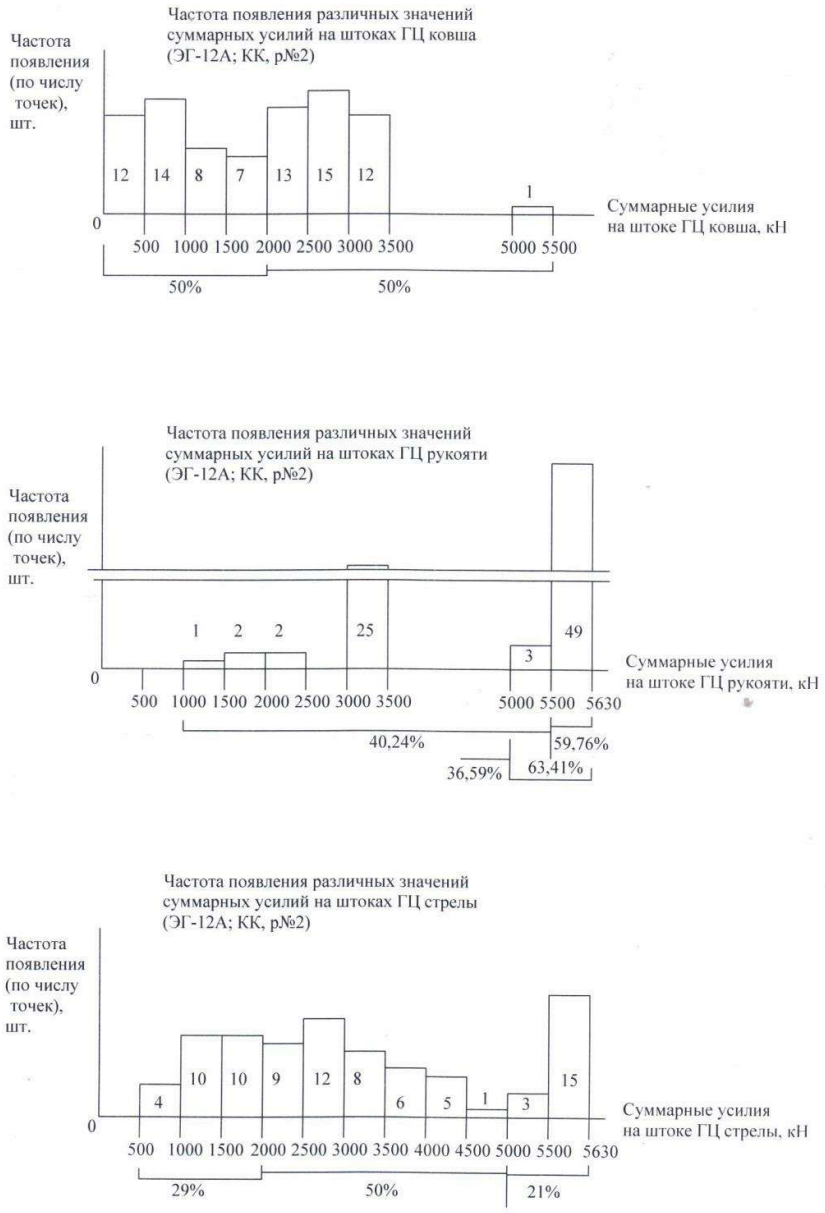


Рис. 1 "Частотный" анализ усилий на штоках гидроцилиндров РО ОГЭ ЭГ-12А

Список литературы

1. Домбровский Н.Г. Одноковшовые экскаваторы за рубежом и в СССР [Текст] / Проф. Н. Г. Домбровский ; Гос. науч.-техн. ком-т Совета Министров СССР. Акад. наук СССР. Всесоюз. ин-т науч. и техн. информации. - Москва : [б. и.], 1959. - 116 с.
2. Домбровский Н.Г. Долговечность и надёжность - основной показатель качества машин и механизмов // Вестник машиностроения, 1962, № 8, с. 3 - 7.
3. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения. М.: Машиностроение, 1969. 318 с.
4. Домбровский Н.Г. и др. Межотраслевая унификация и агрегатирование самоходных машин – орудий и автотранспорта. М.: Изд-во Стандартов, 1976. 450 с.

5. Побегайло П.А. Об одном приближенном способе определения площади осевого профиля рабочей зоны гидравлического экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VII Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2009. с. 299 – 301.
6. Побегайло П.А. О локальном критерии эффективности единичного варианта рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов при проектировании // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IX Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2011. с. 121 – 126.
7. Побегайло П.А. Две гипотезы о теореме Ли – Янга // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов X Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2012. с. 292 – 294.
8. Побегайло П.А. О мгновенной площади допустимой конфигурации рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XIV Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2016. с. 124 – 126.
9. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
10. 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.
11. Побегайло П.А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 2, с. 143 - 147.
12. Митрев Р., Побегайло П.А. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209 - 215.
13. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.
14. Побегайло П.А. Исследование пропорций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2016, № 5, с. 107 - 114.
15. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.
16. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю. Исследование механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIX Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека / УГГУ. Екатеринбург. 2021. с. 268 – 276.

УДК 622.6-83

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАЛИЙНЫХ РУДНИКОВ МЕТОДОМ АНАЛИЗА ВОЗБУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Н.Н. Софьина[1], Д.И. Шишлянников[2], А.В. Сенькин[3], А.К. Муравский[2]

[1]ООО «НПП «РОС» (г. Пермь),
[2] ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»,
[3] ООО «ЕвроХим-Проект» (г. Пермь)

Обоснована актуальность применения методов неразрушающего контроля при оценке технического состояния узлов горнотранспортного оборудования. Проведено диагностирование кузова бункера-перегружателя самоходного БПС-25 посредством специализированной аппаратуры «Камертон», методом анализа возбужденных колебаний.
Ключевые слова: *диагностирование, бункер-перегружатель, анализатор «Камертон», анализ возбужденных колебаний.*

EVALUATION OF THE TECHNICAL CONDITION OF TRANSPORT EQUIPMENT OF POTASSIUM MINES BY THE METHOD OF ANALYSIS OF EXCITED VIBRATIONS

[1]N.N. Sof'ina, [2]D.I. Shishlyannikov, [3]A.V. Sen'kin, [2]A.K. Muravskiy

The relevance of the application of non-destructive testing methods in assessing the technical condition of mining equipment units is substantiated. Diagnostics of the body of the self-propelled BPS-25 reloading hopper was carried out using specialized equipment "Fork tuning fork", by the method of analyzing excited vibrations.
Keywords: *diagnostics, bunker-loader, "Kamerton" analyzer, analysis of excited vibrations.*

Для предприятий, осуществляющих добычи калийных солей подземным способом, актуальными остаются задачи повышения надежности добычных комбайнов и самоходных транспортирующих машин, роста их эксплуатационной технологичности. Сложность и высокая трудоёмкость технологических операций технического обслуживания и ремонтов (ТОиР) при диагностировании, не всегда достоверная прогнозная оценка их остаточного ресурса ведет к увеличению количества простоев основного добычного и горнотранспортного оборудования вследствие возникновения аварийных отказов.

Прогнозирование индивидуального ресурса деталей горнотранспортных машин включает комплекс задач: оценку текущего технического состояния объекта, прогноз развития этого состояния и на основе полученной информации корректировку мероприятий ТОиР с прогнозной оценкой величины остаточного ресурса машины [1]. На сегодняшний день одним из наиболее перспективных способов диагностирования узлов горнотранспортного оборудования калийных рудников является оценка технического состояния объекта методом анализа возбужденных колебаний. Реализацию

данного способа диагностирования рассмотрим на примере кузова самоходного бункера-перегружателя БПС-25 (рис. 1).

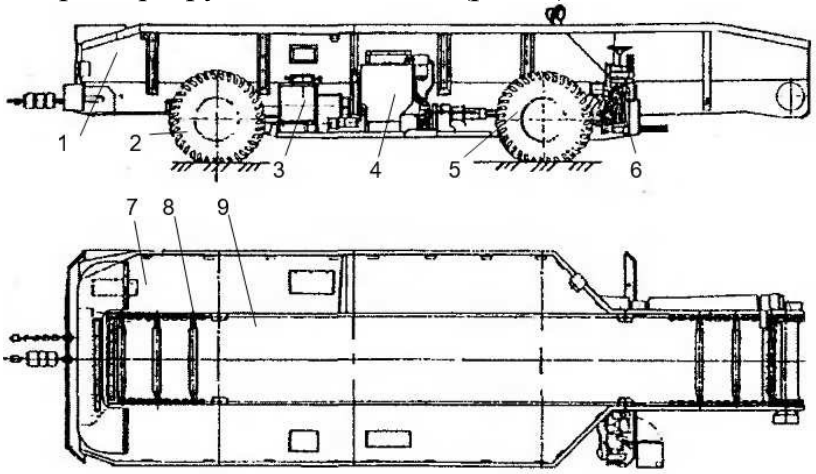


Рис. 1. Самоходный бункер-перегружатель БПС-25:
1 – кузов; 2, 5 – колеса; 3 – электродвигатель; 4 – маслостанция;
6 – рулевое управление; 7 – борт кузова; 8 – цепь; 9 – днище кузова

Кузова бункеров-перегружателей подвержены значительным нагрузкам, являются базовыми элементами, и их ремонт в рамках применяемых мероприятий ТОиР не предусмотрен. Кузова подвержены интенсивному абразивному изнашиванию, в силу отсутствия негабаритных кусков калийной руды в результате комбайновой выемки, аварийно, как правило, не выходят из строя. Процесс изнашивания днища и бортов кузова приводит к потере толщины металла, нарушению сплошности, однородности материала и, как следствие, появлению в них трещин и сквозных отверстий. В тоже время, по степени деградации состояния базовой детали возможно судить о состоянии машины в целом, т.е. диагностика технического состояния базового элемента позволяет судить о величине остаточного ресурса горной машины. Для оценки состояния материала и определения скрытых дефектов целесообразно проводить диагностирование узлов методом возбуждения колебаний в отдельных участках кузова БПС-25 единичным ударом с последующим анализом отклика.

Указанный принцип реализуется в многоканальном синхронном анализаторе колебаний «Камертон» (рис. 2), производства компании ООО «НПП «РОС», с экспертным программным обеспечением анализа сигналов и определения дефектов [5]. В состав анализирующего комплекса «Камертон» входят пьезоакселерометрические датчики, предназначенные для измерения возбужденных колебаний, синхронный аналого-цифровой преобразователь для нормирования и первичного преобразования сигналов, анализатор на базе персонального компьютера, возбудитель колебаний.



Рис. 2. Анализатор «Камертон» компании ООО «НПП «РОС» (г. Пермь)

Методика проведения контроля технического состояния с использованием многоканального анализатора «Камертон» предусматривает установку датчиков непосредственно на бортах и днище порожнего кузова бункера-перегружателя БПС-25. Единичные ударные возбуждения колебаний, регистрируемых датчиками анализатора «Камертон» осуществляются штатным инструментом прибора (молоточком), что позволяет исключить влияние на обследуемый объект переменной нагрузки, создаваемой весом импульсного источника колебаний. Сигнал возбуждения представляет собой плавно затухающие гармонические колебания, в которых отсутствовали резкие локальные выбросы, изломы, зашкаливания (рис. 3).

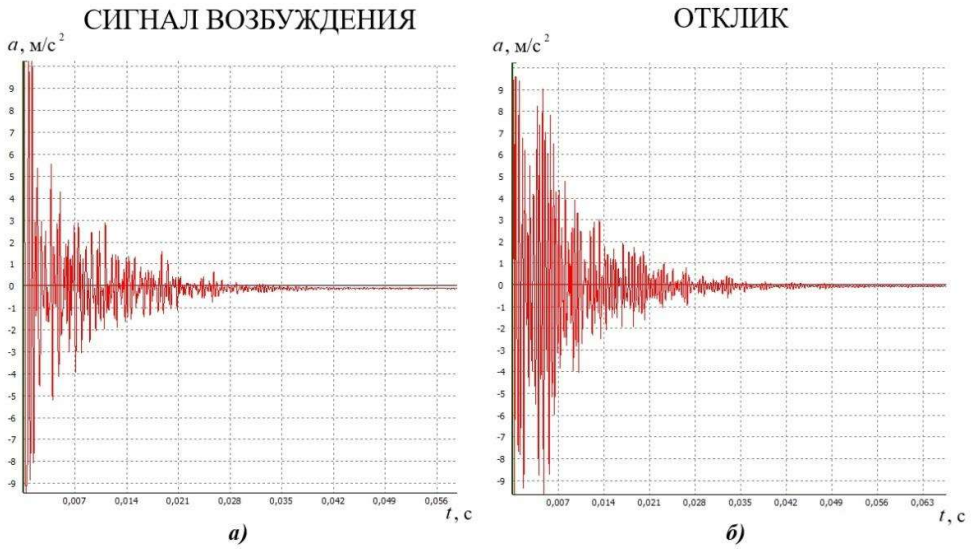


Рис. 3. Сигнал возбуждения (а), генерируемый бойком молоточка, и отклик (б), регистрируемый пьезоакселерометром комплекса «Камертон»

Обработка зарегистрированных прибором сигналов проводится при использовании экспертного программного обеспечения, осуществляющего

расчет обобщенных параметров качества металлоконструкций. Для каждого сигнала рассчитывалась скорость затухания колебаний, ударная (несущая) частота, наличие отклонений ударной частоты от нормального для данного материала диапазона значений. Спектральный образ дефектов (рис. 4) в отдельных элементах металлоконструкций одинаков, что обусловливает возможность их выявления и идентификации [2].

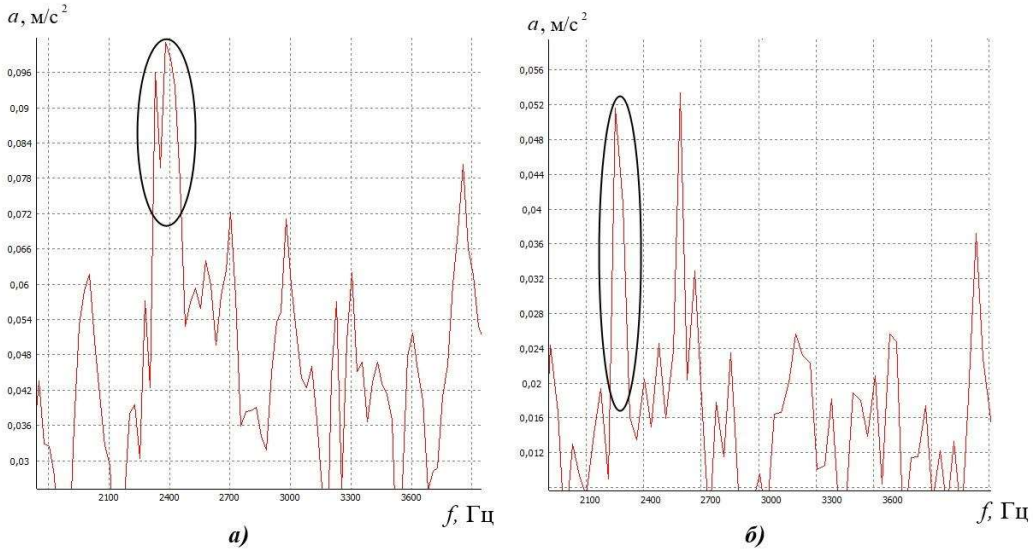


Рис. 4. Спектры сигнала-отклика при обследовании методом анализа возбужденных колебаний: а – наличие трещины; б – дефект отсутствует

Проведенные исследования показали, что в области загрузки бункера рудой металл бортов и днища кузова характеризуется наличием множественных микротрещин, что с высокой вероятностью приведет к его разрушению. Оборудование «Камертон» позволило провести диагностирование без выполнения демонтажных работ в кузове бункера-перегружателя БПС-25 посредством установки минимального количества датчиков в доступных местах металлоконструкций. При этом поиск дефектов осуществлялся во всем объеме металла обследуемого элемента. Применение оборудования «Камертон» позволяет снизить материальные и временные затраты на выполнение работ, по оценке технического состояния металлоконструкций несущих элементов горнотранспортных машин.

Список литературы

1. Романов, В.А. Опыт эксплуатации шахтных самоходных вагонов на рудниках Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей / В.А. Романов, Д.И. Шишлянников, А.К. Муравский // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 9. – С. 29-33.

2. Софьина, Н.Н. Оценка технического состояния узлов горного и нефтепромыслового оборудования методом возбуждения резонансных колебаний / Н.Н. Софьина, Д.И. Шишлянников, К.А. Корнилов // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 9. – С. 34-37.

УДК 622.271, 622.271.022, 622.23.51

ВНЕДРЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЦИФРОВИЗАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЮ ТОиР КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

Шибанов Д.А., Иванов С.Л., Агагена А.
Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Вопросу технического обслуживания и ремонта технологического оборудования уделяется большое внимание на горнодобывающих предприятиях, так как надежность парка горных машин напрямую влияет на плановые показатели предприятиях по добыче горной массы. Основная идея работы заключается во внедрении информационных технологий в систему технического обслуживания и ремонта. Работа ориентирована на дополнение функций технического обслуживания по фактическому состоянию карьерных экскаваторов применением информационных технологий. А именно внедрение элементоф цифровизации на основе промышленных очков дополненной реальности RealWear.
Ключевые слова: *карьерный экскаватор, техническое обслуживание и ремонт, диагностика, фактическое состояние.*

INTRODUCTION DIGITAL TECHNOLOGIES IN MINING SHOVELS REPAIR TECHNOLOGY BY FACTUAL CONDITION

Shibanov D.A., Ivanov S.L., Agagena A.

The issue of maintenance and repair of technological equipment is given much attention at mining enterprises, as the reliability of the park of mining machinery directly affects the planned indicators of enterprises for mining. The main idea of the work is to introduce information technology in the system of maintenance and repair. The work is focused on supplementing the functions of maintenance on the actual condition of the mining shovals by application of information technology. Namely the introduction of digitalization elements on the basis of industrial augmented reality RealWear glasses.
Keywords: *mining shovel, maintenance and repair, technical diagnostics, actual condition.*

Большая часть нового оборудования горнопромышленного комплекса, карьерных экскаваторов в частности [4, 5], поставляется потребителю в комплекте с гарантийным и постгарантийным фирменным техническим сервисом. Основным принципом организации фирменного технического сервиса является ответственность изготовителя за работоспособность оборудования в течение всего периода эксплуатации. Выбор стратегии ТОиР в данном случае определяет изготовитель. Обычно организация работ и технология проведения ТОиР при фирменном сервисе строиться на основе передовых стратегий обслуживания и ремонта. При фирменном сервисе возникает прямая связь между изготовителем и потребителем, которая ускоряет совершенствование конструкции машин, приводит к повышению качества изготовления и показателей надежности. Помимо выбора системы обслуживания, изготовитель осуществляет подбор и обучение технического персонала, который будет осуществлять ремонт, изготовление и транспортирование с собственных складов запасных частей, оснащение работников сервиса необходимым инструментом и прочее.

Система обслуживания по фактическому состоянию является наиболее прогрессивной системой ТОиР. Идея, положенная в основу системы обслуживания и ремонта по фактическому техническому состоянию, состоит в установлении текущего технического состояния машины путем постоянного мониторинга в процессе работы, выявлении имеющихся дефектов и в определении оптимальных сроков проведения обслуживания и ремонтов на основании полученной информации и технической диагностики [1, 3].

О зарождении дефектов предупреждают определенные диагностические признаки и параметры: вибрации, технологические и режимные параметры (температура, нагрузка, давление и проч.), наличие частиц износа в смазке и т. п. Мониторинг подобных параметров позволяет своевременно обнаружить деградационные процессы в оборудовании и провести корректирующие мероприятия по восстановлению до наступления предельного состояния.

Для повышения эффективности обслуживания по фактическому состоянию и повышения качества обнаружения зарождающихся дефектов оборудования предлагается внедрить в технологию ТОиР промышленные очки дополненной реальности *RealWear* [2] (рисунок 1) на основе платформы для хранения и учёта фактического состояния оборудования *Itorum MR*.

Промышленные очки дополненной реальности *RealWear* ведут видеофиксацию процесса работы и по сети передают материал на сервер. Очки также обеспечивают аудио и видео связь между техническим специалистом на рабочем месте и удаленным экспертом в бэк-офисе («*back-office*»), позволяют работать с эксплуатационной, ремонтной и инуй технической документацией. Очки управляются при помощи голосовых команд, что позволяет освободить руки для использования инструментов и оборудования, необходимого для выполнения работ.



Рисунок 1 – Промышленные очки дополненной реальности REALWEAR

Принцип работы к связи со штатной информационно-диагностической системой экскаватора (ИДС) заключается в следующем: технические параметры с ИДС по внутренней защищенной интернет сети

карьера передаются на сервер бэк-офиса и подгружаются в платформу *Itorum MR* (рисунок 2).

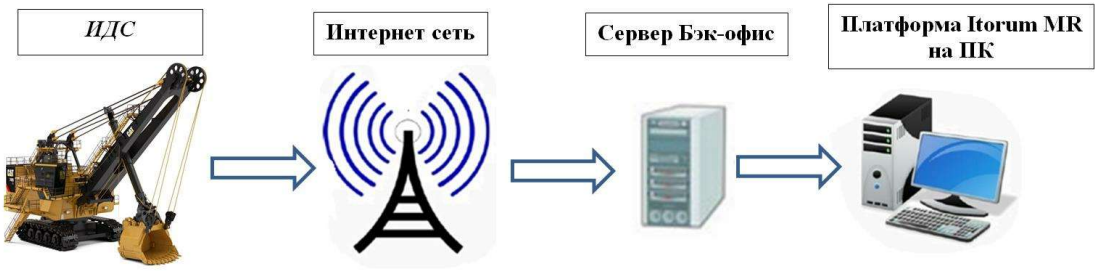


Рисунок 2 – Передача данных с ИДС на сервер БЭК офиса

На программном уровне происходит их обработка и сортировка для каждой единицы оборудования. В случае выхода какого-либо параметра из норматива, в течение работы экскаватора, в технический отдел автоматически поступает уведомление. Постоянно ведется контроль условий выхода текущего параметра за пределы норматива.

В процессе ежесменного ТО по определенному маршруту осмотра, собираются данные о фактическом техническом состоянии каждой подконтрольной точке оборудования и об обнаруженных дефектах и отказах, и далее эти данные передаются на сервер бэк-офиса, где они систематизируются в электронной базе данных.

При ежесменном осмотре на очки *RealWear* загружен маршрут с определенными контрольными точками. Этот маршрут отображается на встроенном экране очков. Каждая контрольная точка идентифицируется индивидуальной меткой (штрих-кодом), нанесенной непосредственно на оборудование. Сканирование метки на контрольной точке, одновременно служит для контроля движения по маршруту обхода и для фиксации точного времени затраченного на осмотр и диагностику оборудования.

После сканирования меток на экране очков выводится задание, которое необходимо выполнить на данной контрольной точке, например: проверка усилия затяжки болтового соединения при осмотре редуктора подъема.

Ход осмотра, а также визуальные показатели фиксируются на фото или видео в высоком разрешении. Параметры, имеющие определенные значения или комментарии к осмотру, вносятся с помощью планшета, связанного по беспроводной сети с очками *RealWear*. Затем сервис-инженер повторно сканирует штрих-код на данной контрольной точке. После чего информация о техническом состоянии, дефектах, отказах немедленно поступает в электронную базу данных на сервере бэк-офиса. Тем временем, сервис-инженер двигается к следующей контрольной точке по маршруту.

Для уменьшения влияния человеческого фактора при формировании дефектной ведомости, соответствующая карта заполняются путем выбора алгоритмов и позиций из заранее сформированных баз данных. Как только

дефект классифицирован и описан, определяются плановые сроки работы по его устранению и автоматически на сервере включатся в общий план-график работ.

При осмотре оборудования, очки *RealWear* могут выполнять дополнительную функцию благодаря «эталонным» снимкам оборудования, загруженных в библиотеку внешнего накопителя очков. Визуализация запрограммирована так, что при постоянно включенной камере во время осмотра, обслуживания или ремонта оборудования экскаватора или других операциях, программное обеспечение постоянно сравнивает «эталонное» изображение оборудования (шаблон) с оборудованием, а также с его отдельными деталями, попавшими в объектив камеры в данный момент времени.

Очки всего обслуживающего персонала синхронизируются в реальном времени с ИДС экскаватора. А изображения места оборудования с какими-либо дефектами сразу попадают в электронную базу. Информация автоматически передаётся на все устройства обслуживающего персонала, поэтому как только другой специалист подойдёт к оборудованию, ещё на подходе к нему на экране появится яркое пятно области дефекта, куда стоит обратить внимание. И если какой-либо дефект обнаружит один сотрудник, то его увидит весь задействованный в ТОиР персонал.

Для карьерного экскаватора разработан рациональный маршрут осмотра при ежесменном ТО, для каждого вида оборудования составлен перечень контрольных точек, операции, которые необходимо на них выполнить.

Список литературы:

1. Алексеев В.И. Организация системы фирменного технического сервиса технологического оборудования машиностроения // Журнал МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. № 7 (12). – С. 1-5.

2. Для совместной работы специалиста с экспертом из любой точки мира URL: https://itorummr.ru/remote-expert (дата обращения 30.05.2018)

3. Совершенствование стратегии технического сервиса карьерных экскаваторов введением в систему СТОИР элементов Total Productivity Maintenance (TPM) / Д.А. Шибанов, И.Е. Звонарев, С.Л. Иванов, А.С. Фокин // СПГГИ (ТУ) Записки Горного института. - 2014. - № 209. – С. 109-115

4. Новый подход к созданию гидравлических экскаваторов / Макарова В.В., Лагунова Ю.А., Ковязин Р.А., Нестеров В.И. // «Горное оборудование и электромеханика». – 2021. № 6. – С. 9-14

5. Konstantin Anistratov. Digging up potential / Konstantin Anistratov, Taras Donchenko, Daniil Shibanov // World Coal. – 2018. – Vol. 27, № 7. –P. 45-47.

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 629.35

К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Вялков М.А., студент, **Жегульский В.П.**, доц., к.т.н., **Лукашук А.Д.** студент
Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина

Разработка погрузочных устройств для автомобильной, горной и строительно-дорожной техники является весьма актуальной задачей, так как позволяет существенно расширить функциональные возможности машин, делая их конкурентоспособными на современном рынке. Объектом разработки является автомобиль самосвал грузоподъемностью 25 тонн. В результате проведенной работы спроектирован манипулятор с гидравлическим приводом для выполнения основных технологических операций. Рабочим органом является грейферный захват, которым оператор осуществляет забор грунта и погрузку его в кузов автосамосвала. Разработанный манипулятор с грейферным захватом обладает высокими показателями надежности, оснащен оригинальным гидравлическим приводом для подъема и опускания стрелы и рукояти манипулятора.
Ключевые слова: *самосвал, манипулятор, грейфер, челюсть подвижная, стрела, рукоять, кузов.*

ON DEVELOPMENT OF ATTACHMENT EQUIPMENT ON THE BASIS OF MINING DUMP TRUCK

Vyalkov M.A., Zhegul'skij V.P., Lukashuk A.D.

The development of loading devices for automotive, mining and road construction equipment is a very urgent task, as it allows you to significantly expand the functionality of the machines, making them competitive in the modern market. The object of development is a dump truck with a carrying capacity of 25 tons. As a result of the work carried out, a manipulator with a hydraulic drive was designed to perform the main technological operations. The working body is a clamshell grip, with which the operator collects soil and loads it into the body of a dump truck. The developed manipulator with a clamshell grip has high reliability indicators, is equipped with an original hydraulic drive for raising and lowering the boom and the manipulator handle.
Keywords: *dump truck, manipulator, grab, movable jaw, boom, handle, body.*

На открытых горных работах карьерный автомобильный транспорт по удельному весу занимает первое место среди всех видов транспорта. В перспективе роль автотранспорта не снизится и, хотя экологически он уступает другим видам транспорта, конкуренции ему пока не видно.

Одним из мероприятий, повышающих производительность труда на транспорте, является использование машин с универсальными рабочими органами. Они позволяют механизировать погрузочные работы, уменьшать объем ручного труда, сокращать потребное количество рабочих [1].

Спрос на навесное оборудование для автосамосвалов постоянно растет, а усилия производителей, направленные на их совершенствование, расширяют возможности применения этой техники.

Оснащение базового автосамосвала навесным рабочим оборудованием позволяет решить самую главную задачу: расширить функциональные возможности машины за счет универсальности ее применения [2]. Ведь

после монтажа манипулятора на шасси он превращается в выгодную альтернативу традиционному экскаватору или погрузчику и работающему с ним в паре грузовому автомобилю.

Основное преимущество навесного оборудования для самосвала, которое делает это устройство более универсальным в применении - возможность его оснащения различным по функциональному назначению сменным навесным оборудованием (особенно если имеется ротатор).

Появляется возможность применять захваты для металла и леса, поддонов и контейнеров, бордюров и столбов, грейферы для сыпучих грузов, буровые устройства, присоски для стекол и т.д. И хотя навесное оборудование увеличивает стоимость базовой машины, это компенсируется существенным повышением отдачи от его применения [3].

В качестве базового автомобиля взят самосвал МоАЗ-75054 [4], для которого разработан грейферный захват (рис. 1), который будет монтироваться на базовый автосамосвал, являясь сменным рабочим оборудованием, тем самым расширяя функциональные возможности машины. Разработанная конструкция имеет небольшие габариты и, соответственно, высокую маневренность. Разработанный грейферный захват для самосвала представляет собой конструкцию, состоящую из двух челюстей, усиленную по центру. Машина имеет ряд преимуществ, по сравнению с аналогом, такие как возможность снижения себестоимости производимых работ по сравнению с комбинацией машин: самосвал – экскаватор, за счет исключения из цикла работы экскаватора и наличия самозагрузки.

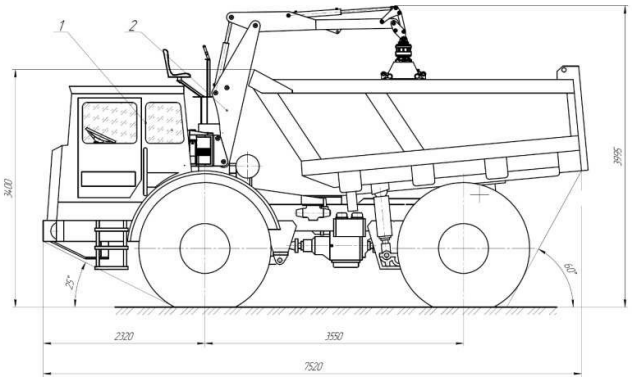


Рис. 1 – Общий вид разрабатываемой машины

Самоходный колесный автосамосвал с навесным грейферным оборудованием предназначен для погрузки сыпучих и кусковых материалов в транспортные средства и для производства землеройно-транспортных работ на грунтах до II категории без предварительного рыхления (рис. 2).

Универсальность и возможность применения в разнообразных условиях позволяет использовать эту машину не только в горном деле, но и в различных отраслях строительства, промышленности строительных материалов, в лесном и сельском хозяйстве.

Ожидаемый эффект от модернизации базового самосвала будет складываться из двух основных составляющих:

1) установленный на самосвал грейферный захват расширит область применения самоходного шасси, позволив выполнять погрузочные работы без помощи дополнительных машин и устройств.

2) установка специализированного грейферного захвата на самосвал который может быть смонтирован на стреле без дополнительной помощи водителю позволит исключить ручной труд такелажников, а также увеличить годовую производительность машины.

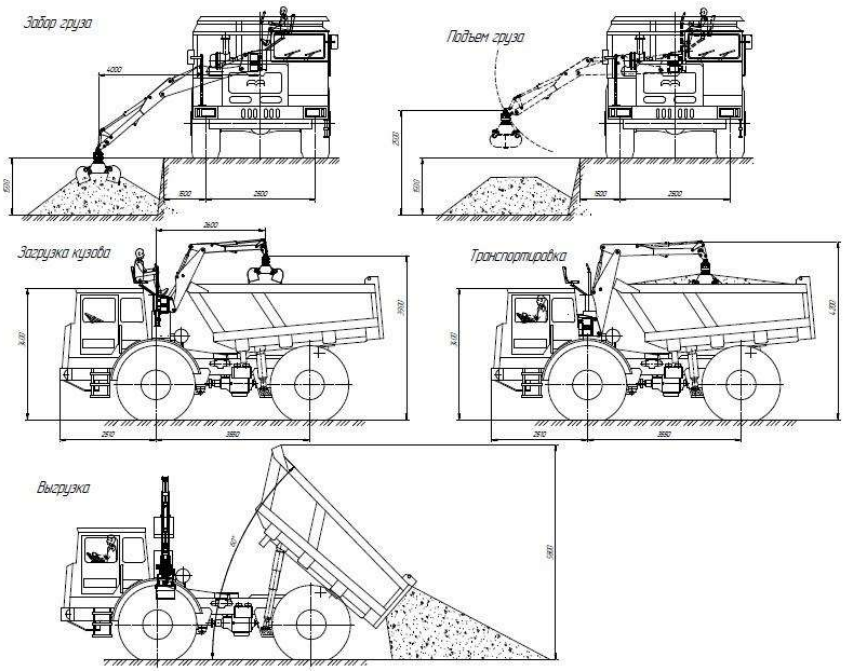


Рис. 2 – Цикл работы самосвала с грейферным захватом

Установка рабочего оборудования манипуляторного типа вместо стандартной компоновки, позволяет понизить затраты, связанные с погрузкой и транспортировкой грузов, а отсутствие большого числа гидравлических элементов в разрабатываемом манипуляторе позволит улучшить ремонтопригодность разрабатываемого узла.

Список литературы

1. Мартынов, В.Д. Машины и монтажное оборудование: Учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование./ В.Д. Мартынов, Н.И. Алешин, Б.П. Морозов. М.: «Машиностроение», 1990г 352с.: ил.

2. Навесное оборудование самосвалов: Учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование. / Н.Н. Андриенко, и [др]. М.: «Машиностроение», 1990г 352с.: ил.

3. Потапов М.Г. Карьерный транспорт. Учебник для учащихся горных техникумов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 264 с.

4. Могилевский автомобильный завод [Электрон, ресурс]. - Режим доступа: http://www.mtz.by/products/cargo-vehicle/chassis/930, свободный (28.02.2022).

УДК 629.1

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Каюмов Д.А.[1], студ., **Каримов Р. Д.**[1], канд. техн. наук, **Берлов М. А.**[1], студ., **Ахмедьянов И.М.**[1], студ.
[1] Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Рассмотрены особенности и преимущества использования карьерных самосвалов для транспортировки полезных ископаемых и приведены типы электродвигателей для силовой установки отечественной и зарубежной компаний.

***Ключевые слова**: карьерный самосвал, электродвигатель, силовая установка.*

ELECTRIC MOTORS FOR DUMP TRUCKS IN THE MINING INDUSTRY

Kaiumov D.A., Karimov R.D., Berlov M.A., Akhmedyanov I.M.

The features and advantages of using dump trucks for transportation of minerals are considered and types of electric motors for power plant of domestic and foreign companies are given.

***Keywords:** dump truck, electric motor, power plant.*

Добыча полезных ископаемых является важной частью экономики, за счет которой страны поддерживают и повышают уровень жизни. На данный момент, добываемые материалы являются стабильным источником для строительства больниц, дорог и автомобилей, производства электроэнергии и бытовых товаров и т. д. Совокупность отраслей производства, занимающихся добычей материалов, называется горной промышленностью. Поскольку, как было сказано выше, горная промышленность — это совокупность отраслей, то перед тем, как сырье будет непосредственно использовано, ему необходимо пройти несколько этапов. Одним из этих этапов является транспортировка в место перерабатывания.

Поскольку количество природных ресурсов уменьшается на одних месторождениях, то появляется необходимость находить их на других, которые расположенные дальше от комплекса нефтепереработки. В ближайшем обозримом будущем доля перевозок добытых пород на карьерах самосвала останется на высоком уровне [1]. Это значит, что остается актуальным вопрос транспортировки сырья на большие расстояния, в больших количествах и в безопасных условиях. А так как материал необходимо перевозить быстро и своевременно, то для этого требуются энергосберегающие и надежные машины, которые будут соответствовать таким требованиям. Перевозка природных ресурсов, в основном, осуществляется с помощью карьерных самосвалов. Карьерные самосвалы – тяжелые машины, используемые для перевозки больших объемов сыпучих материалов, таких как песок, руда или гравий на горнодобывающих площадках. Современный уровень развития транспортных систем для открытых горных работ позволяет успешно использовать их на многих месторождениях полезных

ископаемых. Кроме того, ожидается, что растущий спрос на электроэнергию увеличит мировой спрос на уголь, что приведет к высокому спросу на карьерные самосвалы в ближайшие несколько лет. Однако современные тенденции развития горного дела и необходимость снижения материальных и финансовых затрат, энергопотребления и повышения конкурентоспособности требуют постоянного совершенствования экономических, эксплуатационных, технологических и других характеристик транспортных машин [2].

Карьерные самосвалы остаются основным видом транспортировки, так как это обусловлено рядом преимуществ по сравнению с другими видами транспорта, а именно: автономность, возможность использования в любых горных и климатических условиях, высокая маневренность и мобильность, а также способность передвигаться по относительно крутыми подъемам.

При выборе самосвалов руководствуются следующими основными факторами: сочетанием параметров добычи и погрузки, удельная стоимость автомобиля, эксплуатационные и ремонтные расходы и т. д. Такой фактор, как габаритные размеры самосвалов, обычно, не учитывается. Однако именно габариты самосвала имеют значение при определении типов электродвигателей, которые будут входить в состав силовой установки. В горной промышленность, в основном, применяют именно электродвигатели, при чем обычно взрывозащищенные, за счет их преимуществ перед двигателями внутреннего сгорания. Критериями выбора того или иного вида электродвигателя для силовой установки являются: требуемая мощность и частота вращения, а также диапазоны напряжения и тока.

Отечественная компания «Силовые машины» занимается проектированием и разработкой силовых установок для горной промышленности, в частности для карьерных экскаваторов и самосвалов [3]. Начиная с 2005 г. в компании «Силовые машины» осуществляется разработка асинхронных частотных электрических приводов для карьерных транспортных средств. Электрический привод переменного тока стал актуальным решением, которое позволило уменьшить время простоя оборудования и продлило срок службы основного. Далее будут рассмотрены конкретные типы электродвигателей, входящие в состав электропривода, для карьерных самосвалов от компании «Силовые машины».

Известна зарубежная компания «Siemens», которая занимается разработкой и поставкой электродвигателей для карьерных самосвалов. Наиболее известная модель – SIMINE Haul Truck [4]. Около 20 лет Siemens Mobile Mining предлагает системы привода электрических самосвалов для некоторых из самых мощных карьерных самосвалов. Системы привода для этих грузовиков обычно состоят из двух электродвигателей, которые через шестерни интегрированы в задние колеса грузовиков, электрического генератора и мощного дизельного двигателя. Для достижения максимально

возможной производительности система привода направляет всю доступную мощность дизельного двигателя на колеса с электроприводом. Благодаря этому грузовики Siemens с электронным приводом прекрасно себя чувствуют при разгоне на рампу или для разгона до максимальной скорости. Инверторы, двигатели и генератор переменного тока охлаждаются специальным электрическим вентилятором, который работает независимо от скорости автомобиля или оборотов двигателя. Этот максимизирует эффективность охлаждения и надежность системы.

Таблица 1. Типы электродвигателей компании «Силовые машины»

Электропривод	КТЭ-90	КТЭ-136	КТЭ-450
Тип асинхронного электродвигателя	ТАД-9	ТАД-5	ТАД-10
Мощность, кВт	275	610	1050
Частота вращения, об/мин	770	850	986
КПД, %	91,3	94,0	94,9
cos φ	0,8	0,845	0,898

Таким образов, карьерные самосвалы выполняют важную функцию перевозки полезных ископаемых, а электродвигателя обеспечивают надежность и эффективность при эксплуатации.

Список литературы

1. K.V. Burmistrov, N.A. Osintsev, A.N. Shakshakpaev, Selection of Open-Pit Dump Trucks during Quarry Reconstruction, Procedia Engineering, Volume 206, 2017, Pages 1696-1702, ISSN 1877-7058, https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.700.

2. Nazam, A., Muhammad, A. J., Syed, A. H., & Abdur, R. [2021]. Directions for the development of transport machines for open-pit mining. Journal of Applied Engineering Science, 19(1), 137 - 141. DOI:10.5937/jaes0-28708.

3. Каталог компании Силовые машины [Электронный ресурс]. – URL: https://power-m.ru/.

4. Каталог компании Siemens [Электронный ресурс]. – URL: https://www.siemens.com/global/en.html.

УДК 620.3

НАНОЧАСТИЦЫ В ТРАНСПОРТЕ НЕФТИ

А. Г. Мозырев, Г. М. Проничев
ФГБОУ ВО «Тюменский Индустриальный Университет»

Нанотехнологии привели к революционным инновациям во многих аспектах нефтегазовой промышленности. Нанотехнологии создают наноматериалы, которые представляют собой природные или синтетические материалы, по крайней мере, с одним измерением в наномасштабе (1–100 нм). Частицы диаметром менее 100 нм называются НЧ. В этом диапазоне размеров поверхностные эффекты и квантовые эффекты являются двумя основными факторами, которые отличают наноматериалы от макро- и микроматериалов. Учитывая эти размерные эффекты, наноматериалы приобретают уникальные механические, химические, термические и магнитные свойства и, следовательно, имеют более высокие характеристики, чем обычные микро- и макроматериалы, в ряде применений на нефтяных и газовых месторождениях. Наноматериалы также могут быть модифицированы химическими модификациями для удовлетворения конкретных технических требований.
***Ключевые слова**: нанотехнологии, наночастицы, транспорт.*

NANOPARTICLES IN OIL TRANSPORT

A. G. Mozyrev, G. M. Pronichev

Nanotechnology has led to revolutionary innovations in many aspects of the oil and gas industry. Nanotechnology creates nanomaterials, which are natural or synthetic materials with at least one dimension at the nanoscale (1–100 nm). Particles with a diameter of less than 100 nm are called NPs. In this size range, surface effects and quantum effects are the two main factors that distinguish nanomaterials from macro- and micromaterials. Considering these size effects, nanomaterials acquire unique mechanical, chemical, thermal and magnetic properties and therefore perform better than conventional micro- and macromaterials in a number of oil and gas field applications. Nanomaterials can also be chemically modified to meet specific technical requirements.
***Keywords:** nanotechnologies, nanoparticles, transport.*

В ближайшие десятилетия нефтегазовая промышленность столкнется с более серьезными техническими проблемами. В связи с тем, что пригодные для добычи ресурсы быстро сокращаются, сложность обнаружения месторождений нефти и газа быстро возрастает. В долгосрочной перспективе расходы на геологоразведку будут продолжать расти. Между тем мировое потребление энергии с каждым годом постоянно увеличивается. Промышленность нуждается в технологических инновациях, чтобы удовлетворить этот насущный спрос. Лишь небольшие успехи были достигнуты в решении этих проблем с использованием обычных макро- и микроматериалов. Нанотехнология — это область, которая оказала революционное влияние на многие аспекты, от лечения до электроники. Как и в случае с этими месторождениями, такой прогресс ожидается в нефтегазовой отрасли. При этом большое внимание уделяется инновациям и применению нанотехнологий в энергетике. Здесь мы рассматриваем использование нанотехнологий для изучения возможностей улучшения функциональных возможностей и экологической пригодности материалов в нефтегазовой

промышленности. В настоящее время считается, что нанотехнология изменит правила эксплуатации нефтегазовых ресурсов и, как ожидается, внесет значительный вклад в развитие технологий на основе ископаемого топлива в течение следующих 30 лет. Во многих исследованиях сообщалось о разработке наноматериалов и нанотехнологий и их применении при эксплуатации, бурении и добыче нефти и газа.

Был проведен ряд связанных с нанотехнологиями моделей добычи нефти и газа, особенно тех, которые хранятся в нанопорах богатых органическими веществами сланцев. Нефть и газ демонстрируют различное фазовое поведение в нанопорах. Ван обнаружил, что на фазовый переход ресурсов в нанопорах существенное влияние оказывает распределение пор по размерам. Фазовый переход представляет собой непрерывный процесс, включающий выбор наиболее выгодных положений, фазовый переход, термодинамическое уравновешивание и выбор следующих выгодных положений. При диаметре пор более 10 нм капиллярное давление оказывает незначительное влияние на отношение давление-насыщение пористой среды. Для смесей углеводородов (сырая нефть и природный газ и др.), протекающих в порах меньшего диаметра, взаимодействие газа и жидкости становится усиливающимся фактором. Это взаимодействие имеет тенденцию демонстрировать эффекты ограничения нанопор. Эффекты удержания, такие как слоистая структура и насыщение жидкостью, определяют поведение межфазного поверхностного натяжения (МПН). Когда граница раздела газ-жидкость находится в соответствующем положении относительно стенки поры, МПН значительно уменьшается по сравнению с газом и жидкостью в объемной фазе. Эти результаты помогают раскрыть механизм фазового перехода в нанопористых средах. Исследование показало, что при прохождении газа через нанопористую среду режим можно в основном разделить на два типа: объемный перенос газа и адсорбционно-поверхностная диффузия газа. При диаметре пор менее 4 нм коэффициент поверхностной диффузии определяет газоперенос во всех условиях давления, тогда как скользящее течение определяет газоперенос при условии, что диаметр поры больше 4 нм. Для макропор с радиусом, обычно превышающим 50 нм, диффузия Кнудсена остается наиболее важным фактором.

Транспортные свойства НЧ в пористых средах широко изучались. Метин и др. изучали реологические свойства течения НЧ в пористых средах. Они указали, что вязкость дисперсий NP в значительной степени определяется концентрацией частиц, используемых в пласте. Кроме того, в этом процессе работает морфология пор и взаимодействие НЧ с трещиной пласта. Что еще более важно, было обнаружено, что эффект адсорбции оказывает большое влияние на концентрацию НЧ. Абдельфата и др. затем

исследовали адсорбцию и высвобождение НЧ. Отмечена отрицательная корреляция между pH, температурой и скоростью адсорбции НЧ. Относительно высокая ионная сила и малый диаметр НЧ способствовали адсорбции НЧ. Чжан обнаружил, что как обратимая, так и необратимая адсорбция НЧ происходит, когда НЧ транспортируются через насыщенные водой песчаные пакеты. Конечные мощности существуют как для обратимого, так и для необратимого поглощения. Центры и способности к обратимой адсорбции не зависят от необратимой адсорбции для многих типов НЧ. Большая концентрация закачки, меньшее количество глины и меньший расход способствуют увеличению адсорбционного эффекта.

Рассмотрена большую часть текущих исследований, касающихся применения наноматериалов в нефтегазовой промышленности. Технические и экономические перспективы наноматериалов и нанотехнологий значительны. Нанопоры распространены в толще, особенно в сланцевой формации. Транспорт нефти и газа в этих нанопорах был основным фактором, влияющим на добычу нефти и газа. Использование нанотехнологий для улучшения транспорта нефти и газа в этих нанопорах значительно увеличит добычу нефти и газа. Чувствительность наноматериалов была сильнее, чем у микроматериалов. Наноматериалы можно использовать в качестве датчиков для улучшения чувствительности оборудования или наносить на поверхность оборудования. Эти датчики из наноматериалов значительно повысят точность и достоверность оборудования, а затем значительно сократят время работы. Добавление наноматериалов в систему бурового раствора HPHT улучшит качество фильтрационной корки и уменьшит объем потери жидкости. Кажущуюся вязкость системы бурового раствора поддерживали стабильной с помощью наноматериала для поддержания хороших реологических свойств. Что еще более важно, использование наноматериалов в буровых растворах на водной основе для формирования сланцев было легко для поддержания стабильности ствола скважины. Эти наноматериалы проникали в нанопоры и закупоривали их. Как известно, нестабильность ствола скважины для информации о сланцах была мировой проблемой. Возможно, использование наноматериалов решит эту проблему. Наноэмульгаторы могут повысить стабильность системы буровых растворов на масляной основе и повысить температуру применения. Нанометровые нефтевытесняющие агенты с хорошей реологической способностью легко вводились в пласт и повышали эффективность вытеснения. Однако многие из них все еще находятся на экспериментальном уровне. Промышленный продукт еще не готов. Как сделать такой небольшой материал, до конца еще не решено. Оборудование и технология приготовления ограничены разработкой наноматериалов. Агрегация наноматериалов в скважин-

ном флюиде является еще одним важным фактором, ограничивающим применение наноматериалов. Такой небольшой материал нестабилен в скважинном флюиде. Они имеют тенденцию к агрегации и образованию маркоматериала, из чего следует, что свойства наноматериалов были ослаблены. Как диспергировать наноматериалы и сохранить их стабильность, является ключевой технологией для разработки и применения наноматериалов в нефтегазовой промышленности. Стоимость наноматериалов высока, и как снизить стоимость наноматериала является актуальной проблемой. Механизм взаимодействия наноматериалов неполный. Исследования и исследования механизмов взаимодействия наноматериалов должны быть изучены.

По результатам проведенного обзора технической литературы были сделаны следующие выводы:

Наноматериалы имеют существенно отличающиеся свойства, то есть механические, химические, термические и магнитные свойства, по сравнению с их макроскопическими аналогами. Это дает им возможность решать проблемы, которые не могут решить обычные методы.

Большое отношение поверхности к объему и огромное количество частиц в единице массы позволяют наноматериалам значительно улучшать свойства жидкости в нефтегазовой промышленности.

Благодаря наноструктурированию и наноинженерии специально разработанные наноматериалы становятся превосходными и желательными материалами для удовлетворения требований добычи нефти и газа.

Хотя существуют проблемы с наноматериалами, применение нанотехнологий повысит эффективность работы, будет способствовать развитию технологий и значительно укрепит общую мощь нефтегазовой отрасли.

Список литературы

1. Rahmani AR, Bryant S, Huh C, Athey A, Ahmadian M, Chen J, Wilt M. Crosswell magnetic sensing of superparamagnetic nanoparticles for subsurface applications. In SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Society of Petroleum Engineers, New Orleans, Louisiana, USA, 2013.

2. Трейд Маркет : справочные данные: сайт. – URL : https://tdmr.ru/komplektuyushchie/zmeeviki-dlya-ptb-10-ptb-5-pt-4-64-pp-16-pp-063-ppn-3-pbt-16m-nus-01-n-402/ (дата обращения: 10.10.2021). – Текст : электронный.

3. Thermalinfo : справочные данные: сайт. – URL : http://thermalinfo.ru/svojstva-zhidkostej/toplivo-i-masla/svojstva-topliva-i-masel (дата обращения: 10.12.2021). – Текст : электронный.

УДК 629.11

О ВЛИЯНИИ СТАБИЛИЗИРУЮЩИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА

Ю.Н. Строганов, к.т.н., доцент, **А.Ю. Михеев**, аспирант
Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

К автомобильным поездам в условиях эксплуатации предъявляются повышенные требования по безопасности их использования. При движении по дорогам на высоких скоростях на прямолинейных участках может нарушаться устойчивость движения автопоезда, проявляющаяся в поперечных колебаниях прицепа в горизонтальной плоскости – виляющем ходе прицепа. Это явление отрицательно сказывается на безопасности движения. Боковые отклонения увеличивают ширину габаритного коридора и полосу движения автопоезда, повышают опасность заноса прицепа и схода его с выделенной полосы движения, затрудняют управление транспортным средством, что создает угрозу встречному и обгоняющему транспорту и может вызывать катастрофические последствия. Повышение устойчивости прямолинейного движения автопоезда возможно при использовании стабилизирующих устройств, обеспечивающих гашение боковых отклонений прицепов от прямолинейной траектории.
Ключевые слова: *стабилизирующие устройства, устойчивость автопоезда, безопасность движения, эксплуатация.*

ON THE INFLUENCE OF STABILIZING TRACTION DEVICES ON THE STABILITY OF THE MOVEMENT OF THE ROAD TRAIN

Yu.N. Stroganov, A.Yu. Mikheev

Increased requirements for the safety of their use are imposed on automobile trains under operating conditions. When driving on roads at high speeds on straight sections, the stability of the movement of the road train may be disrupted, manifested in transverse vibrations of the trailer in the horizontal plane – the wagging course of the trailer. This phenomenon has a negative impact on traffic safety. Lateral deviations increase the width of the overall corridor and the lane of the road train, increase the danger of the trailer skidding and leaving the designated lane, make it difficult to control the vehicle, which poses a threat to oncoming and overtaking vehicles and can cause catastrophic consequences.
Keywords: *stabilizing devices, stability of the road train, traffic safety, exploitation.*

К одному из решений задачи повышения устойчивости прямолинейного движения автопоезда можно отнести использование стабилизирующих устройств (СУ), предназначенных для гашения боковых отклонений прицепов. СУ могут быть установлены как на тягово-сцепных устройствах, так и на опорно-поворотных устройствах [2], связывающих звенья сочлененного транспортного средства. Для автопоезда в составе с двухосным прицепом транспортными звеньями являются тягач и прицеп. Прицепными кинематическим звеньями принимаются: передняя колесная тележка и рама с кузовом, опирающаяся на ось задних колес прицепа. СУ могут устанавливаться в шарнирных соединениях звеньев автопоезда в различных сочетаниях – в буксирном устройстве тягача и (или) на опорно-поворотном устройстве прицепа, соединяющем переднюю колесную тележку с рамой прицепа.

Боковые отклонения (виляние) прицепов при прямолинейном движении возникают в результате воздействия внешних сил. Причины могут быть различны – выход из поворота при маневрировании, боковой ветер, разность давления в шинах и др. При этом боковые возмущающие силы могут носить кратковременный или длительный характер. Назначение СУ заключается в обеспечении создания силового стабилизирующего момента относительно в шарнирных соединениях (или отдельном соединении) звеньев автопоезда, способствующего возврату звена в положение, соответствующее прямолинейному движению тягача.

К основным группам в создании СУ можно отнести следующие:

– СУ механического типа, обеспечивающие силовой стабилизирующий момент за счет силы тяжести прицепа;

– СУ фрикционного типа, создающие силовой момент, препятствующий боковым отклонениям прицепа за счет сил трения и не обеспечивающие появление силового момента, способствующего возврату звеньев автопоезда в положение прямолинейного движения;

– гидравлические СУ с замкнутой гидросистемой, создающие силовой момент, препятствующий боковым отклонениям прицепа за счет за счет сопротивления гидравлической жидкости - аналоги гидроамортизаторам.

– гидравлические СУ, где для создания силового стабилизирующего момента используется гидросистема тягача;

– СУ с использованием пружинных, рессорных и других дополнительных упругих элементов.

При этом СУ могут быть:

а) ограниченного действия, т.е. создающие силовой стабилизирующий момент только при малом отклонении звеньев автопоезда от прямолинейной траектории в установленных пределах;

б) постоянного действия – поддерживающие величину стабилизирующего момента при любых допустимых углах взаимного поворота звеньев АТрП при маневрировании.

Следует отметить, что в условиях эксплуатации СУ ограниченного действия в большинстве случаев более предпочтительны, так как они создают силовой стабилизирующий момент, необходимый только для поддержания прямолинейности хода звеньев прицепа путем противодействия боковым отклонениям. При этом на повороте СУ не препятствует складыванию между собой звеньев автопоезда, необходимому для совершения маневра, т. е. дополнительное сопротивление повороту не возникает и ухудшение условий маневрирования не происходит. Ряд запатентованных технических решений стабилизирующих тягово-сцепных устройств разработан авторами данного исследования [3,4,5].

Устойчивость автопоезда является одним из основных свойств, влияющих на безопасность транспортных средств в условиях эксплуатации.

Критической скоростью движения по вилянию прицепа является такая скорость движения на прямолинейном участке дороги, при достижении которой прицеп или полуприцеп в составе автопоезда начинает вилять в каждую сторону на более чем допустимую величину. Граница коридора боковых отклонений прицепа по ширине определена ГОСТ Р 52746-2007 «Прицепы и полуприцепы тракторные» и ГОСТ Р 52281-2004 «Прицепы и полуприцепы автомобильные» – прицеп при любой скорости не должен выходить за границу коридора, ширина которого на 0,5 м больше максимальной ширины автопоезда. Критическая скорость определяется по известному выражению, предложенному Закиным Я.Х.[1]

$$V_0 < V_{кр} = \sqrt{\frac{L_2 \cdot k_2}{M_2 \cdot Z}}, \tag{1}$$

где $V_{кр}$ – критическая скорость, м/с; $Z = A + B - C$.

Однако при наличии стабилизирующего механизма боковых колебаний прицепа относительно шкворня поворотного круга, выражения слагаемых *A, B, C* примут вид:

$$A = \frac{\left[\mu \cdot \left(\beta_1^2 + \chi_1^2\right) + \rho \cdot \left(\beta_2^2 + \chi_2^2\right) + \left(1 - \beta_2\right)^2 + \chi_2^2\right] \cdot \left[1 + \nu + \left(\rho + 2\right) \cdot \xi\right]}{\rho \cdot \left\{\gamma \cdot \left[1 + \nu + \left(\rho + 2\right) \cdot \xi\right] + 1 + \nu + 2\xi\right\}}, \tag{2}$$

$$B = \frac{\left[\mu \cdot \left(\beta_1^2 + \chi_1^2\right) \cdot \left(\beta_2^2 + \chi_2^2\right) + \chi_2^2\right] \cdot \left\{\gamma \cdot \left[1 + \nu + \left(\rho + 2\right) \cdot \xi\right] + 1 + \nu + 2\xi\right\}}{\gamma \cdot \left[\mu \cdot \left(\beta_1^2 + \chi_1^2\right) + \rho \cdot \left(\beta_2^2 + \chi_2^2\right) + \left(1 - \beta_2\right)^2 + \chi_2^2\right]}, \tag{3}$$

$$C = \frac{1}{\gamma \cdot \rho} \cdot \left[\mu \cdot \gamma \cdot \left(\beta_1^2 + \chi_1^2\right) \cdot \left(1 + \rho \cdot \xi\right) + \rho \cdot \left(\beta_2^2 + \chi_2^2\right) \cdot \left(1 + \nu + \xi\right) + \gamma \cdot \beta_2 \cdot \rho \cdot \left(\nu + 2\xi\right) + \right. \tag{4}$$

$$\left. + \gamma \cdot \left(1 - \beta_2\right) \cdot \left(1 + \rho \cdot \xi\right) + \beta_2 \cdot \rho \cdot \xi\right],$$

где

$$\mu = \frac{M_1}{M_2}, \gamma = \frac{L_1}{L_2}, \beta_1 = \frac{a_1}{L_1}, \beta_2 = \frac{a_2}{L_2}, \chi_1 = \frac{r_{C_1}}{L_1}, \chi_2 = \frac{r_{C_2}}{L_2}, \rho = \frac{k_1}{k_2}, \ \nu = \frac{P_{f2}}{k_1}, \ \xi = \frac{F_{st}}{k_1}.$$

$F_{ст}$ – стабилизирующая сила, возникающая при использовании стабилизирующего устройства поворотного круга, приложенная к оси задних колес прицепа, Н, M_1,M_2 – массы передней колесной тележки и платформы прицепа, L_1,L_2 – базы передней колесной тележки и платформы прицепа, k_1, k_2 – коэффициенты сопротивления боковому уводу шин осей передней колесной тележки и платформы прицепа, Н/рад, a_1, a_2 – продольные координаты центров тяжести передней колесной тележки и платформы прицепа относительно шарнирных соединений транспортных звеньев между собой. P_{f2} – сила сопротивления качению платформы прицепа, Н, r_{C_1}, r_{C_2} – радиусы инерции передней колесной тележки и платформы прицепа относительно вертикальных осей, проходящих через их центры тяжести (м).

Влияние стабилизирующей силы $F_{ст}$ на критическую скорость на примере двухосного тракторного прицепа 2ПТС-4 представлено на графике (рис.1).

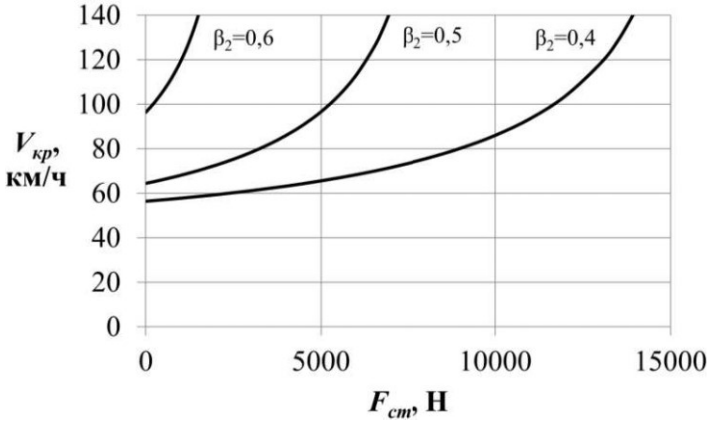


Рис.1. Зависимость критической скорости $V_{кр}$ от стабилизирующей силы $F_{ст}$ при различных значениях отношения β_2 продольной координаты центра тяжести платформы прицепа относительно шкворня поворотного круга к базе прицепа.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 1 позволяет сделать вывод, что критическая скорость при использовании стабилизирующих тягово-сцепных устройств может быть увеличена, то есть движение становится более устойчивым и безопасным при любых принятых значениях отношения β_2 продольной координаты центра тяжести платформы прицепа относительно шкворня поворотного круга к базе прицепа L_2.

Список литературы

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 255 с.
2. Сливинский Е.В., Радин С.Ю. К вопросу повышения эксплуатационной надежности за счет снижения виляний автотракторных двухосных прицепов.// фундаментально-прикладные проблемы безопасности, живучести, надежности, устойчивости и эффективности систем (сборник трудов конференции) – Елецкий ГУ им. И.А.Бунина, г. Елец, 2018г. с.333-339.
3. Строганов Ю. Н., Михеев А. Ю. Строганова, О.Ю. Механизм стабилизации движения двухосного прицепа: Патент РФ на изобретение № 2765587, 2022.
4. Строганов Ю. Н., Михеев А. Ю., Строганова О.Ю. Стабилизирующее тягово-сцепное устройство одноосного прицепа с изменяемым наклоном шкворня. Патент РФ на полезную модель № 208371, 2021.
5. Строганов Ю. Н., Михеев А. Ю. Строганова О.Ю. Стабилизирующее устройство прямолинейного движения двухосного прицепа. Патент РФ на полезную модель № 207045, 2021.

УДК 622:271,629,684

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ИХ ЧАСТЕЙ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ НА ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ОБЪЕКТАХ

Т.А. Ткачева, доцент
Московский политехнический университет, г. Москва, Россия

Рассмотрена методология оценки надежности автотранспортных средств (АТС) и их частей, эксплуатируемых на горнодобывающих объектах и в которой особо выделена часть – «Механизмы рулевого управления», работающие в сложных Природно-климатических условиях
Ключевые слова: *методология, оценка надежности, автотранспортные средства, части, механизмы рулевого управления, сложные Природно-климатические условия*

ASSESSMENT OF THE RELIABILITY OF MOTORVEHICLES AND THEIR PARTS, EXPLOITED AT MINING FACILITIES

Tkacheva T. A.

The methodology of assessing the reliability of motor vehicles and their parts, operated at mining facilities is considered, and in which the part "Steering mechanisms" operating in difficult Natural and climatic conditions.
Keywords: *methodology, reliability assessment, motor vehicles, parts, steering mechanisms, difficult Natural and climatic conditions*

Обновление целей функционирования горнодобывающего производства (ГДП) включает повышение эффективности использования и надёжности различного горного оборудования (ГО), в т.ч. и автотранспортных средств (АТС), работающих на карьерах, разрезах, россыпных месторождениях и др. [1-2].

В настоящее время массовость и распространённость АТС, применяемых в различных регионах на любых месторождениях полезных ископаемых (МПИ) ставит новые задачи по прецизионно - процессному управлению как АТС в целом, так и их частей. Перемещения АТС под загрузку горной массой требуют особого высокоточного их маневрирования. Поэтому, например, «механизмы рулевого управления» АТС являются важными и уникальными объектами для проведения расчётных исследований и точной оценки фактических показателей их надежности в целом и поэлементно. На рис. 1 представлено рабочее пространство АТС на карьере для выявления изменяющихся условий и проведения сравнения особенностей установки под загрузку с учётом индивидуальной нагруженности кузова каждой единицы АТС. А на рис. 1, а показан подход для загрузки АТС и маневрирование, рис. 1, б - загрузка АТС негабаритом (многие годы эти исследования успешно ведутся научной школой Уральского государственного горного университета, полученные теоретические и практические результаты широко используются на многих МПИ).

В условиях нагружения АТС негабаритом (рис. 1, б) создаются сложные, иногда критические условия управления ими, а значит в первую очередь имеет место неопределённость состояния «Механизмов рулевого управления (МРУ)». Фактическую надежность общей схемы «МРУ-Механизмы поворота колес АТС» определяют ключевые факторы: истинное технико-технологическое состояние АТС, Природные и погодно-синоптические условия в районе МПИ и др.



а) Загрузка АТС и маневрирование



б) Загрузка АТС негабаритом

Рис. 1. Рабочее пространство АТС на карьере для выявления изменяющихся условий и проведения сравнения особенностей установки под загрузку с учётом индивидуальной нагруженности кузова каждой единицы АТС

Коэффициент готовности – $Кг_{АТС}$ применяется для оценки надежности АТС. Это основной отчётный синтетический по структуре, учётно-аналитический по содержанию и многофакторный, базовый, объективный производственный показатель [3]. И поэтому, конкретно для МРУ АТС Кг как важнейший универсальный показатель надежности может быть определён основным выражением

$$Кг_{МРУ} = Тр_{МРУ}(X_{МРУ\,i}, Y_{МРУ\,i}, Z_{МРУ\,i}, t_{МРУ\,i}) / (Тр_{МРУ}(X_{МРУ\,i}, Y_{МРУ\,i}, Z_{МРУ\,i}, t_{МРУ\,i})) + Тв_{МРУ}(X_{МРУ\,j}, Y_{МРУ\,j}, Z_{МРУ\,j}, t_{МРУ\,j})), \quad (1)$$

где $Тр_{МРУ}(X_{МРУ\,i}, Y_{МРУ\,i}, Z_{МРУ\,i,}$) и $Тв_{МРУ}(X_{МРУ\,j}, Y_{МРУ\,j}, Z_{МРУ\,j}, t_{МРУ\,j})$ – среднее время работы и восстановления МРУ, соответственно, в процессах их эксплуатации и сервисного ремонтно-профилактического обслуживания (С и РПО).

Заметим, что для условий работы АТС, как и любого другого ГО характерна значительная неопределённость Природной ситуации. А также существенным при расчётных исследованиях $Кг_{МРУ}$ является тот факт, что процессы эксплуатации и С и РПО МРУ АТС происходят в разных пространствах и разное время, что и учтено в модели (1). И кроме того, необходимо учитывать усложняющуюся систему эксплуатации и С и РПО АТС на ГДП ввиду необходимости обслуживать ГО как отечественных, так и зарубежных производителей. А это тоже одна из новых функций процессно-прецизионного управления АТС на МПИ. С повышением надёжности АТС их среднее суммарное время – $Тр_{АТС}$ увеличивается, а с

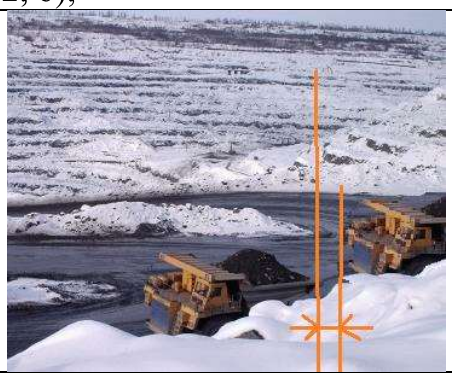
повышением аварийности на месторождении по объективным причинам возрастает среднее суммарное - Тв $_{АТС}$. Модель (1) уточняет классическую оценку надежности АТС, представленную в фундаментальных трудах А.А. Кулешова, П.Л. Мариева и многих других. Кг$_{АТС}$ исследуется в ведущих научных школах Российской Федерации, республики Беларусь, Казахстана. Но точность её по-прежнему ограничена хотя и использован некий совокупный метод интегральной, усреднённой оценки Кг$_{АТС}$. А в современных изменчивых технико-технологических, социальных, финансово-экономических и др. условиях для повышения точности и учёта как можно большего числа влияющих факторов для оценки Кг$_{АТС}$ и его частей необходимо детально исследовать индивидуальные аспекты процессов эксплуатации и С и РПО АТС в конкретных условиях.

Некоторые особенности пространства карьера с передвижением АТС при разной нагрузке по горной массе представлены на рис. 2. Методологически для точного описания и своевременного выявления особенностей взаимодействия двух взаимозависимых процессов эксплуатации и С и РПО АТС и значительного количества их частей необходимо:

- осуществлять метризацию (рис. 2) пространств, где в экстремальных природно-климатических и погодно-синоптических условиях с индивидуальными особенностями передвигаются, маневрируют (при встречном движении – рис.2, а) и работают АТС (рис.2, б);



а) АТС встречное движение под загрузкой



б) АТС параллельное движение

Рис.2. Некоторые особенности пространства карьера с передвижением АТС при разной нагрузке по горной массе

- разрабатывать и применять на практике новые аналитически и статистически точные методы оценки Кг $_{АТС}$, их механизмов управления - Кг $_{МРУ}$. Вести учёт изменчивости показателей эксплуатации и Си РПО АТС в любых фактических эксплуатационных условиях, развивать инструментальные (в т.ч. совершенствовать геодезические и маркшейдерские измерения) и расчётные исследования их параметров и характеристик [4-9].

Колебания значений $\Delta К_{Г\ АТС}$ индивидуально характеризуют качество эксплуатации и С и РПО каждой единицы АТС, а изменения На$_{АТС}$ опреде-

ляют истинную нагрузку на каждую единицу АТС и его частей. Они определяются как

$$\text{Для АТС:}\quad \Delta К_{Г\ АТС}\ (На_{\ АТС}) = |\ Кг_{\ НОРМ\ АТС} - Кг_{\ ФАКТ\ АТС}|. \qquad (2)$$

$$\text{Для МРУ}\quad \Delta К_{Г\ МРУ}\ (На_{\ АТС}) = |\ Кг_{\ НОРМ\ МРУ} - Кг_{\ ФАКТ\ МРУ}|. \qquad (3)$$

Естественно, что нормированные - $Кг_{\ НОРМ\ АТС}$ и фактические - $Кг_{\ ФАКТ\ АТС}$ показатели надёжности АТС отличаются друг от друга. И каждый $Кг_{\ ФАКТ\ АТС}$ и $Кг_{\ ФАКТ\ МРУ}$х имеет своё время-пространственное значение с присущими только им свойствами. Поэтому базовая метрологическая модель (2) отклонений фактических значений показателей АТС от нормированных определяется разными методами. Модель (3) отражает изменчивость $\Delta К_{Г\ МРУ}\ (На_{\ АТС})$ и может служить для метрологической аттестации всех «Механизмов рулевого управления АТС».

Для достижения прогресса в развитии теории надёжности как АТС, так и другого ГО необходимо возможно точнее и детализированнее представлять процессные аспекты его фактической эксплуатации и С и РПО, развивать новую методологию, доказательную теорию, включающую опережающее развитие метрологического обеспечения эксплуатации (например, учитывая развитие геодезических и маркшейдерских технологий) и С и РПО (использующее высоко точный мерительный инструмент, поверяемый угловыми мерами - рабочими эталонами (погрешность 10^{-12})) всех АТС.

Список литературы

1. Ткачева Т.А. Информациологическая точность интеллектуализированного мониторинга управления надёжностью карьерного оборудования. М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXI. 2006. С. 210-211.

2. Мариев П.Л. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке. М.: Наука.2006. 386 с.

3. ГОСТ 27.203-83. Технологические системы. Общие требования к методам оценки надёжности.

4. Галкин В. А. Исследование технологических особенностей эксплуатации большегрузного автотранспорта на карьерах цветной металлургии // Тез. докл. и сообщ. Всесоюзн. науч.-техн. конф. по карьерному транспорту. Свердловск, 1984. С. 117-120.

5. Кулешов А.А. Выбор оптимального типа экскаваторно-автомобильного комплекса для условий конкретного карьера. Методическое руководство. - М.: Цветметинформация. 1980.- 52с.

6. Использование геоинформационного банка данных для автоматизированных расчётов карьерного автотранспорта: Информационный листок 800-93/ Свердловский ЦНТИ,- Екатеринбург, 1993. -3с.

7. Квагинидзе В.С., Козовой Г.И., Чакветадзе Ф.А., Антонов Ю.А., Корецкий В.Б. Автомобильный транспорт на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчёт. 2012. - 408 с.

8. 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.

9. Ткачева Т.А. Проблемы и решения активизации метрологического обеспечения цифровых технологий горного производства. //Информационно-измерительные и управляющие системы, № 2, 2007. – Стр.57- 65.

УДК 622.73

РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

С.А. Хорошавин [1,2], канд. тех. наук, **О.С. Некрасова**[1], магистрант
[1]ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург
[2]ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет», г. Екатеринбург

Приведена зависимость давления на грунт от количества колес и давления накачки шины для карьерных самосвалов, приведены зависимости давления в шине, деформации шины и длины пятна контакта от давления накачки шины и температуры воздуха в шине.
Ключевые слова: *карьерный самосвал, проходимость, расчет, давление на грунт, пятно контакта*

CALCULATION OF THE TIRE PRESSURE IN THE TIRE OF A MINING DUMP

S.A. Khoroshavin, O.S. Nekrasova

The dependence of the pressure on the ground on the number of wheels and the inflation pressure of a tire for mining dump trucks is given, the dependences of the pressure in the tire, the deformation of the tire and the length of the contact patch on the inflation pressure of the tire and the air temperature in the tire are given.
Keywords: *mining dump truck, cross-country ability, calculation, ground pressure, contact patch*

В настоящее время часть самосвалов на карьерах России эксплуатируется в условиях бездорожья на грунтах с низкой несущей способностью. Работы на слабых грунтах требуют использования транспортных средств повышенной проходимости и низким удельным давлением на грунт. Один из способов повышения проходимости - применение карьерных самосвалов с шарнирно-сочлененной рамой.

При таком сочленении самосвал может маневрировать в узком пространстве за счет небольшого радиуса поворота машины. Большинство сочлененных самосвалов имеет грузоподъемность от 10 до 50 т. На постсоветском пространстве производством сочлененных самосвалов занимается белорусское производственное объединение БелАЗ, выпускающее трехосную модель БелАЗ-7528 и модификацию БелАЗ-75281 грузоподъемностью 36 т[5].

При необходимости использовать технику большей грузоподъемности на слабых грунтах рассматривается вариант применения многоопорных карьерных самосвалов. Самосвал с многоопорным ходом может продолжать движение, даже если шины некоторых колёс вышли из строя [7]. К недостаткам такой конструкции можно отнести: меньшую надежность и большую сложность технического обслуживания и ремонта трансмиссии, в сравнении с трансмиссией классических карьерных самосвалов, высокую стоимость самосвалов с многоопорным ходом.

На колесных карьерных самосвалах изменять удельное давление можно либо путем изменения давления накачки шин, либо путем увеличения числа колес самосвала.

При нагрузке шина карьерного самосвала деформируется (рис. 1).

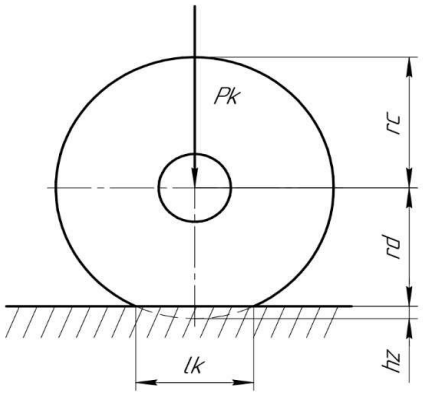


Рис. 1. Расчетная схема для определения площади пятна контакта

Величину деформации шины h_z можно определить из выражения [1]:

$$h_z = \sqrt{\frac{K_z P_k^{\frac{3}{4}}}{1+P_w}} \quad (1)$$

где K_z - коэффициент вертикальной деформации шины от нагрузки; P_k – нагрузка на шину, кН; P_w – давление воздуха в шине, кПа.

Длина площади пятна контакта шины колеса l_k [8]:

$$l_k = 2\sqrt{2r_c h_z - {h_z}^2} \quad (2)$$

где r_c – свободный радиус шины выше оси вращения, м, свободный радиус шины можно принять равным половине наружного диаметра колеса без нагрузки.

Ширина площади пятна контакта шины колеса b_k примерно равна ширине беговой дорожки шины. Можно принять [3, 4, 5, 6]:

$$b_k = (0{,}65\ldots0{,}75)B \quad (3)$$

где B – ширина профиля шины, м.

Для крупногабаритных грузовых шин характерна прямоугольная форма пятна контакта. Тогда давление колеса на грунт P определяется как:

$$P = \frac{P_k}{l_k \cdot b_k} \quad (4)$$

На рис. 2 представлена расчетная зависимость давления на грунт, развиваемого карьерным самосвалом БелАЗ 75130 (6 колес) и аналогичным по массе карьерным самосвалом с многоопорным ходом (восемь пар колес) от давления накачки шин. При увеличении количества колес нагрузка на одно колесо, диаметр и ширина колес уменьшается. Это приводит к уменьшению площади контакта колеса с дорогой. По результатам расче-

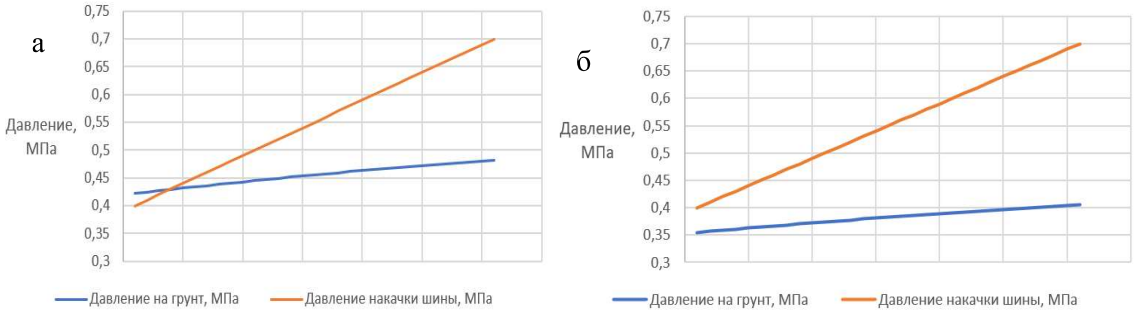


Рис. 2. Зависимость давления на грунт от давления накачки шин а) БЕЛАЗ-75130, б) карьерного самосвала с многоопорным ходом

тов можно сделать вывод, что многоопорные самосвалы оказывают меньше давления на грунт, чем карьерные самосвалы с классической компоновкой. При увеличении числа колес в 2,7 раза давление, развиваемое самосвалом на грунт, уменьшается в 1,2 раза. Развиваемое давление недостаточно мало для того, чтобы считать этот параметр явным преимуществом карьерных самосвалов с многоопорным ходом перед самосвалами с классической компоновкой, что ограничивает целесообразность применение карьерных самосвалов с многоопорным ходом на карьерах со слабыми грунтами ввиду их высокой стоимости и сложности технического обслуживания.

На давление, оказываемое самосвалом на грунт, влияет так же температура воздуха в шине, которая зависит, в том числе, и от температуры окружающей среды. В таблице 1 и 2 приведены расчетные зависимости давления в шине, деформации шины и длины пятна контакта от давления накачки шины и температуры воздуха в шине.

Таблица 1. – Зависимость давления в шине, деформации шины и длины пятна контакта от давления накачки шины и температуры воздуха в шине для самосвала БЕЛАЗ-75130

Давление накачки, МПа	Наименование параметров	Температура окружающей среды, °С							
		-30	-20	-10	0	10	20	30	40
0,4	Давление в шине, МПа	0,41	0,41	0,42	0,42	0,43	0,43	0,43	0,44
	Деформация, м	0,16	0,16	0,15	0,15	0,15	0,14	0,14	0,14
	Длина контакта, м	1,48	1,46	1,45	1,44	1,43	1,41	1,40	1,39
0,55	Давление в шине, МПа	0,37	0,38	0,38	0,38	0,39	0,39	0,39	0,40
	Деформация, м	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08
	Длина контакта, м	0,87	0,86	0,86	0,85	0,84	0,84	0,83	0,82
0,7	Давление в шине, МПа	0,47	0,47	0,48	0,48	0,49	0,49	0,49	0,50
	Деформация, м	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
	Длина контакта, м	1,29	1,28	1,27	1,26	1,25	1,24	1,23	1,22

Таблица 2. – Зависимость давления и деформации шины, длины пятна контакта от давления накачки шины и температуры воздуха в шине для многоопорного самосвала

Давление накачки,	Наименование параметров	Температура окружающей среды, °С							
		-30	-20	-10	0	10	20	30	40

МПа									
0,4	Давление в шине, МПа	0,34	0,35	0,35	0,35	0,36	0,36	0,36	0,37
	Деформация, м	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
	Длина контакта, м	0,94	0,93	0,92	0,92	0,91	0,90	0,89	0,89
0,55	Давление в шине, МПа	0,37	0,38	0,38	0,38	0,39	0,39	0,39	0,40
	Деформация, м	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08
	Длина контакта, м	0,87	0,86	0,86	0,85	0,84	0,84	0,83	0,82
0,7	Давление в шине, МПа	0,39	0,40	0,40	0,41	0,41	0,41	0,42	0,42
	Деформация, м	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
	Длина контакта, м	0,82	0,82	0,81	0,80	0,79	0,79	0,78	0,78

В работе рассмотрена зависимость давления на грунт от давления накачки шин. Приведены зависимости давления в шине, деформации шины и длины пятна контакта от давления накачки шины и температуры воздуха в шине. Результаты работы могут быть применены как при создании рекомендаций для выбора режимов работы карьерных самосвалов на грунтах с различной несущей способностью, так и при проектировании новых карьерных самосвалов с многоопорным ходом.

Список литературы

1. Смирнов, Г.А. Теории движения колесных машин, М. Машиностроение, 1990. – 352с
2. Петрушов, В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов, М. Машиностроение. 1975. – 223с.
3. Кнороз В.И. Автомобильные шины типа Ри РС, М.: Транспорт, 1964. - 44 с.
4. Комплекс специализированных транспортных средств для горных работ/ Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), 2009 57 с.
5. Баденков П.Ф. Разработка конструкции и исследование грузовых шин типа Р / Пневматические шины (исследование по проблеме повышения качества). - М.: Химия, 1969. - С.43-81.
6. Кнороз В.И. работа автомобильной шины / 2-е изд., исправл. и дополн. - М.: Науч.-техн. издв-во мин-ва автомоб. тр-та и шоссейн. дорог РСФСР, 160. -299 с.
7. Краткий автомобильный справочник /А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. - М.: ФЩ "Трансконсалдинг", НИИАТ, 1994. - 779 с.
8. Ларин В.В. Зависимости вертикальной деформации пневматических шин. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 12.
9. http://www.mazda33.ru/st-014.html
10. https://zen.yandex.ru/media/id/5bec8a96cfec6100aea4cfa7/kitaiskaia-versiia-samosvala-belaz-5c5c7107e5f8e300b15fad84
11. https://francis-maks.livejournal.com/465123.html
12. https://tsk.igduran.ru/?page_id=811

УДК 628.978.6

АЛГОРИТМ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ОСВЕЩЕНИЕМ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕШЕХОДНЫХ ПЕРЕХОДОВ

С.Х. Есенбаев, к.т.н., доцент**, А.М. Дарибаева,** магистрант
Карагандинский технический университет, Караганда, Казахстан

В статье рассматривается управление освещением для обеспечения безопасности пешеходного перехода. Основной задачей системы автоматического адаптивного управления освещением пешеходных переходов является обеспечение заблаговременного предупреждения водителей, приближающихся к переходу о нахождении людей на переходе или приближении к нему пешеходов с учетом изменяющихся во времени и пространстве внешних условий, таких как уровень естественного и искусственного освещения, наличие и интенсивность дорожного движения, а также направление перемещения пешеходов. Основное внимание в работе акцентируется на алгоритме, который наглядно иллюстрирует порядок обработки и выдачи информации, в том числе поступающей от измерительных устройств и от датчиков состояния составных частей системы.
Ключевые слова: *пешеходный переход, освещение, адаптивное управление.*

ADAPTIVE LIGHTING CONTROL ALGORITHM FOR UNREGULATED PEDESTRIAN CROSSINGS

S.Kh. Esenbayev , A.M. Daribaeva

The article discusses lighting control to ensure the safety of a pedestrian crossing. The main task of the automatic adaptive lighting control system for pedestrian crossings is to provide early warning to drivers approaching the crossing about the presence of people at the crossing or pedestrians approaching it, taking into account the changing external conditions in time and space, such as the level of natural and artificial lighting, the presence and intensity of traffic, as well as the direction of movement of pedestrians. The main attention in the work is focused on the algorithm, which clearly illustrates the procedure for processing and issuing information, including information coming from measuring devices and from sensors of the state of the components of the system.
Keywords: *Pedestrian crossing, lighting, adaptive control.*

Для обеспечения безопасного перехода пешеходов проезжей части улицы или дороги в населенных пунктах и вне их в настоящее время наряду с знаком «Пешеходный переход» и разметка на проезжей части на регулируемых перекрестках и/или переходах применяются светофоры по сигналам которых попеременно разрешено движение либо транспортных средств либо пешеходов.

Однако существует множество переходов, которые расположены вне перекрестков и оснащенных светофорами, которые сигнализируют водителю о приближении к переходу, на котором находятся пешеходы. В соответствии с Правилами дорожного движения водители обязаны пропустить людей находящихся на обозначенными знаками и разметкой переходами.

Кроме специальных светофоров мигающего желтого цвета данные переходы оснащаются системами, обеспечивающими управление освещением переходов и работой светофоров в зависимости от обстановки на и/или около перехода. Данные системы могут содержать [1]:

- датчики движения пешеходов;
- датчики движения автомобилей;
- приборы контроля уровня освещенности;
- автономные источники энергоснабжения на базе солнечных батарей;

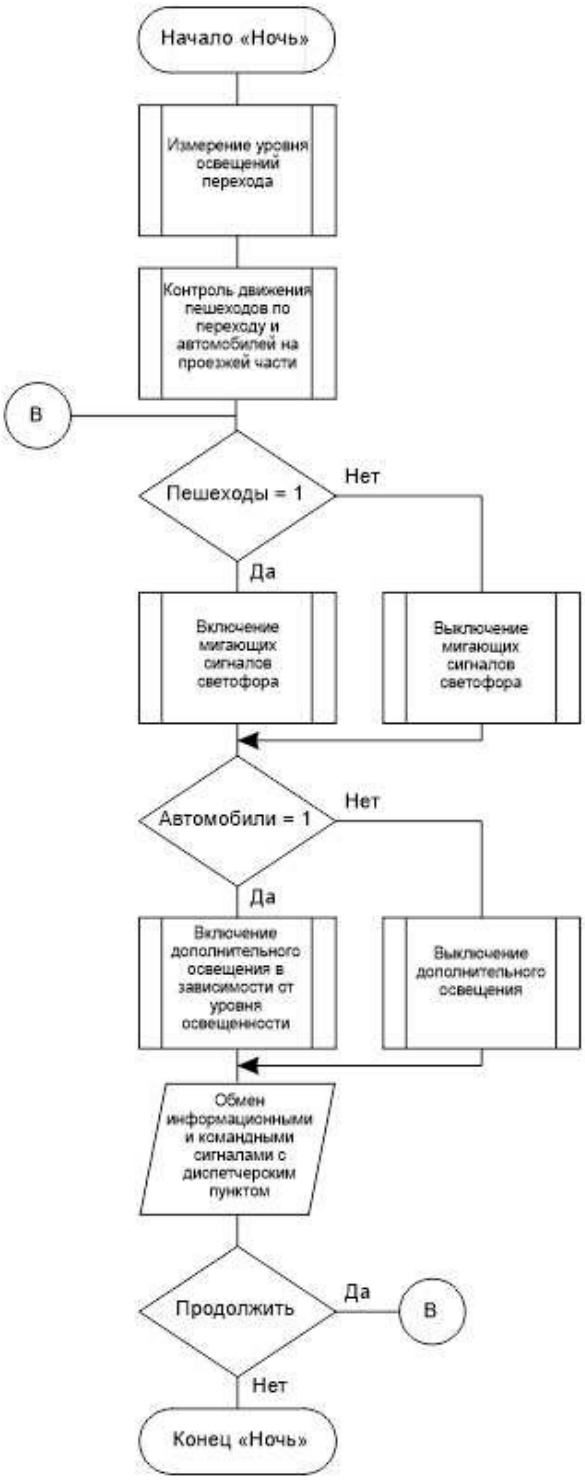


Рисунок 1 – Подпрограмма «Ночь»

- источники дополнительного освещения переходов с применением светодиодных светильников;

- микроконтроллер для управления и обмена информацией с диспетчерским пунктом;

- GSM/GPRS модем.

Основной задачей системы автоматического адаптивного управления освещением пешеходных переходов является обеспечение заблаговременного предупреждения водителей, приближающихся к переходу о нахождении людей на переходе или приближении к нему пешеходов с учетом изменяющихся во времени и пространстве внешних условий, таких как уровень естественного и искусственного освещения, наличие и интенсивность дорожного движения, а также направление перемещения пешеходов.

Алгоритм наглядно иллюстрирует порядок обработки и выдачи информации, в том числе поступающей от измерительных устройств и от датчиков состояния составных частей системы, а также передача команд исполнительным устройствам управления приборами освещения и другими устройствами, входящими в комплекс.

Алгоритм управления освещением нерегулируемых пешеходных переходов приведен на рисунке 1. В нем учтено изменение режима работы устройства управления в зависимости от изменения внешних факторов.

Таким образом адаптивное управление освещением нерегулируемых пешеходных переходов позволяет не только эффективно использовать ресурсы, но и поддерживать на высоком уровне безопасность нахождения пешеходов на переходе за счет своевременного предупреждения водителей об обстановке на нем.

Список литературы

1. Дарибаева А.М. GSM/GPRS модулі негізінде телеметриямен жаяу жүргіншілер өткелін жайластырудың автономды кешен. Қазақстан Республикасы Тәуелсіздігінің 30 жылдығына арналған «Ғылым, білім және өндіріс интеграциясы – Ұлт жоспарын жүзеге асырудың негізі» (№13 Сағынов оқулары) атты Халықаралық ғылыми-практикалық online конференциясы еңбектері 17-18 маусым 2021 ж.р. 735-737

2. Автономное уличное освещение на солнечных батареях. [Электронный ресурс]. - режим доступа: https://contur-sb.com/avtonomnoe-ulichnoe-osveschenie-na-solnechnyh-batareyah/

УДК 622.331

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДРЕВЕСНЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ ПО РАСТИЛУ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ

Е.О. Корнильев[1], А.И. Жигульская[1], А.В. Михайлов[2]
[1]Тверской государственный технический университет
[2]Санкт-Петербургский горный университет

В работе рассмотрена зависимость распределения древесных включений в торфяном расстиле. Перечислены этапы добычи торфяного сырья. Выявлена зависимость характеристик размерных характеристик торфяного растил и расположения в нем древесных включений.
***Ключевые слова**: торфяная залежь, древесные включения, распределение частиц, экскаваторный способ, торф.*

DISTRIBUTION OF WOOD INCLUSIONS BY GROWTH OF PEAT RAW

Korniliev E.O. , Zhigulskaya A.I. , Mikhailov A.V.

The paper considers the dependence of the distribution of wood inclusions in peat spread. The stages of extraction of peat raw materials are listed. The dependence of the characteristics of the dimensional characteristics of peat raw materials and the location of wood inclusions in it has been revealed.
***Keywords:** peat deposit, wood inclusions, particle distribution, excavation method, peat.*

При добыче торфяного сырья экскаваторным способом вместе с торфом в ковш экскаватора попадают древесные включения, залегающие в торфяной залежи [1]. Количественно-размерные характеристики древесных включений зависят от пнистости торфяной залежи и ее глубины экскавирования [2]. При этом на этапе экскавации древесные включения в виде пней и стволов сосны превышающие размер ковша экскаватора удаляются. Оставшиеся древесные включения в виде кусков стволов, пней сосны, а также стружки и их обломков, полученных в процессе их разрушения ковшом экскаватора, переносятся вместе с торфяным сырьем. В последующем данные включения вместе с торфом попадают в транспортирующее устройство, в дробилку на сушку и в расстил [3].



Рис. 1 Технологическая схема формирования расстила

Такой технологический цикл позволяет получать торфяное сырье с различными параметрами:

- Экскавация – позволяет изменять размерные характеристики древесных включений попадаемых в растил из торфяной залежи;
- Дробление – дает возможность изменять размерные характеристики торфяных кусков и остатков древесины;

- Процесс сушки – регулирует влажность торфяного сырья. Сушка может быть выполнена в полевых условиях (естественная сушка) с применением механического обезвоживания или с использованием сушилок (искусственный способ) [4,5].

К характеристикам, влияющим на параметры расстила торфяного сырья, можно отнести его размерные параметры (протяженность, высота и ширина и т.д.), физико-механические характеристики (влажность, степень нарушения структуры, степень разложения торфа, вязкость) [6].

Главным параметром, задающим размерные характеристики торфяного расстила или вала, являются режимы работы транспортирующих устройств и машин. В качестве транспортирующей машины можно рассматривать трактор «Беларусь 1822.3», оборудованный сдвоенными колесами или шинами сверхнизкого давления вместе с двухосным самосвальным полуприцепом. В зависимости от скорости движения трактора во время разгрузочной операции и угла опрокидывания кузова, изменяется высота формируемого расстила. Определить минимальный угол опрокидывания кузова полуприцепа можно исходя из условия статического равновесия всех сил действующих на торфяную массу:

$$\sum X = -F_{\text{И}} cos\alpha + G_{\text{м}} \cos\alpha - F_{\text{тр}} = 0$$

$$\sum Y = -F_{\text{И}} sin\alpha - G_{\text{м}} sin\alpha + N = 0$$

где α - угол опрокидывания, град; $F_{\text{И}}$ – сила инерции, Н; $G_{\text{м}}$ – вес торфяной массы, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения торфяной массы о дно кузова, Н; N – нормальная реакция, Н,

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N$$

где $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения торфяной массы о дно кузова.

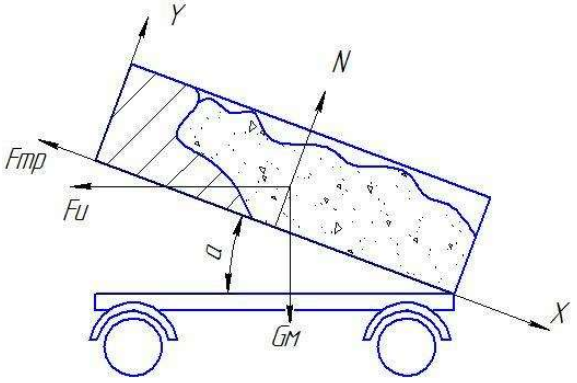


Рис. 2 Схема сил действующих при опрокидывании кузова

Ширина расстила зависит от ширины полуприцепа, а протяженность зависит от соотношения объёма прицепа и скорости его выгрузки и скорости движения трактора. Теоретическая производительность выгрузки может быть определена выражением:

$$W = \frac{3.6M_{\text{гр}}}{T} = \frac{K_{\text{гр}} * p * V * 3.6}{t_1 + t_2 + t_3}$$

где $M_{\text{гр}}$ – масса груза, кг; p – плотность груза, кг/м^3; $K_{\text{гр}}$- коэффициент грузоподъёмности; V – объём прицепа, м^3; Т – время полного цикла разгрузки, с; t_1, t_2, t_3 – время подъёма, выгрузки и опускания кузова.

Следовательно, высота расстила увеличивается с уменьшением времени выгрузки торфяного сырья и скорости движения полуприцепа. Выбор полуприцепа выполняется исходя из рационального соотношения между емкостью кузова полуприцепа и емкостью ковша экскаватора:

$$V_{\text{пол}} = V_{\text{экс}} * n$$

где $V_{\text{пол}}$ – геометрическая емкость кузова полуприцепа, м^3; $V_{\text{экс}}$ – емкость ковша экскаватора, м^3; n – число циклов погрузки ковшей экскаватора в полуприцеп, оптимальным значением погрузки является 3-5 ковшей экскаватора.

Физико-механические свойства торфа оказывают влияние не только на формирование расстила, но и на расположения в нем древесных включений. Торф может иметь различную влажность, степень разложения и нарушение структуры. В технологической схеме, показанной на рисунке 1, торфяное сырье подвергается процессу сушки и дроблению, что позволяет получить торф с низкой влажностью и высокой степенью нарушения структуры. Процесс удаления древесных включений не происходит на данном этапе. Полученное торфяно-древесное сырье, в зависимости от степени влажности и способа хранения, поступает в расстил или формируются в валки. В процессе транспортирования происходит дополнительное перемешивание торфяного сырья и древесных включений. Если рассматривать торф как торфяную крошку, то данный комбинированный способ в расстиле или валках позволить обеспечить среднюю уборочную влажность 35%. Такое торфяное сырье можно рассматривать как сыпучее вещество с размерами частиц, задаваемыми на этапе дробления.

Из раздела физики сыпучих материалов известно, что элементы не однородные сыпучей среде в процессе вибрационного воздействия и перемещения слоев сыпучей среды, занимают определенное положение, называемое самосортированием. На процесс разделения частиц неоднородных веществ влияет:

- Размер частиц – при одинаковой плотности более крупные частицы располагаются над мелкими;
- Вес частиц – частицы с меньшим весом располагаются над более тяжёлыми, при условии одинакового размера;

Следовательно, в случае смеси крупных и мелких частиц двух разных плотностей нижнее положение занимают мелкие тяжелые, затем мелкие легкие, крупные тяжелые. Для сухого торфа средней плотностью являются значения 325 – 410 кг/м³, сухая сосна 520 кг/м³, различия в плотно-

сти позволяют предположить, что более тяжелые частицы сосны в процессе перемещения полуприцепа будут опускаться в нижние слои[7]..

Предположительно при разгрузки торфяного сырья месте с древесными включениями, осаждёнными в нижних слоях, древесные включения попадут в нижнюю часть растила. При условии, что угол опрокидывания и скорость движения полуприцепа позволяют торфяному сырью перемещаться по дну полуприцепа “сползанием” без перемешивания торфяного сырья.

Список литературы

1. Корнильев Е.О. Геометрические параметры элементов ковша погрузчика для сборки древесных включений из торфяного расстила/ Корнильев Е.О., Жигульская А.И. // В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 2020. С. 60-62.
2. Корнильев Е.О. Навесное модульное оборудование для первичной обработки торфяного сырья / Корнильев Е.О., Жигульская А.И., Михайлов А.В. // В сборнике: Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики. Материалы конференции. Тульский государственный университет; Под редакцией Р.А. Ковалева. 2017. С. 173-176.
3. Корнильев Е.О. Применение разбрасывателя для формирования торфяного расстила. // В книге: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020. сборник тезисов. Санкт-Петербургский горный университет. 2020. С. 330-332.
4. Корнильев Е.О. Вибрационное воздействие на сепарацию торфяного сырья/ Корнильев Е.О., Жигульская А.И., Михайлов А.В. // В книге: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020. сборник тезисов. Санкт-Петербургский горный университет. 2020. С. 333-334.
5. Березовский Н. И. Технология добычи и переработки торфа: пособие по выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» / Н. И. Березовский, И. Е. Рухля, П. В. Цыбуленко. – Минск : БНТУ, 2017. – 35 с
6. Штин С.М. Гидромеханизированная добыча торфа и производство торфяной продукции энергетического назначения / Под ред. И.М. Ялтанца. — М.: Издательство «Горная книга», 2012. — 360 с.
7. Пилиневич Л.П. Исследование процесса разделения твердых частиц по размерам, форме и массе под воздействием вибрации/Доклады Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники/ - Минск Доклады БГУИР 2015.С. 84-89.

УДК621.01

СИНТЕЗ СХЕМ ФОРМИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ БЕЗ УДАЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА

Михайлов А.Н., Котляров В.Б., Котляров С.Б., Котляров Б.С.
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

В статье представлен подход к созданию функционально-ориентированных технологий на основе синтеза структурных схем элементарного технологического воздействия на зоны, участки и части деталей машиностроительного назначения с целью формирования геометрии и поверхностных свойств деталей без удаления части материала. Для этого конструктивным функциям детали приведены в соответствие технологические функции комплекса станок–среда–оснастка–инструмент–деталь на всех уровнях проявления и взаимодействия инструментов и заготовок.
Ключевые слова: *деталь, участок, зона, функция, функциональные признаки, технологическое воздействие.*

SYNTHESIS OF SCHEMES FOR THE FORMATION OF SURFACE PROPERTIES OF PARTS WITHOUT REMOVING MATERIAL

Mikhaylov A.N., prof., **Kotlyarov V.B., Kotlyarov S.B., Kotlyarov B.S.**

Donetsk National Technical University, Donetsk, DPR
This article presents an approach to the creation of functionally oriented technologies based on the synthesis of structural diagrams of elementary technological impact on zones, sections and parts of machine-building parts in order to form the geometry and surface properties of parts without removing part of the material. For this purpose, the technological functions of the machine-environment-tooling-tool-part complex are matched to the structural functions of the part at all levels of manifestation and interaction of tools and workpieces.
Keywords: *detail, area, zone, function, functional features, technological impact.*

Введение.

Одним из методов механической обработки деталей машиностроения является метод обработки без снятия стружки и удаления излишков материала. К таким методам относятся обработка давлением, например, штамповка, ковка, вытягивание, прокатка, прошивка и др.

Для процесса формообразования методом давления необходимо приложить усилия в определенном направлении по отношению к формируемой поверхности заготовки [1, 2].

Используя матрицу частных функций участков как общую целевую функцию деталей, можно установить полное множество технологических воздействий на каждый элемент детали. Системой ФОТ-воздействий [3, 4] обеспечиваются требования изделия по форме и размерам; по поверхностным свойствам; по структурным характеристикам материала любой части, участка, зоны и микрозоны детали.

Цель и задачи.

Цель работы состоит в представлении формализованной матрицы комплекса ФОТ-воздействий на функциональные элементы обрабатываемых поверхностей без снятия стружки, точечным, линейчатым и поверхностным контактом.

Поставленная цель достигается решением ряда задач:

1. Установить соотношение технологических воздействий точечным, линейчатым и поверхностным контактом с заготовкой, образующих геометрию и форму в пределах и топологии детали;

2. Установить отличия технологических воздействий при реализации различных типов контакта в зависимости от ФОТ-воздействия;

3. Разработать структурные схемы точечного, линейного, поверхностного и объемного технологического воздействия на участки и зоны технологически значимых элементов детали;

4. Разработать матричное представление множества ФОТ-воздействий по направлениям и уровням глубины, отражающее в формализованном виде ФОТ изготовления деталей.

Основное содержание и результаты работы.

Используя пластические свойства материалов, можно изменять геометрию и форму исходной заготовки и достигать требуемой конфигурации детали согласно КД методом обработки давлением.

В процессе обработки изменение форм и размеров заготовок происходит за счет воздействия внешних сил.

Силовое воздействие на заготовку может осуществляться ударом (штамповка, ковка), или прессованием (волочение, прессование и др.).

Заготовки могут без предварительного нагрева – холодная штамповка, высадка, и др.

Основные виды обработки металлов давлением представлены на рис. 1,где указаны направление действующих сил при формообразовании, а также направления движений заготовки и исполнительных элементов технологического оборудования. На схемах обработки позициями 1 обозначены элементы механизмов, а поз 2 – материал. Литерой Р указано направление силы, приложенной к материалу.

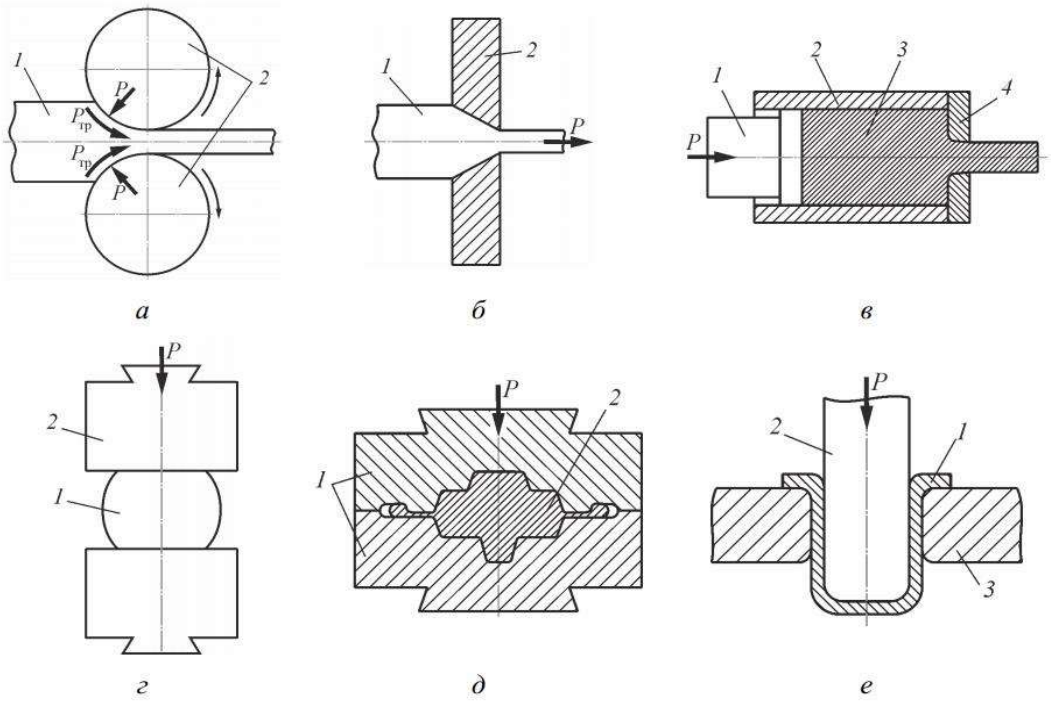


Рисунок 1. Схемы основных способов обработки металлов давлением.

На рис 1 показано: а — прокатка; б — волочение; в — прессование; г — ковка; д — объемная штамповка; е — листовая штамповка.

На рис. 2 представлен эскиз заготовки с припусками под обработку на финишных операциях для блок-вала колес.

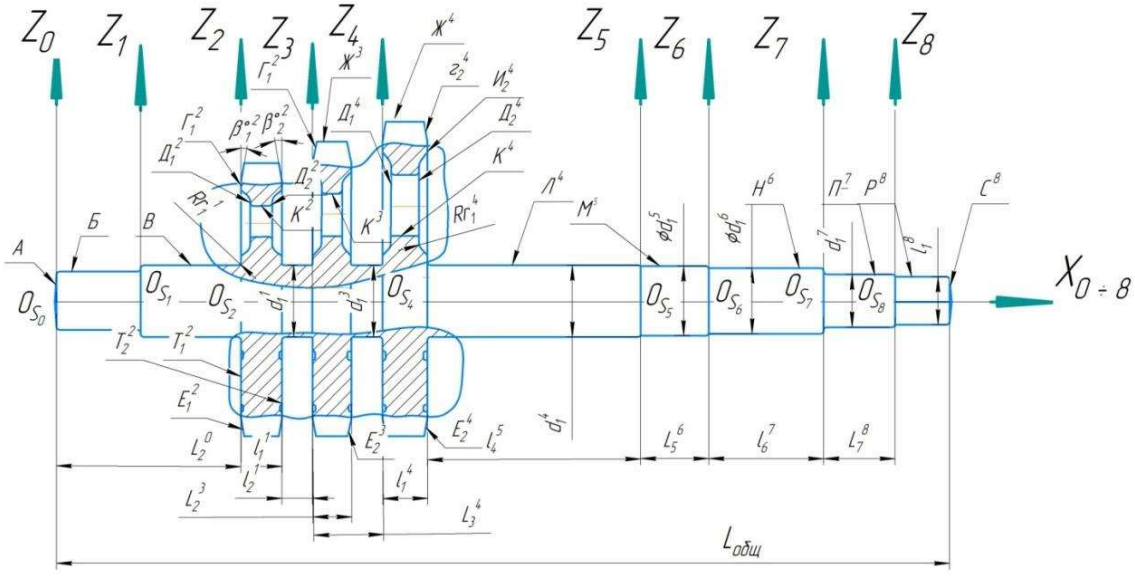


Рисунок 2. Эскиз заготовки блок-вала колес КПП без разрыва потока передаваемой мощности (ППМ)

Все функционально определенные поверхности заготовки обозначены буквами русского алфавита. Цепочку установления соответствия функциональных конструктивных показателей участков и частей детали можно представить выражением:

$$\Phi_{j_\Sigma}^{деф П_k^i} = \Phi_{заг J_\Sigma}^{деф П_k^i} \cup П_{\Sigma j}^{\Phi_m^{деф П_k^i}}, \qquad (1)$$

где $\Phi_{j_\Sigma}^{деф П_k^i}$ - обобщенный функциональный показатель формы поверхностей *k*-го участка *i*-ой зоны *j*-ой детали механизма, состоящий из частных функций *k*-го элемента;

- $\Phi_{заг J_\Sigma}^{деф П_k^i}$ - обобщенная функциональная характеристика формы поверхностей *k*-го участка *i*-ой зоны геометрической формы заготовки для *j*-ой детали механизма, при этом метод обработки материала переносится в технологическую часть выражения (1);

- $П_{\Sigma j}^{\Phi_m^{деф П_k^i}}$ - комплекс объединенных технологических воздействий при формообразовании *k*-го участка *i*-ой зоны *j*-ой детали механизма поверхностным контактом инструмента с заготовкой.

Все возможные способы технологического воздействия на заготовку без отделения стружки включают в себя воздействия точечным контактом, линейчатым и поверхностным (объемным).

Некоторое множество точечных воздействий может способствовать изменению реальной рабочей поверхности детали от номинальных линий на небольшие отклонения. Общее обозначение технологического точечного воздействия - $П_{\Sigma j}^{\Phi_m^{деф Т_k^i}}$, где буква *Т* обозначает точечный контакт. По аналогии с указанным выражением обозначение линейчатого технологического воздействия при формировании геометрии детали обозначается в виде $П_{\Sigma j}^{\Phi_m^{деф Л_k^i}}$, где буквой *Л* обозначено взаимодействие материала с инструментом по линии.

При использовании линейчатого контакта можно обеспечить получение заданного профиля детали на заданном протяжении. Линейчатым взаимодействием с незамкнутой линией можно сдвигать некоторую часть материала на периферии детали в одном направлении с изменением толщины слоя этого материала.

При использовании поверхностного контакта инструмента возможны способы фрагментарного деформирования участков детали, обеспечивая дополнительное движение, например, вращательной в плоскости, перпендикулярной прямолинейному направлению движения.

Комбинации осуществляемых движений заготовки и инструмента, а также силового воздействия представлены в таблице.

Применительно к изготовлению блок-вал колес КПП без разрыва ППМ использование метода поверхностного взаимодействия инструмента с материалом заготовки касается нескольких моментов:

Контакт инструмента и заготовки	Вспомогательные воздействия			Формула технологического воздействия	Форма – результат воздействия
	Направление движения	Направление усилия	Влияние t°		
Точка	поверхн.	поверхн.	нет	$П_j^{T_i^k} \Phi_{деф} P_{\perp}$	Углубление
Точка	поверхн.	поверхн.	нет	$П_j^{T_i^k} \Phi_{деф} P_{\square}$	Линия, риска
Линия разомкнутая	поверхн.	поверхн.	нет	$П_j^{Л_i^k} \Phi_{деф} P_{\perp}$	Линия, риска
Линия замкнутая	поверхн.	поверхн.	нет	$П_j^{Л_i^{\square k}} \Phi_{лист} P_{\perp}$	Контур,профиль пробивка, штамповка
Линия разомкнутая	поверхн.	поверхн.	да/нет	$П_j^{Л_i^k} \Phi_{деф} P_{\perp}(t^{\circ})$	Профиль (сдвиг)
Линия разомкнутая	поверхн. (ролики)	поверхн.	да/нет	$П_{\square\ j}^{Л_i^k} \Phi_{деф} P_{\perp}(t^{\circ})$	Профильная линия, поверхн. накатывание
Поверхность	поверхн.	поверхн.	да/нет	$П_{Пj}^{П_k^i} \Phi_{деф}(t^{\circ})$	Форма (высадка)
Поверхность	поверхн.	поверхн.	нет	$П_{Пj}^{Л_k^i} \Phi_m \xleftrightarrow[доводка]{}$	Доводка размера
Поверхность	поверхн.	поверхн.	да/нет	$П_{Пj}^{П_k^i} \Phi_m (t\circ)$	Копия формы штамповка (объемная)
Поверхность	поверхн.	поверхн.	нет	$П_{Пj}^{П_k^i} \Phi_{лист}$	Вытягивание
Поверхность	поверхн.	нет	нет	$П_{Пj}^{П_k^i} \Phi_m \xleftrightarrow[выхажив]{}$	Выхаживание поверхности
Поверхность	поверхн.	поверхн.	нет	$П_{Пj}^{П_k^i} \Phi_{деф} \xrightarrow[ролик.гол]{раскатыв.}$	Доводка размера диаметра отв.
Линия (металлургич)	поверхн.	поверхн.	да	$П_{мj}^{Л_k^{\square i}} \Phi_{деф} P_{\square}(t^{\circ}) \xrightarrow[(волочение)]{прессование}$	Прессование, волочение

Поверх-ность(металлургич)	поверхн.	поверхн	да	$\Pi_{мj}^{\Phi_{деф}^{Л_k^i} P_{\perp}(t^{\circ})} \xrightarrow{прокат}$	Прокатка

1) Формирование геометрии заготовки на предварительном этапе – при этом обеспечить достаточный припуск поверхностей, подлежащих обработке;

2) Поверхностный контакт при доводке поверхностей частей, участков и отдельных зон детали до заданных размеров.

Все множество единичных функционально-ориентированных технологических воздействий на заготовку [4], методами преобразования без отделения излишков можно представить общим выражением:

$$\Phi_{j_\Sigma}^{\Phi_{деф}^{T\cup(\cap)Л\cup(\cap)П}} = F_\Sigma\left(Д_{j_\Sigma}^{F_{i_{нанозоны}}^{зоны}(А,Б,...,Я)} \bigcup T_{j_\Sigma}^{\Phi_{i_{нанозоны}}^{зоны}(А,Б,...,Я)} \right), \qquad (2)$$

где в левой части выражения общего функционала формы и геометрии;

– в правой части объединенная результирующая функция зависимости всего множества выбранных частных ФОТ-воздействий на заготовку точечным, линейчатым и поверхностным контактом.

По существу выражение (2) является матрицей, включающей полное множество возможных операций преобразования, для любого типа производства.

Каждая частная формула ФОТ-воздействия, входящая в правую часть выражения (2) содержит указания по выбранному контакту инструмента с заготовкой, направления движений, и все технологические режимы, обеспечивающие получение требуемой формы и размеров детали.

Заключение.

В настоящей работе изложены результаты проведенных исследований, касающихся формообразования, без снятия стружки путем ФОТ- воздействий инструмента на заготовку.

Решены следующие частные задачи:

1. Установлены возможные варианты формообразования деталей из заготовок путем ФОТ-воздействий с точечным, линейчатым и поверхностным контактом инструментов и заготовок, образующих геометрию и форму в определенных зонах и участках;

2. Установлены характерные отличия технологических воздействий при реализации различных типов зависимости от направления и уровня глубины технологии и определены пределы их применимости;

3. Разработаны структурные схемы точечного, линейчатого, и поверхностного (объемного) технологического воздействия без снятия излишков металла учитывающие усилия преобразования формы, направления приложения усилий и перемещений;

4. Разработано представление множества ФОТ-воздействий в матричном виде, отражающее в математически формализованном виде ФОТ изготовления деталей, без снятия стружки.

Список литературы

1 Константинов, И. Л. Основы технологических процессов обработки металлов давлением: учебник д\средн. спец. образования (ISBN:978-5-16-015276-9) Издательство: ИНФРА-М, 2019, 486 с.

2 Сторожев, М. В. Теория обработки металлов давлением/ М. В. Сторожев, Е. А Попов. – М. : Машиностроение, 1977. – 423 с.

3 Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. Донецк, ДонНТУ, 2009. – 346 с.

4 Михайлов А.Н. Проявление атрибутов деталей машин как факторов разработки функционально-ориентированных технологий / А. Н. Михайлов [и др.] // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов - Донецк: ДонНТУ, 2020. - Вып. 3 (70). - С. 22-33 .

ОГЛАВЛЕНИЕ

Пленарное заседание

1. ВОСПОМИНАНИЯ О ВЛАДИЛЕНЕ АНДРИАНОВИЧЕ МАСЛЕННИКОВЕ. ЛАГУНОВА Ю.А., ГАВРИЛОВА Л.А., Савинова Н. В. ФБГОУ ВО Уральский государственный горный университет……. **4**

2. 1971 ГОД (ПОСВЯЩЕНИЕ В.А. МАСЛЕННИКОВУ). ЖИГАНОВ П.А. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург **10**

3. ПРИМЕНЕНИЕ MFBD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА СТРУКТУРНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ШАССИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ. Хламов Д.А. ООО «МБД Софт», г. Екатеринбург …….…. **11**

Секция 1. Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ…… **18**

1. ВЛИЯНИЕ РОСТА МОЩНОСТИ КАРЬЕРНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ. Бессонов А.Е., Шибанов Д.А., Михайлов А.В., ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия …… **19**

2. АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ КАРЬЕРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА РАЗРЕЗАХ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН. Безкоровайный П.Г., Карагандинский технический университет, г. Караганда, Р.Казахстан……...…….…. **23**

3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ Каюмов Д.А., Каримов Р. Д., Берлов М. А., Ахмедьянов И.М. Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа……..……. **26**

4. УНИВЕРСАЛЬНОЕ РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. Комиссаров А.П., Маслеников О.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…….. **29**

5. ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ ПАО «УРАЛМАШЗАВОД» ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ. В.Б. Кошурников, А.В. Муравьева, А.С. Милючев, ПАО «Уралмашзавод», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия ……..……..……. **33**

6. ЭКГ-30Р РЕЕЧНЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ЭКСКАВАТОР ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ НА ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ КАРЬЕРАХ. Д.С. Дмитриев, В.В. Мальцев, ПАО «УРАЛМАШЗАВОД», дирекция по конструкторским разработкам …….. **39**

7. АНАЛИЗ КАРЬЕРНОГО СПОСОБА ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. Смирнов А.И., Репкина К.С., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия ……..……. **44**

8. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА. Бельских А.М., Арсланов А.А., Усков К.А., Макаров Н.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатерин- **48**

бург, Россия……..

9. МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ ГИДРОМОЛОТА ВКП.250. Кызыров К.Б., Митусов А.А., Решетникова О.С., Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан; Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова, г.Барнаул, РФ……. **52**

10. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ СИЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ. Набиуллин Р.Ш., Мальцев В.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия; ПАО «Уралмашзавод», г. Екатеринбург, Россия …….. **56**

11. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ОПОРНО-ПОВОРОТНЫМ УСТРОЙСТВОМ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. С.В. Ситдикова, И.Ю. Иванов, Ю.А. Лагунова, .В.В. Макарова. Уральский государственный горный университет, Уральский Федеральный университет им. первого Президента РФ Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия **60**

12. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХ СПОСОБОВ РАЗЛОЖЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО РЕАЛИЗУЕМОГО УСИЛИЯ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А. Независимый исследователь, Москва, РФ……. **66**

13. ДАЛЬНЕЙШЕЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ КОВШОМ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю., Независимый исследователь, Москва, ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, Россия…….. **72**

14. К ВОПРОСУ О РЕАЛИЗАЦИИ АКТИВНОГО УСИЛИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., г. Москва, УГГУ, г. Екатеринбург, Россия…… **80**

15. МЕХАНИЗМ ТОРМОЖЕНИЯ ДНИЩА КОВША КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-20 С АВТОМАТИЧЕСКОЙ РЕГУЛИРОВКОЙ. Седошенко А.М., Ильин А.В. Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина…….. **89**

16. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ЛОКАЛЬНОЙ ДИФФУЗОРНОСТИ ПОТОКА НА ОТРЫВНОЕ ВИХРЕОБРАЗОВАНИЕ. Усков К.А., Арсланов А.А., Бельских А.М., Макаров В.Н., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия …..……. **92**

17. АКТИВНЫЙ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО ЩИТА. Юнгмейстер Д.А., Тимофеев М.И., Санкт-Петербургский горный университет, Россия…….. **95**

18. ОЦЕНКА УСИЛИЯ ВНЕДРЕНИЯ ПОЛУКЛИНА В ЕСТЕСТВЕННУЮ ТОРФЯНУЮ ЗАЛЕЖЬ. Якупов Д.Р., Иванова П.В., Иванов С.Л., Мякотных А.А., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия……. **98**

19. РАЗРАБОТКА КАРЬЕРНОЙ ВЫЕМОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ. Ярошевский П.А., Жегульский В.П., Лукашук А.Д., Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина.. **102**

20. ВРЕМЯ ЦИКЛА ШАГАНИЯ КАК ПОКАЗАТЕЛЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ХОДА. Н. М. Суслов, Д. Н. Суслов, С. А. Чернухин, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», АО "Завод № 9", г. Екатеринбург, Россия ……..... **106**

Секция 2. Машины и оборудование обогатительных фабрик **111**

1. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА. Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненков Д.Д., Соколов Р. В. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия ……..… **112**

2. КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ И ЦИФРОВИЗАЦИЯ РАБОТ ПРИ ОСВОЕНИИ ТРУДНОДОСТУПНЫХ И ТЕХНОГЕННЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ. Бочков В.С., Бочкова К.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия ……..… **118**

3. ПЛАВУЧИЙ КОМПЛЕКС ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ МЕСТОРОЖДЕНИЙ АРКТИЧЕСКОЙ ЗОНЫ. Корогодин А.С., Иванов С.Л., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия ……..…… **122**

4. ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРИВОДА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ. Ю.А. Лагунова, Н.Р. Ибраева. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия, Карагандинский технический университет, г. Караганда, Республика Казахстан. **126**

5. МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ЧАСТИ МЕЛЬНИЦ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ПРОЧНОСТИ НА ПРИМЕРЕ ММПС-9500×5400. А.В. Конюшевский, ПАО «Уралмашзавод», г. Екатеринбург, Россия ……... **130**

6. ВИБРОТЕХНИК И МКМ. Семчак А.И., ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург, Россия……..... **132**

7. МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОБОСНОВАНИЮ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДВИЖНЫХ ДРОБИЛЬНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ УСТАНОВОК. Чиркин А.А., ФГБОУ ВО Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС), г. Екатеринбург, Россия…… **136**

8. ОБЗОР ПУБЛИКАЦИЙ ПО КОНСТРУКЦИЯМ СИТ ГРОХОТОВ. Авхадиев А.Е., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия……..... **140**

Секция 3. Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование **144**

1. ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ МОДУЛЯ МОСТА ПРИЁМНОГО. Ю.Н. Асманкин, **Л.А. Гаврилова**, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия……..……..…… **145**

2. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ В НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Ахмедьянов И.М., Каримов Р.Д., Берлов М.А., Каюмов Д.А. ФГБОУ ВО Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа ……..……..…… **149**

3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ В СИСТЕМЕ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. И.М. Ахмедьянов, Р.Д. Каримов, М.А. Берлов, Д.А. Каюмов. ФГБОУ ВО Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа…….. **152**

4. ПЯТЬ ПОКОЛЕНИЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ. А.В. Браженцев , В.А.Ясашин, В.М. Яковлев, В.Н.Сорокин. РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, г. Москва, Россия …….. **154**

5. РОТОРНОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ШТАНГОВОЙ СКВАЖИННОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ. С.Ю.Брозовский, С.И.Желонкин, В.С. Шестаков, ОАО "Трансмаш", Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия …… **157**

6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЖНОГО ПНЕВМОУДРАНИКА ДЛЯ СБШ. Юнгмейстер Д. А., Гасымов Э. Э., Соболева П. Д. Санкт Петербургский горный университет, г. Санкт Петербург…….. **162**

7. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ «АРКТИКА» . Ю.А. Лагунова, Е.А. Девяткин, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…….. **166**

8. К ВОПРОСУ СИСТЕМАТИЗАЦИИ БУРОВЫХ ВЕРТЛЮГОВ В УСЛОВИЯХ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ. А.А. Кухарева, Л.А. Гаврилова, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург…… **171**

9. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОСТРУЙНОГО БУРОВОГО СНАРЯДА ДЛЯ БУРЕНИЯ СКАЛЬНЫХ ПОРОД. Левихин А. А., Мустейкис А. И., Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия…… **175**

10. ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ УСТАНОВОК. К.П. Порожский, **Ба Джи Би** (Сенегал)**, К.И. Кравцов**, Уральский государственный горный университет., г. Екатеринбург, Россия, Сенегал……. **179**

11. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА ЛЕБЕДКИ ПРИ СПУСКЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН. Ю.А. Лагунова, И.П. Романов, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия……. **183**

12. УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЗАМКОВОГО ПОДШИПНИКА ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО БУРОВОГО ДОЛОТА НА ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ. Д.И. Симисинов, И.С. Захаров. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…… **188**

13. ПЕРФОРАТОР УДАРНО-ВИНТОВОГО ДЕЙСТВИЯ. Н.И.Сысоев, Д.А. Гринько, А.А. Гринько, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск, Россия …… **192**

14. СИСТЕМА ПОДАЧИ СМАЗКИ К БЕСКОНТАКТНОМУ УПЛОТНЕНИЮ С ЗАПИРАЮЩЕЙ ЖИДКОСТЬЮ. И.Н. Сысоева, Южно-Российский государственный политехнический университет имени М.И. Платова (НПИ), г. Новочеркасск, Россия…… **196**

15. САМООЧИЩАЮЩИЙСЯ ФИЛЬТР УСТАНОВОК ДЛЯ СКВАЖИННОЙ ДОБЫЧИ НЕФТИ. Д.И. Шишлянников, Ю.Г. Коротков, А.А. Иванченко, С.А. Фролов. Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь, Россия ……. **200**

Секция 4. Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем…….... **204**

1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ КАПЕЛЬ ЖИДКОСТИ В ГАЗОВОЙ СРЕДЕ. Арсланов А.А., Бельских А.М., Усков К.А., Макаров В.Н., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург…….…… **205**

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОГО ПОСТАМЕНТА ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ. Гылымулы С. Горный институт, Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», г. Москва, Россия ….. **208**

3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОПЛА ЛАВАЛЯ. Д.Е. Писарев. Тюменский Индустриальный Университет, г. Тюмень, Россия…… **212**

4. РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНОГО СЕПАРАТОРА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ. Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненков Д.Д., Соколова А. В. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…… **217**

5. ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА. П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков, К.А.Извеков, Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан; Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…….... **222**

6. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА. Бельских А.М., Арсланов А.А., Усков К.А., Макаров Н.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия …….. **226**

7. НЕЛИНЕЙНОСТЬ МНОГОСЛОЙНЫХ УПРУГИХ ОБОЛОЧЕК ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МУФТ НЕФТЕДОБЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ. А.П. Евдокимов, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, Москва, Россия ……..……..…… **230**

8. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФРЕЗЕРОВАНИЯ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.С. Оганесян, А.О. Аввакумов, Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия ……. **233**

9. СТРУКТУРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОРГАНОМИНЕРАЛЬНЫХ ГРУНТОВ. Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.С. Сергеева, Д.А. Малышев, Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия…….. **236**

10. К ИЗУЧЕНИЮ ШАРНИРНЫХ УГЛОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А., Москва, Россия……... **240**

11. О НЕКОТОРЫХ ОЦЕНКАХ КАЧЕСТВА МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КОВША ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ПРЯМОГО КОПАНИЯ. Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю. Москва, УГГУ, Екатеринбург, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск……. **245**

12. К ВОПРОСУ О СНИЖЕНИ ОБЪЕМА ВЫЧИСЛЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А., Крицкий Д.Ю. Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск……. **253**

13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНЫХ И МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ОДНОПОТОЧНЫХ НАСОСАХ. Упоров С.А., Потапов В.Я., Потапов В.В., Ломанов А.Н. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия..……. **257**

14. ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬЮ АДАПТИВНЫХ ТУРБОМАШИН. Усков К.А., Бельских А.М., Арсланов А.А., Макаров Н.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…… **264**

Секция 5. Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении……... **268**

1. МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА. Ботин В.А., Некрасова О.С., Белов С.В., Гаврилова Л.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, РФ….. **269**

2. АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ КОНЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ С РАЗНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ. Ергулович И. Н., Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия..……... **272**

3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ГТД НА ОСНОВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА. Михайлов А.Н., Анастасьев А.В., Пичко Н.С., Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР; Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усинске, Усинск, Российская Федерация……. **275**

4. МЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ГОРНЫХ МАШИН. Смолин С.Б., Лагунова Ю.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия…….……. **279**

5. ХАРАКТЕРИСТИКА СПОСОБОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ. Стариков А.И., Сызранцев В.Н. Тюменский индустриальный университет (институт промышленных технологий), г. Тюмень, Россия ……..…….. **284**

6. AUTOMATION OF CENTRALIZED LUBRICATION SYSTEMS. Aizhambayeva S.Zh., Yesbergenova A.A, Karaganda technical university, Karaganda, Kazakhstan……..……..…….. **288**

Секция 6. Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования…… **291**

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ. Андреева **292**

Л.И., Красникова Т. И. Челябинский филиал Института горного дела Уро РАН, ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск, Россия…...

2. ВНЕДРЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В РЕМОНТ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА УСОЛЬСКОМ КАЛИЙНОМ КОМБИНАТЕ. М.А. Жулдыбин, Д.А. Шибанов, АО «Березниковский механический завод», г. Березняки, Пермская обл., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия……... **295**

3. РЕМОНТ КОВШЕЙ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В УСЛОВИЯХ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР. Клигунова З. А., Клигунов Е. С., Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия…… **299**

4. КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. Иванов С.Л., Мякотных А.А., Князькина В.И., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия…… **303**

5. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ. Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов, М. А. Назаров, Д.Р. Гусельникова, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия……..…….. **307**

6. АНАЛИЗ ВОЗНИКНОВЕНИЯ СБОЕВ В РАБОТЕ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ. Папаладзе М.Я., Телиман И.В., [1]Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан ……..…… **313**

7. ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ОЦЕНОК КАЧЕСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю., Москва, ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, Россия…….. **317**

8. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАЛИЙНЫХ РУДНИКОВ МЕТОДОМ АНАЛИЗА ВОЗБУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ. Н.Н. Софьина, Д.И. Шишлянников, А.В. Сенькин, А.К. Муравский. ООО «НПП «РОС» (г. Пермь), ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», ООО «ЕвроХим-Проект» (г. Пермь)..……..…. **324**

9. ВНЕДРЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЦИФРОВИЗАЦИИ В ТЕХНОЛОГИЮ ТОиР КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ. Шибанов Д.А., Иванов С.Л., Агагена А., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия…….. **328**

<u>Секция 7. Карьерный транспорт и транспорт нефти и газа…</u> **332**

1. К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА. Вялков М.А., Жегульский В.П., Лукашук А.Д., Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина……. **333**

2. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Каюмов Д.А., Каримов Р. Д., Берлов М. А., Ахмедьянов И.М. Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа ……..…….. **336**

3. НАНОЧАСТИЦЫ В ТРАНСПОРТЕ НЕФТИ. А. Г. Мозырев, Г. М. Проничев, ФГБОУ ВО «Тюменский Индустриальный Университет», г. Тюмень, Россия……..…….….. **339**

4. О ВЛИЯНИИ СТАБИЛИЗИРУЮЩИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА. Ю.Н. Строганов, А.Ю. Михеев, Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина……...… **343**

5. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ИХ ЧАСТЕЙ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ НА ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ОБЪЕКТАХ. Т.А. Ткачева, Московский политехнический университет, г. Москва, Россия…….……..…. **347**

6. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА. С.А. Хорошавин, О.С. Некрасова, Уральский государственный горный университет, Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург……..... **351**

7. АЛГОРИТМ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ОСВЕЩЕНИЕМ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕШЕХОДНЫХ ПЕРЕХОДОВ. С.Х. Есенбаев, А.М. Дарибаева, Карагандинский технический университет, Караганда, Казахстан.....……..…….. **355**

8. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДРЕВЕСНЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ ПО РАСТИЛУ ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ. Е.О. Корнильев, А.И. Жигульская, А.В. Михайлов, Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия…. **358**

9. СИНТЕЗ СХЕМ ФОРМИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ БЕЗ УДАЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА. Михайлов А.Н., Котляров В.Б., Котляров С.Б., Котляров Б.С. Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР…… **362**

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XX 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 29.03.2022 г. Бумага «Svetocopy» Формат 60×84 1/16

Ризография Печ. л. 23,56 Уч.-изд.л. Тираж 50 экз.

Кафедра горных машин и комплексов

620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Уральский государственный горный университет

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru