

# **СБОРНИК ТРУДОВ**

**XIX 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**

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

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**20-21 мая 2021 г.**

Под общей редакцией проф. Ю.А. Лагуновой

**г. Екатеринбург**

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 20-21 мая 2021 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2021. – 446 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.

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

УДК 378.147

## ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ЭКЗАМЕН ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО УРОВНЯ ВЫПУСКНИКА ВУЗА

**Савинова Н. В.**

ФБГОУ ВО Уральский государственный горный университет

*В статье рассматривается необходимость качественной оценки профессиональной подготовки выпускников Вузов, использование для этих целей демонстрационного экзамена, который проводится по стандартам международного движения WSI WorldSkills International. Дается обоснование использования спецификаций стандартов WorldSkills (WSSS) для формирования профессиональных навыков у студентов.*

**Ключевые слова:** демонстрационный экзамен, бакалавр, профессиональные навыки, стандарты WorldSkills, движение «Молодые профессионалы».

## DEMONSTRATION EXAM FOR ASSESSING THE PROFESSIONAL LEVEL OF A UNIVERSITY GRADUATE

**Savinova N.V.**

*The article discusses the need for a qualitative assessment of the professional training of university graduates, the use of a demonstration exam for these purposes, which is conducted according to the standards of the international movement WSI WorldSkills International. The rationale for the use of WorldSkills Standards Specifications (WSSS) for the formation of professional skills among students is given.*

**Keywords:** demo exam, bachelor's degree, professional skills, WorldSkills standards, Young Professionals movement.

Что мы ждем от специалиста – бакалавра? Какие требования мы предъявляем к выпускникам ВУЗов, которые учатся четыре года? В государственных стандартах высшего образования написано все очень красиво, например, занимается созданием, внедрением, анализом и сопровождением..., имеет профессиональную подготовку в предметной области..., управляет информационными, материальными и денежными ресурсами, применяя компьютерные методы. Но, как оценить уровень этих самых профессиональных умений и знаний? Традиционные экзамены и выпускные квалификационные работы, на мой взгляд, не дают качественную профессиональную оценку уровню подготовки выпускника как специалиста в полном объеме. В лучшем случае они оценивают его теоретическую подготовку. А современные специалисты ценны не только ей, а прежде всего своими профессиональными навыками, навыками практического применения своих знаний.

Не так давно, в 2012 году, Россия влилась в международное движение WORLDSKILLS INTERNATIONAL. Миссия этого движения определяется как повышение стандартов подготовки кадров. Его девиз движения «*Improving the world with the power of skills!*» - «Делай мир лучше силой своего мастерства!». На международном уровне WSI проводит чемпионаты про-

фессионального мастерства. В каждой отдельно взятой стране WorldSkills развивается самостоятельно. В России движение получило название «Молодые профессионалы». Практически сразу оно поставило перед собой задачу реформировать систему образования. Стремительное проникновение движения во все сферы образования связано с застойным периодом в этой сфере. Все понимали, что мир технологий меняется и меняется стремительно, поэтому нужно их осваивать и вводить в учебные программы. Но чаще понимания необходимости перемен дело не шло, так как для этого необходим ряд условий:

- воля руководителя образовательного учреждения,
- понимание и ответственность преподавательского состава,
- финансирование процесса.

И последнее является самым сложным, так как современные технологии не дешевы.

Первой задачей движения было реформирование системы среднего профессионального образования. В 2014 г. необходимость привести российские колледжи к мировым стандартам подготовки специалистов оформилось уже на правительственном уровне. В конце 2016 года началась апробация новой формы итоговой аттестации «Демонстрационный экзамен».

Сейчас демонстрационный экзамен по стандартам WorldSkills – это форма государственной итоговой аттестации выпускников по программам среднего профессионального образования образовательных организаций высшего и среднего профессионального образования, которая предусматривает:

воссоздание реальных производственных условий, чтобы выпускники могли продемонстрировать профессиональные умения и навыки;

независимую экспертную оценку выполнения заданий демонстрационного экзамена, в том числе экспертами из числа представителей предприятий;

определение уровня знаний, умений и навыков выпускников в соответствии с международными требованиями.

Включение формата демонстрационного экзамена в процедуру государственной итоговой аттестации обучающихся профессиональных образовательных организаций – это модель независимой оценки качества подготовки кадров, содействующая решению нескольких задач системы профессионального образования и рынка труда без проведения дополнительных процедур [1].

В 2017 году в России стартовала вузовская линейка чемпионатов, которая завершилась первым национальным межвузовским чемпионатом «Молодые профессионалы». В этом же году 9 вузов провели на своих площадках демонстрационные экзамены. С этого времени демонстрационный экзамен начал входить в промежуточную и итоговую аттестацию студентов вузов.

Самой значительной «проблемой» в проведении демозамена остаётся оборудование площадки проведения. Оно должно соответствовать перечню оборудования инфраструктурного листа компетенции (дисциплины) экзамена. Этот вопрос стоит рассматривать в плоскости развития направления, кафедры или конкретной дисциплины. Тогда последующие группы студентов будут иметь возможность не только аттестоваться, но и, что на много важнее, проходить обучение.

При создании новых рабочих программ бакалавриата в УГГУ рассматриваются вопросы ввода демонстрационных экзаменов, как для промежуточной, так и для итоговой аттестации. В качестве итоговой аттестации на кафедре Горных машин и комплексов для специальности Технологические машины и оборудования выбрана компетенция WSR «Командная работа на производстве». Данная компетенция интересна для теста будущих специалистов тем, что над реализацией конкретного производственного процесса работает команда. Студенты, участники команды, должны продемонстрировать свои личные навыки и знания вкладом в общую работу, иметь навыки взаимодействия в группе и попытаться мыслить за пределами своей специальности. Актуальность компетенции заложена в ее названии, так как в современном производстве только слаженный коллектив единомышленников способен создавать быстро и качественно конкурентно способный производственный продукт.

Согласно техническому описанию компетенции «Командная работа на производстве» задание демонстрационного экзамена включает в себя проектирование, изготовление, сборку и испытание электромеханического устройства с учетом технико-экономических показателей. Данная компетенция имеет исключительное значение, как пример современной производственной практики.

Для обоснования выбора компетенции демозамена был проведен анализ содержания спецификации стандарта (WSSS) с возможностью получения указанных в нем знаний и умений в дисциплинах учебной программы бакалавриата [2]. Ниже представлена выдержка из аналитической таблицы.

Таблица. Анализ формирования профессиональных навыков

Раздел WSSS	Знания по WSSS	Умения WSSS	Формирующая дисциплина по учебному плану ТМО
	Специалист должен знать и понимать	Специалист должен уметь	
2. Навыки общения и межличностных отношений	<ul style="list-style-type: none"> <li>– назначение документации в бумажном и в электронном виде;</li> <li>– техническую терминологию;</li> <li>– стандарты выполнения отчетов в штатных</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– читать, понимать и находить необходимые технические документы;</li> <li>– поддерживать связь с помощью устных, письменных и элек-</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Психология делового общения</li> <li>Информатика</li> <li>Патентоведение</li> </ul>

	<p>и исключительных ситуациях...;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– стандарты осуществления связи с клиентами, членами группы и др.;</li> <li>– цели и методы ведения и предоставления отчетности, включая финансовую отчетность</li> </ul>	<p>тронных средств...;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– использовать стандартный набор коммуникационных технологий;</li> <li>– объяснять технические особенности неспециалистам;</li> <li>– заполнять отчеты...;</li> <li>– реагировать на запросы...;</li> <li>– содействовать работе команды ...</li> <li>– организовывать сбор НТИ ...</li> </ul>	<p>Практика по получению первичных профессиональных умений и навыков</p> <p>Практика по получению первичных умений и навыков научной исследовательской деятельности</p> <p>Практика по получению профессиональных умений и опыта профессиональной деятельности</p> <p>Средства коммуникации в учебной и профессиональной деятельности</p>
<p>3 Проектирование и реализация проекта</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– принципы и способы применения проектной разработки;</li> <li>– характеристики и форматы ТУ проекта;</li> <li>– основы оценки изготавливаемой позиции;</li> </ul> <p><b>Параметры проектирования:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– оценка альтернативных вариантов,</li> <li>– выбор материалов и рабочих процессов,</li> <li>– разработка опытного образца,</li> <li>– изготовление,</li> <li>– усовершенствование,</li> <li>– ввод в эксплуатацию;</li> <li>– принципы и методы организации работы, контроля и управления</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– читать и детально изучать инструкции и ТУ...;</li> <li>– определять и исправлять неточности в инструкциях и ТУ;</li> <li>– создавать проекты для изготовления...;</li> <li>– генерировать инновационные решения для задач проектирования;</li> <li>– подготавливать и составлять техдокументацию;</li> <li>– завершать этап проектирования в срок;</li> <li>– использовать ручные и цифровые измерительные инструменты, включая линейки, штангенциркули, микрометры и цифровые измерительные инструменты</li> </ul>	<p>Начертательная геометрия, инженерная и компьютерная графика</p> <p>Материаловедение</p> <p>Цифровая метрология, стандартизация и сертификация</p> <p>Теоретическая механика</p> <p>Сопротивление материалов</p> <p>Механика жидкости и газа</p> <p>ТММ</p> <p>Детали машин</p> <p>Оптимизация технических объектов</p> <p>Основы проектирования технологических машин</p> <p>Инженерный дизайн CAD (САПР)</p> <p>Гидро- и пневмопри-</p>



			вод Проектирование металлоконструкций Расчет и конструирование машин по профилю
--	--	--	---

Как видно из анализа учебного плана по программе бакалавриата Технологические машины и оборудование, освоение знаний и навыков большинства дисциплин (65 %) можно оценить в процессе демонстрационного экзамена по компетенции «Командная работа на производстве», что наглядно покажет сформированность студента как будущего специалиста.

### Список литературы

1. Сайт движения Молодые профессионалы WorldSkills Russia [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://worldskills.ru/nashi-proektyi/demonstracionnyj-ekzamen/obshhaya-informacziya.html>
2. Техническое описание компетенции Командная работа на производстве / СОЮЗ «ВОРЛДСКИЛЛС РОССИЯ», 2019 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://drive.google.com/drive/u/0/folders/1aBy99ha\\_TifZxZezKLfT3m5oplEl\\_ncD](https://drive.google.com/drive/u/0/folders/1aBy99ha_TifZxZezKLfT3m5oplEl_ncD)

УДК 622.73

## ДРОБИМ ГРАНИТ НАУКИ!

**Кривелев М.Д.<sup>1</sup>**, зам. директора, **Семчак А.И.<sup>1</sup>**, руководитель группы продвижения,  
**Бочков В.С.<sup>2</sup>**, доц., **Бочкова К.В.<sup>2</sup>**, асп.

<sup>1</sup>ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Приведены сведения о работе совместной лаборатории дробильно-размольного оборудования «ВИБРОТЕХНИК-УГГУ», открытой в стенах первого ВУЗа Урала в 2019 году на кафедре горных машин и комплексов. Дано описание установленного в лаборатории оборудования, проводимых исследований и учебно-исследовательских занятий. Рассмотрены перспективы дальнейшего сотрудничества с компанией ВИБРОТЕХНИК.*

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

## CRUSHING GRANITE SCIENCES!

**Krivelev M.D., Semchak A.I., Bochkov V.S., Bochkova K.V.**

*Information is provided on the work of the joint laboratory of crushing and grinding equipment "VIBROTECHNIK-URSMU", opened within the walls of the first university in the Urals in 2019 at the Department of Mining Machines and Complexes. A description is given of the equipment installed in the laboratory, the research being carried out and educational and research studies. Prospects for further cooperation with VIBROTECHNIK were considered.*

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

Краткие справки о партнёрах:

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 40 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].

Уральский государственный горный университет – первый ВУЗ Урала, основан в 1914 году как Горный институт. На сегодняшний день Уральский горный является крупным центром горно-геологического высшего образования и науки России. За более чем 100 лет активной деятельности в университете созданы научные школы по различным направлениям геологии, геофизики, горного дела и горной механики, подготовлено свыше 50 тысяч специалистов с высшим образованием, известных не только на Урале, в Российской Федерации, но и за их пределами [2].

Подготовка горного инженера-механика предполагает большой объем как теоретических знаний, так и практических навыков, получение которых невозможно без специализированных современных учебных лабораторий. Одна из таких лабораторий была открыта в апреле 2019 года в Уральском государственном горном университете на кафедре горных машин и комплексов (ГМК) в сотрудничестве с ООО «ВИБРОТЕХНИК» (рис 1).



Рис. 1 Открытие лаборатории

Лаборатория оснащена комплектом оборудования «ВИБРОТЕХНИК» для пробоподготовки в горнодобывающей отрасли (табл.).

Таблица. Комплекс оборудования, переданного ООО «ВИБРОТЕХНИК» кафедре ГМК

№ п.п.	Процесс	Оборудование	Назначение
1	Основное оборудование		
1.1	Предварительное дробление	Дробилка щековая ЩД 10М	Дробление с 70 до 2.5 мм
1.2	Додрабливание	Дробилка валковая ДВГ 200x125	Дробление с 12 до 0,25 мм
1.3	Сокращение	Сократитель СА	Сокращение пробы до 1/2-1/80 объема
		Делитель желобчатый ДП 10	Деление пробы на две равные части
1.4	Измельчение	Истиратель дисковый ИД 250	Измельчение в непрерывном режиме до 71 мкм
		Истиратель вибрационный ИВ 1	Измельчение в периодическом режиме до 50 мкм
2	Вспомогательное оборудование		
2.1	Подача материала	Вибропитатель ПГ 1	Равномерная подача материала
2.2	Пылеудаление	Блок пылеудаления БПУ	Снижение уровня пыления
2.3	Анализ крупности	Анализатор ситовой А 20	Рассев на 13 классов крупности от 0.02 до 4 мм

### Выполненные работы

На протяжении двух лет студенты (рис. 2), магистранты и аспиранты кафедры ГМК проводят лабораторные работы и научные исследования в лаборатории. За это время было произведено более 30 испытаний, таких как:

- влияние режима дробления материала (одно- или многостадийное) на производительность и крупность продукта дробления на щековой дробилке ЩД 10М и валковой дробилке ДВГ 200x125;

- определение эффективности дробления различных материалов на ЩД 10М: Исетский гранит; мрамор Сарапульского месторождения; сланец Режевского месторождения; золотосодержащая порода Березовского рудника.

Проведение таких лабораторных работ позволяет не только закрепить теоретический материал, полученный на лекциях, но и повысить свой уровень практических навыков в обращении с технологическим оборудованием, узнать его устройство, режимы работы и «прочувствовать» свойства горных пород. Результаты работ несут не только образовательно-научный, но и прикладной характер – полученные в ходе испытаний данные включаются в базу данных компании «ВИБРОТЕХНИК» (рис. 3), что позволяет более точно подбирать оборудование для решения задач Заказчиков.



Рис. 2 Ознакомление с ЩД 10М с СА



Рис. 3 Дробление гранита

### Планы на будущее

Комплект оборудования, представленный в лаборатории, позволяет проводить не только точечные эксперименты по отдельным видам оборудования, но и комплексные исследования по сложным технологическим задачам. Наиболее перспективными являются следующие исследования:

1) анализ эффективности измельчения на истирателе вибрационном ИВ-1 (рис. 4) в зависимости от изменения следующих параметров:

- время измельчения;
- объем пробы;
- способ размещения мелющих органов чаши ИВ-1;

- исходная крупность материала.

2) повышение эффективности работы ситового анализатора А-20 (рис. 5):

- применение активаторов рассева - различных масс и количества, а также изготовленных из различных материалов;
- влияние объема рассеиваемой пробы;
- влияние амплитуды колебаний.



Рис. 4 Истиратель ИВ-1



Рис. 5 Анализатор А-20

3) проведение комплексных испытаний ЩД 10М, ДВГ 200x125 и ИД 250 с целью ознакомления с процессом пробоподготовки и оптимизации технологических настроек оборудования (зазоры между рабочими органами, режимы загрузки материала, изменение степени сокращения материала).

### Деятельность лаборатории

Помимо учебных занятий, в лаборатории проводятся научно-исследовательские работы студентов и магистров УГГУ, что способствует развитию студенческой науки в ВУЗе. Готовятся к изданию две статьи, подготовленные сотрудниками кафедры горных машин и комплексов с участием студентов УГГУ. Регулярно проводятся познавательные экскурсии для студентов и школьников.

Также лаборатория предоставляет возможность выполнения технологических испытаний для профильных предприятий и производств. По вопросам проведения таких работ необходимо обращаться на кафедру горных машин и комплексов УГГУ. Контактное лицо: доцент Владимир Сергеевич Бочков ([bochkov.v@m.ursmu.ru](mailto:bochkov.v@m.ursmu.ru)).

По поводу проведения испытаний на оборудовании, не представленном в учебной лаборатории «ВИБРОТЕХНИК» в УГГУ, можно обратиться непосредственно в лабораторию технологических испытаний (рис. 6) компании «ВИБРОТЕХНИК» ([info@vt-spb.ru](mailto:info@vt-spb.ru)).



Рис. 6 Лаборатория технологических испытаний ООО «ВИБРОТЕХНИК» (СПб)

### **Список литературы**

1. Официальный сайт компании ООО «ВИБРОТЕХНИК». Режим доступа: <http://vt-spb.ru>, дата обращения 16.03.2021.
2. Официальный сайт Уральского государственного горного университета. Режим доступа: <http://www.urgsmu.ru/>, дата обращения 16.03.2021

УДК 378.147

## **ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ПОДГОТОВКЕ ВЫСОКОКВАЛИФИЦИРОВАННЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ НА ОСНОВЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОЕКТНОГО ОБУЧЕНИЯ**

**Щейников С.П., Пасынков Д.А., Неверов С.А.**  
ГК «ПЛМ Урал»

*В статье обсуждается инновационный подход к подготовке высококвалифицированных специалистов в отечественных ВУЗах. А также на основе предлагаемого подхода описываются возможности по организации межвузовской кооперации в рамках выполнения дипломных и курсовых проектов, научно-исследовательских работ и организацию коллективной работы с индустриальными заказчиками и партнерами.*

**Ключевые слова:** Платформа проектного обучения, межвузовская кооперация, подготовка высококвалифицированных специалистов, НИР, ОКР, PLM, образовательная деятельность, территориально-удаленная работа пользователей.

## **INNOVATIVE APPROACH TO TRAINING HIGHLY QUALIFIED SPECIALISTS BASED ON PROJECT TRAINING TECHNOLOGY**

**Shcheinikov S.P., Pasyinkov D.A., Neverov S.A.**

*The article discusses an innovative approach to the training of highly qualified specialists in domestic universities. And the possibilities of organizing interuniversity cooperation in the framework of the implementation of diploma and course projects, research projects and the organization of collective work with industrial customers and partners are described based on the proposed approach.*

**Keywords:** Project training platform, interuniversity cooperation, training of highly qualified specialists, R&D, PLM, educational activities, geographically distant work of users.

Рост требований потребителей, конкуренция между производителями и развитие новых технологий ведут к постоянному усложнению современных изделий. Для проектирования и производства успешных изделий необходим труд большого числа инженеров различных специальностей и применение самых современных методик и инструментов.

Коллективную работу над проектами в междисциплинарных командах, как и владение современными методами и инструментами проектирования, нужно прививать, начиная со студенческой скамьи. К сожалению, большинство выпускников ВУЗов слабо владеют современными инструментами и подходами к проектированию, и не готовы к коллективной работе в рамках междисциплинарного взаимодействия.

Для решения вопроса подготовки востребованных специалистов, владеющих современными инструментами и методиками проектирования, готовых и способных работать в рамках междисциплинарных проектов, Группа компаний «ПЛМ Урал» предлагает организацию платформы проектного обучения.

**Платформа проектного обучения** – комплекс программных продуктов, а также методик их изучения и применения, предназначенный для ор-

ганизации инновационного подхода к подготовке высококвалифицированных специалистов.

**Идея проекта:**

Создание цифровой платформы (программно-методологического комплекса), предназначенной для организации инновационного подхода к подготовке высококвалифицированных специалистов, а также для коллективной работы разрозненных групп преподавателей, студентов, исследователей, инженеров, в рамках различных проектов:

1. Образовательной деятельности;
2. Научно-исследовательских работ (НИР);
3. Опытно-конструкторских работ (ОКР).

**Назначение комплекса:**

1. Подготовка высококвалифицированных специалистов, владеющих современными инструментами и подходами к проектированию и управлению инженерными данными.

2. Внутривузовская кооперация преподавателей и студентов в рамках выполнения междисциплинарных дипломных и курсовых проектов, научно-исследовательских работ с применением современных систем проектирования.

3. Межвузовская кооперация по выполнению научно-исследовательских работ или образовательных программ.

4. Коллективная работа с индустриальными заказчиками в рамках выполнения научно-исследовательских работ с привлечением различных кафедр или сторонних соисполнителей.

5. Территориально-удаленная работа пользователей.

6. Создание единой, актуальной базы данных курсовых, дипломных, научно-исследовательских работ в электронном виде с возможностью повторного использования накопленных знаний.

**Архитектура решения:**

Архитектура предлагаемого решения представлена на Рисунке 1.

Ключевым элементом архитектуры является система управления инженерными данными (PDM), обеспечивающая коллективную разработку, хранение, управление всей научной информацией. Все пользователи платформы будут брать и сохранять информацию в PDM-системе. Сервер PDM-системы устанавливается в специализированном центре (серверная ВУЗа, data-центр, др.), клиентские рабочие места PDM-системы, устанавливаются на каждом локальном рабочем месте пользователя.

Локальные рабочие места пользователей оснащаются самыми передовыми системами автоматизированного проектирования (CAD/CAM/CAE/CAPP/ECAD), имеющими интеграцию с PDM-системой. Для учебных классов, а также для личных компьютеров студентов, сетевой доступ организуется посредством включения в ЛВС ВУЗа. Для обеспечения внешнего доступа предлагается использовать функционал VPN. Кон-



кретный программный продукт для этого выбирается ВУЗом в зависимости от имеющихся программно-аппаратных средств и накопленного опыта.

Данный подход позволяет студентам работать в единой среде, находясь за пределами ВУЗа, а также подключать территориально удаленных смежников (другие ВУЗы, индустриальные заказчики, др.)

С целью поддержки многочисленных пользователей платформы решение предполагает наличие специализированного web-портала. Web-портал предназначен для поддержки взаимодействия различных групп студентов, преподавателей, индустриальных заказчиков, он предоставляет следующие услуги:

- Доступ к регламентам и инструкциям по работе с программными продуктами;
- Доступ к дистрибутивам необходимого программного обеспечения;
- Запрос необходимых прав (логин, пароль, доступ к проектам);
- Страницы с описанием существующих проектов (курсовых, дипломных проектов, НИР, ОКР);
- Доступ к информации для самостоятельного выполнения лабораторных работ;
- Проверочные тесты;
- Формирование запросов на создание новых проектов (учебных, научно-исследовательских, коммерческих).

**Предлагаемое решение позволит:**

1. Прививать современным студентам культуру коллективной междисциплинарной работы в едином информационном пространстве (PLM), что повысит их востребованность на рынке труда.

2. Наладить процесс преподавания современных подходов к проектированию (системный инжиниринг, создание цифровых прототипов, параллельное проектирование...).

3. Организовать межвузовскую кооперацию по образовательным, научно-исследовательским, опытно-конструкторским работам на базе единого информационного пространства для коллективной работы.

ГК «ПЛМ Урал» имеет 27-летний опыт оснащения российских промышленных предприятий и вузов актуальными информационными технологиями, предназначенными для повышения эффективности процессов проектирования и производства. Предлагаемая нами «Платформа проектного обучения» реализуется на базе самых современных и функциональных инструментов автоматизированного проектирования и управления инженерными данными. Все эти инструменты подкрепляются необходимыми методиками их эффективного использования.

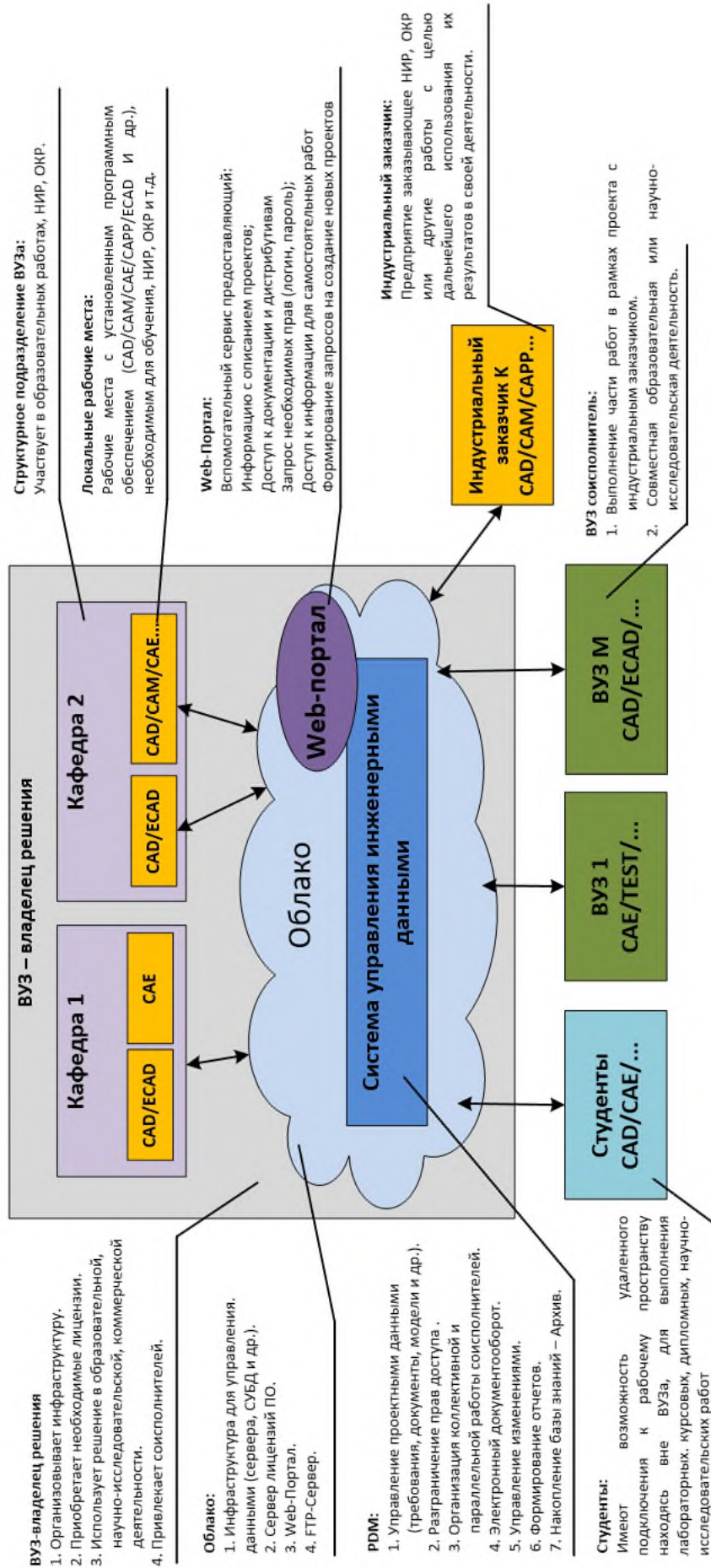


Рисунок 1. Архитектура платформы проектного обучения

УДК 662.31.33

## ПРОБЛЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА И КОНСТРУИРОВАНИЯ В ТОРФЯНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

Яконовская Т.Б., доц., Жигульская А.И., доц.  
ФГБОУ ВО Тверской государственной технический университет, г. Тверь

*Аннотация: В тезисах статьи рассматриваются проблемы производства и современные тенденции конструирования торфяных машин. Проведен качественный анализ конструкции иностранной техники и российских аналогов. Определены перспективные направления совершенствования конструкции торфяных машин с учетом изменяющихся горно-геологических условий разработки торфяной залежи и запросов потребителя торфяной техники.*

*Ключевые слова: торфяные машины, конструкция, торфяное машиностроение, производство.*

## PROBLEMS OF PRODUCTION AND DESIGN IN PEAT ENGINEERING

Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I.

*Abstract: The abstracts of the article are devoted to the problems of production and modern trends in the design of peat machines. A qualitative analysis of the design of foreign equipment and Russian analogues has been carried out. The promising directions for improving the design of peat machines are determined, taking into account the changing mining and geological conditions of the development of peat deposits and the needs of the consumer of peat equipment.*

*Key words: peat machines, construction, peat machine building, production.*

Отечественное торфяное машиностроение за 30 лет пришло в упадок. Современное экономическое состояние торфяного машиностроения в России выражается в уменьшении объемов произведенной и реализованной продукции, в сужении номенклатуры выпускаемых технологических машин и оборудования, и, как следствие, – в полной ликвидации большей части предприятий-производителей торфяной техники, либо, в их переводе на иной вид продукции, пользующейся стабильным спросом (мелиоративную, сельскохозяйственную, строительно-дорожную, транспортную и прочую технику) [1, 2]. Такая ситуация характерна в равной мере как для машиностроительных предприятий производящих технологические комплексы по добыче торфа, так и для предприятий, занимающихся выпуском торфоперерабатывающих комплексов технологического оборудования. При этом продукция торфяного машиностроения носит мелкосерийный или единичный характер и выпускается под заказ по индивидуальному проекту, что, в свою очередь, приводит к значительному росту цены. Для оценки перспектив развития торфяного машиностроения следует, прежде всего, определить возможных потребителей торфяной техники: торфопредприятия (ориентируются на иностранную торфяную технику); сельскохозяйственные предприятия; коммунальное городское хозяйство; горнодобывающая промышленность; лесная промышленность [3-9].

Современный рынок торфяной техники представлен двумя сегментами: российские и иностранные машиностроительные предприятия. Их техника отличается потребительскими свойствами, представленными в табл. 1.

Таблица 1. Анализ потребительских свойств торфяной техники

№	Отечественная техника		Иностранная техника	
	Достоинства	Недостатки	Достоинства	Недостатки
1	Относительно низкая стоимость техники	Большие габариты, громоздкость техники	Высокая производительность	Не высокая ремонтпригодность
2	Универсальность и доступность запасных частей для ремонта	Низкая производительность	Многофункциональность	Недоступность и высокая стоимость запасных частей
3	Простота в обслуживании и ремонте техники	Большая металлоемкость и энергоемкость	Эргономичность	Высокая цена техники
4	-	Низкое качество материалов и технологии сборки	Простота в управлении	-
5	-	Сложна в управлении, низкая маневренность	Использование новых и качественных материалов при производстве	-
6	-	Малофункциональна	Широкий ассортимент техники	-
7	-	Низкие показатели эргономичности	Компактность размеров	-
8	-	Устаревшие технологические конструкции машин	Низкая металлоемкость и энергоемкость	-
9	-	-	Высокий уровень технической сборки	-

Как показывает табл.1 наибольшим спросом у торфодобывающих предприятий пользуется иностранная техника, несмотря на ее высокую стоимость, так как ее потребительские свойства выше, чем у российской техники. Поэтому, для формирования спроса на отечественную торфяную технику необходимо формировать адекватную маркетинговую политику, учитывающую пожелания и возможности индивидуальных потребителей и совершенствовать потребительские свойства техники, которые должны соответствовать современным требованиям технологий добычи и переработки торфяных ресурсов [10-14].

Таким образом, совершенствование конструкции торфяной техники должно происходить с учетом требований потребителей и с учетом изме-

няющихся горно-геологических условий разработки торфяных месторождений по следующим направлениям:

1. Повышение многофункциональности и маневренности;
2. Повышение универсальности торфяной машины за счет совмещения технологических операций;
3. Производство компактной, малогабаритной техники;
4. Внедрение в конструкцию цифровых и информационных технологий управления;
5. Замена дизельных двигателей на аккумуляторные батареи;
6. Использование в конструкции рабочих органов и защитных элементов новых материалов.

Как можно заметить, повышение производительности торфяной техники не главный фактор для потребителя. Рост производительности торфяных машин был характерен для этапа индустриального развития торфяной отрасли в советское время. В настоящее время, рынок диктует жесткие условия ведения хозяйственной деятельности, а именно: снижение расходов по аренде площадей вынуждает арендовать мелкие участки торфяного месторождения; падение спроса на торфопродукцию приводит к снижению плановой программы добычи и акцентированию внимания на качестве торфопродукции.

### Список литературы

1. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Зюзин Б.Ф. Вопросы инвестиционной привлекательности торфяной отрасли // Современное состояние экономических систем: экономика и управление: сб. науч. тр. Межд. науч. конф. , Тверь, 04–05 декабря 2018 г. / под общ. ред. Д.В. Розова, Г.Г. Скворцовой. Тверь: СКФ-офис, 2018. С. 139-142.
2. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Экономические и инженерные аспекты нового оборудования и технология комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#) [Текст] / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Деп. в ГИАБ 30.01.2013, № 953/04-13
3. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Новое оборудование и технологии комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#): учебное пособие / Тверской государственный технический университет. Тверь, 2016. (2-е изд., перераб. и доп.), 160 с.
4. Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I. Technical modernization as an element of technological safety of a peat mining enterprise (for example «Tverregiontorf») // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International science and technology conference "Earth science", Vladivostok, Russian Federation, 08–10 декабря 2020 г. – Vladivostok: IOP Publishing Ltd, 2021.
5. Машины и оборудование для разработки торфяных месторождений, как класс горных машин для открытых горных работ / Зюзин Б.Ф., и др. // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVIII межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 02–03 апреля 2020 г., Екатеринбург / под ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2020. С. 36-39.

6. Михайлов А.В., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. [Оценка этапов жизненного цикла разработки торфяного месторождения](#) / Геология и минерально-сырьевые ресурсы Запада Восточно-Европейской платформы: проблемы изучения и рационального использования: матер. Межд. науч. конф., посв. 215-летию со дня рожд. И. Домейко, 31-03 июля 2017 г. Минск / под ред. А.К. Карабанова. – Минск: [Государственное научное учреждение «Институт природопользования Национальной академии наук Беларуси»](#) 2017. С. 196-199.
7. Комплексное использование торфяных и древесных ресурсов / Зюзин Б.Ф., и др. // Проблемы рационального использования природных ресурсов и устойчивое развитие Полесья: сб. док. Межд. науч. конф.: в 2-х томах, 14-17 сентября 2016 г., Минск. – Минск: Беларуская навука, 2016. С. 152-156.
8. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. Комплекс машин для добычи и переработки торфодревесного сырья // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. III Межд. науч.-практ. конф.: в 5 томах, 14-15 апреля 2015 г. Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: [Санкт-Петербургский горный университет](#) 2015. С. 76-79.
9. Жигульская А.И., Шамбер О.В., Яконовская Т.Б., Оганесян А.С. Модернизация комплексов машин для ресурсосберегающих технологий добычи торфодревесного сырья // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: матер. 11-й Межд. конф. по проб. гор. пром., строит. и энерг., 05-06 ноября 2015 г., Тула / под общ. ред. Р.А. Ковалева. – Тула: ТГУ, 2015. С. 96.
10. [Современные направления модернизации комплексов оборудования в связи с эволюцией способов добычи торфа](#) / Зюзин Б.Ф., и др. // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2015. № 6. С. 67-73
11. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Оганесян А.С. Влияние качества конструкции торфяных машин на качество их работы / Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020: сб. тез. VII межд. науч.-практ. конф., 23-24 апреля 2020 г., Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-петербургский горный университет, 2020. С. 422-424.
12. [Анализ эксплуатационных свойств торфяных машин и оборудования с целью выявления перспективных направлений их модернизации](#) / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., и др. // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2015. № 1. С. 66-70.
13. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Сергеева А.С., Сувырин Е.А. Влияние изменений горно-геологических условий освоения торфяного месторождения на конструкцию торфодобывающего оборудования // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: матер. 16-ой Межд. конф. по пробл. гор. пром., строит. и энерг., 19-20 ноября 2020 г., Тула, Минск, Донецк / под общ. ред. Р.А. Ковалева. – Тула: ТГУ, 2020. С. 97-103.
14. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Яконовский П.А., Оганесян А.С. Коэффициент конструктивной сложности как способ оценки уровня инновационности конструкций горной техники // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVII Межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 04-05 апреля 2019 г., Екатеринбург / под ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2019. С. 49-52.

## **Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ**

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

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.23.05

## ОБОСНОВАНИЕ РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ АДАПТИВНЫХ СЕКЦИЙ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ КРЕПИ

**Бабырь Н.В.**, ассистент, **Задков Д.А.**, доцент

ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

*В статье проведен анализ режимов работы комплексно-механизированных очистных забоев, и факторов, влияющих на производительности очистных механизированных комплексов. Указано на значимость механизированных крепей в адаптации комплексов к переменным условиям эксплуатации.*

**Ключевые слова:** уголь, подземная добыча, горное давление, очистной комплекс, секция крепи, гидростойка, механическая характеристика, адаптивность

## SUBSTANTIATION OF THE DEVELOPMENT OF TECHNICAL SOLUTIONS FOR ADAPTIVE MECHANIZED ROOF SUPPORTS

**Babyr N.V.**, **Zadkov D.A.**

Saint-Petersburg Mining University

*The article analyzes the modes of operation of complex mechanized mining faces, and the factors affecting the performance of mechanized mining complexes. The importance of mechanized supports in adapting complexes to variable operating conditions is pointed out.*

**Key words:** coal, underground mining, mining pressure, mining complex, roof support section, hydrostructure, mechanical characteristics, adaptability

Уголь является основным сырьем для энергетической и химической отраслей промышленности, определяющих уровень развития и независимость государств в окружающем мире. В настоящее время в угольной промышленности почти 3/4 угля добывается подземным способом и приходится на комплексно-механизированные очистные забои.

С момента создания в середине 20 века первых очистных механизированных комплексов для подземной добычи угля в длинных комплексно механизированных очистных забоях шел непрерывный поиск наилучших конструкций секций механизированной крепи и способов управления горным давлением, совершенствовались гидросистемы секций крепи и гидросистемы управления механизированной крепью комплексов [1, 2, 3]. За это время созданы многочисленные типы надёжных мощных высокопроизводительных очистных комплексов с гидрофицированными крепями с ручным, дистанционным, программным и автоматизированным управлением [4, 5, 6]. Однако известно, что при отработке угольных пластов в сложных горно-геологических условиях эффективность использования очистных механизированных комплексов существенно снижается. Вынужденный переход на отработку пластов в более сложных горно-геологических условиях сопровождается ростом удельных затрат, поддерживать эффективность подземной добычи угля без совершенствования техники и технологий становится все сложнее.



Низкая эффективность использования современных дорогостоящих очистных механизированных комплексов отражается в существенных отклонениях их производительности от номинальных значений, в неустойчивости режимов работы, что объясняется слабой их адаптивностью к изменяющимся горно-геологическим условиям.

Даже при отработке высоко технологичных пластов нагрузка на забой изменяется в широком диапазоне (рис.1) [4, 5]. Это подтверждает сложность и многофакторность процесса формирования нагрузок на забой.



Рис. 1. Нагрузка на забой лава 24 шахты «Имени С.М. Кирова» АО «СУЭК-Кузбасс», тыс. т. в месяц

График (рис.1) построен по осредненным помесечно значениям. Следовательно, реальная динамика в них занижена по сравнению с фактической. Более объективная картина динамики процесса добычи угля в комплексно-механизированных очистных забоях отражена на рис. 2, где представлена фактическая скорость подачи комбайна и его перемещение по лаве. Скорость подачи комбайна изменяется в широком диапазоне, характерны частые кратковременные остановки, каждый цикл работы отличается по значениям параметров один от другого. Причины формирования таких особенностей процесса не достаточно изучены, не ясны, но их влияние на процесс весьма существенно.

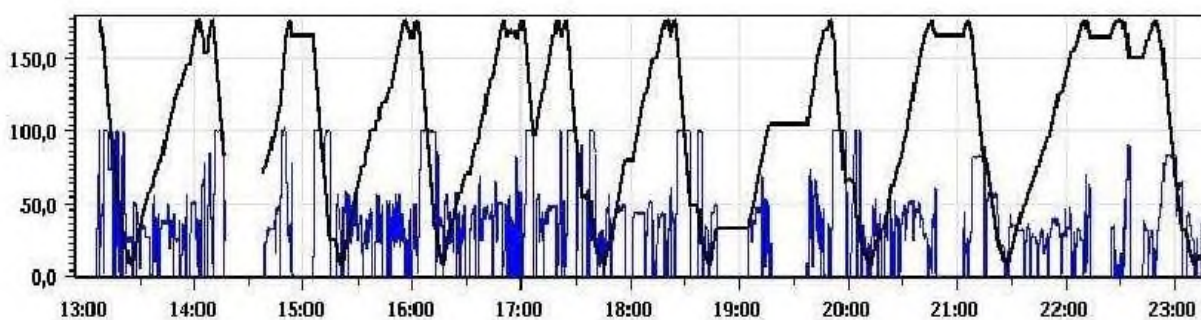


Рис. 2. Изменение скорости движения комбайна и его перемещение в лаве

Аналогичный характер режимов работы свойственен и другим очистным забоям шахт АО «СУЭК-Кузбасс» [5].

При отработке угольных пластов в более сложных горно-геологических условиях эффективность использования комплексов существенно снижается [6].

В общем случае секция механизированной крепи по своему назначению предназначена для создания условий интенсивной и безопасной работы по добыче полезного ископаемого. Однако диапазон изменения горно-геологических условий по мере отработки выемочного участка в реальных условиях, как правило, более широкий, чем предусмотрен условиями эксплуатации секций механизированной крепи по технической характеристике.

В связи с этим возникает необходимость развития адаптивных секций механизированной крепи к изменяемым горно-геологическим условиям, на что указывают многие известные специалисты и ведущие учёные [1, 3, 7, 8]. Известны схемные технические решения динамически, контактно и кинематически адаптивных секций механизированной крепи [9-11].

Динамическая адаптивность позволяет реализовать эффект инерции подвижного элемента для быстрого и достаточного снижения давления в поршневой полости, в то время как в аварийных клапанах инерционность их подвижных запирающих частей вызывает задержку открытия [7].

К контактно адаптивным элементам секций механизированной крепи следует относить устройства, позволяющие увеличить площадь контакта секций механизированной крепи с кровлей и улучшить прилегание перекрытия к породам кровли (различные виды и типы козырьков, пневмобаллонные и безразгрузочные крепи, мягкие оболочки).

Кинематическая адаптивность секции механизированной крепи, заключающаяся в оптимизации взаимного положения кинематических элементов секции крепи в пространстве очистного забоя при изменяющемся характере процесса конвергенции боковых пород [8], позволяет, не меняя силовых характеристик крепи, резко увеличить ее энергетические параметры – работу и мощность, а также улучшить процесс взаимодействия крепи с кровлей.

Таким образом, разработка новых технических решений секций механизированной крепи, адаптивных к изменяющимся по мере отработки выемочных столбов условиям является актуальной задачей.

### **Список литературы**

1. Клишин В.И. Адаптация механизированных крепей к условиям динамического нагружения. // Новосибирск: Наука, 2002. – 200 с.
2. Габов В.В. Адаптация секции механизированной крепи совершенствованием механической характеристики гидропривода ее гидростоек / В.В. Габов, Д.А. Задков, Н.В. Бабырь, А.В. Стебнев, В.В. Бувечич // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. – № 3. – С. 28-34.

3. Клишин В.И., Ройтер М., Кисслинг У., Вессель А.О. Система автоматического управления крепью (САУК) как средство адаптации крепи к различным горно-геологическим условиям шахт Кузбасса // Вестник Кузбасского государственного технического университета. // 2014 г. Выпуск № 1(101).

4. Стебнев А.В. Анализ режимов работы очистных механизированных комплексов в условиях шахт АО «СУЭК-Кузбасс»/ А.В. Стебнев, С.Г. Мухортиков, Д.А. Задков // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017. Сборник научных трудов. – СПб: Санкт-Петербургский горный университет. – 2017. – С. 84-89.

5. Stebnev A.V. Analysis of operation of powered longwall systems in mines of SUEK-Kuzbass / A.V. Stebnev, S.G. Mukhortikov, D.A. Zadkov, V.V. Gabov // Eurasian mining. – 2017. – № 2. – pp.28-32.

6. Babyr N. V., Korolev A. I., Neupokoeva T. V. Enhancement of powered cleaning equipment with the view of mining and geological conditions. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2018. 194 032004. DOI:10.1088/1755-1315/194/3/032004.

7. Buevich V. V., Gabov V. V., Zadkov D. A., Vasileva P. A., Adaptation of the mechanized roof support to changeable rock pressure / Eurasian mining , № 2, T, 2015. С 11 - 14.

8. Тарасов В.М., Буялич Г.Д., Тарасова Н.И., Тарасов Д.В. Повышение безопасности ведения горных работ в процессе взаимодействия секций механизированных крепей с боковыми породами в лаве. *Уголь*. 2016. No. 10. С. 26–30.

9. Патент RU 169381 Российская Федерация, МПК E21D 23/04 (2006.01). Секция механизированной крепи с направляющей и опорной балками: № 2016142172: заявл. 26.10.2017: опубл. 16.03.2017 / Габов В.В., Задков Д.А., Бабырь Н.В., Бувеч В.В., Стебнев А.В.; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 10 с.: ил.

10. Патент RU 173403 Российская Федерация, E21D 23/04 (2006.01). Секция гидрофицированной крепи с телескопическим перекрытием: № 2017115109: заявл. 27.04.2017: опубл. 25.08.2017 / Габов В.В., Задков Д.А., Бабырь Н.В., Стебнев А.В.; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 11 с.: ил.

11. Патент RU 176896 Российская Федерация, E21D 23/04 (2006.01) Секция механизированной крепи с телескопическими основанием и перекрытием: № 2017133717: заявл. 27.11.2017: опубл. 01.02.2018 / Габов В.В., Морозов В.А., Стебнев А.В.; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 10 с.: ил.

УДК 622.232

## ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА СООСНЫХ РОТОРОВ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Басалай Г.А.

Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь

*Разработана динамическая модель привода соосных роторов проходческого комбайна. Сформулированы основные абстрактные элементы, наделенные определенными физическими свойствами: - инерционные элементы, способные накапливать кинетическую энергию; - упругие элементы, способные накапливать потенциальную энергию; - диссипативные элементы, отображающие свойствами рассеивания энергии; - трансформаторные элементы, отображающие безынерционные преобразования параметров потока энергии, осуществляемые техническими устройствами. В динамической системе исполнительного органа сформулированы внешние воздействия типа потенциала, соответствующие активным моментам двигателей и реактивным нагрузкам на соосных роторах.*

**Ключевые слова:** проходческий комбайн, соосные роторы, привод, динамическая модель

### **DYNAMIC DRIVE MODEL OF COAXIAL ROTORS OF TUNNELLING MACHINE**

*Basalai G.A.*

*Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus*

**Abstract.** *Dynamic model of the drive of coaxial rotors of a tunnelling machine has been developed. The main abstract elements have been formed, possessing certain physical properties: - inertial elements capable of accumulating kinetic energy; - elastic elements capable of accumulating potential energy; - dissipative elements displaying energy dissipation properties; - transformer elements displaying inertialess transformations of energy flow parameters carried out by technical devices. In the dynamic system of the actuating device, external influences of the potential type are formulated, corresponding to the active moments of the engines and reactive loads on the coaxial rotors.*

**Keywords:** *tunnelling machine, coaxial rotors, drive, dynamic model.*

Проходческие комбайны с соосными роторами широко используются на рудниках ОАО «Беларуськалий» при разработке Старобинского и Петриковского месторождений калийных солей [1, 2]. Основное назначение комбайнов – проходка подготовительных выработок арочной формы при формировании шахтных полей для отработки плодородных пластов очистными комплексами.

В рабочем режиме комбайна фрезерование массива горных пород осуществляется соосными роторами, бермовыми фрезами и отрезными коронками. Из-за напластования фрезеруемых пород сильвинита и галита, имеющих значительную разницу в прочностных свойствах, приводы исполнительных органов подвержены значительным динамическим нагрузкам. В связи с этим задачи модернизации конструкций и методов проектного расчета приводов исполнительных органов проходческих комбайнов актуальны и в настоящее время.

Цель работы – разработка динамической модели привода соосных роторов проходческого комбайна.

Привод соосных роторов проходческих комбайнов типа ПК-8МА и ПКС-8М включает в себя два кинематически последовательно соединенных редуктора (рис. 1).

Первый из них представляет собой спаренный, двухпоточный, цилиндрический, четырехступенчатый редуктор ( $A1, B1$ ) с двумя ведущими ( $I_A, I_B$ ) и двумя ведомыми ( $V_A, V_B$ ) валами, приводимый в действие от двух электродвигателей ( $M1, M2$ ) по 110 кВт.

Второй – суммирующе-распределительный одноступенчатый цилиндрический редуктор ( $B2$ ) приводится в действие двумя параллельным потоками вращающих моментов от зубчатых колес ( $9A, 9B$ ), установленных консольно на ведомых валах первого редуктора. На консолях ведомых соосных валов ( $VI, VII$ ) второго редуктора закреплены основные фрезерующе-погрузочные исполнительные органы комбайна: центральный ротор (12) и ковшовая рама (13). Встречное вращение соосных валов с центральным ротором и ковшовой рамой обеспечивает значительную стабилизацию суммарного реактивного момента на корпус комбайна от сил сопротивления фрезерованию массива горной породы и погрузки горной массы на конвейер [3, 4].

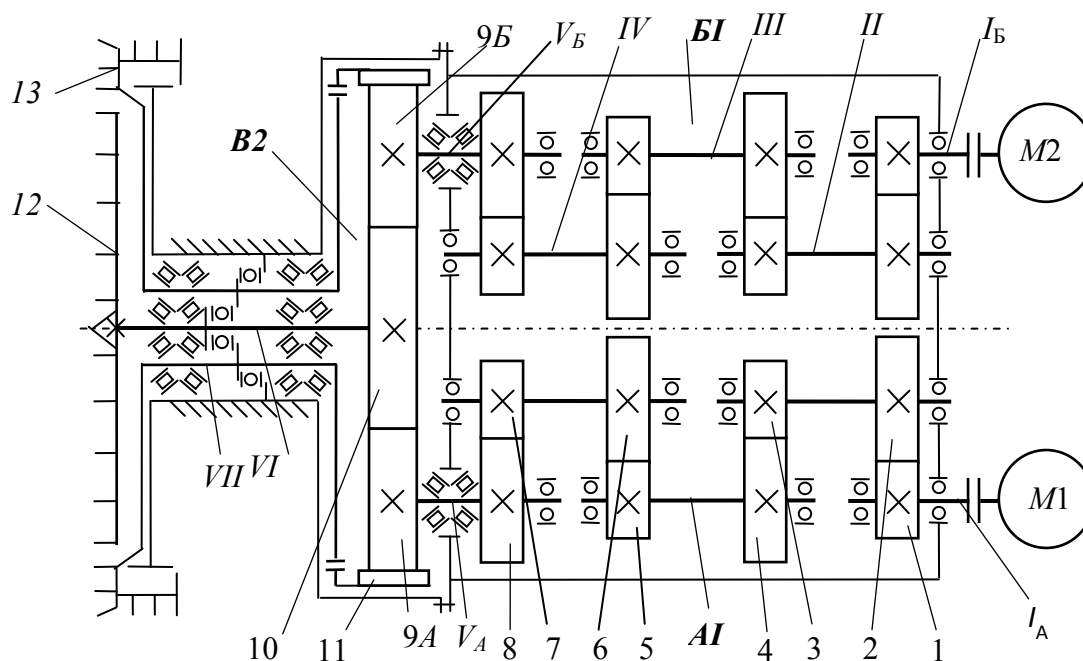


Рис. 1. – Принципиальная схема привода соосных роторов проходческих комбайнов типа ПК-8 и ПКС-8

Исполнительный орган проходческого комбайна относится к многомерным динамическим системам, состоящим из большого числа взаимодействующих между собой и с внешней средой элементов. Математические модели такой системы – модели макроуровня. Объект исследования в модели макроуровня представляется как динамическая система с сосредото-

точными параметрами, описываемая системой обыкновенных дифференциальных уравнений.

Динамическая модель трансмиссии исполнительного органа формировалась на основе сборочного чертежа на данный привод.

Разработка динамической модели привода исполнительного органа, как абстрактного графического отображения основных физических свойств технического объекта и характеристик взаимодействия с внешней средой, осуществлялась с применением метода сосредоточенных масс. При этом выделялись некоторые абстрактные элементы, наделенные определенными физическими свойствами: - инерционные элементы ( $J_{M1}, J_{M2}; J_{11} - J_{19}; J_{21} - J_{26};$ ), способные накапливать кинетическую энергию; - упругие элементы ( $c_{11} - c_{17}; c_{21} - c_{25}$ ), обладающие способностью накапливать потенциальную энергию; - диссипативные элементы ( $\mu_{11} - \mu_{17}; \mu_{21} - \mu_{25}$ ), обладающие свойствами рассеивания энергии; - трансформаторные элементы ( $U_{11}, \eta_{11} - U_{16}, \eta_{16}; U_{21}, \eta_{21} - U_{24}, \eta_{24}$ ), которые отображают безинерционные преобразования параметров потока энергии.

На динамическую систему исполнительного органа действуют внешние воздействия типа потенциала:  $M_{M1}, M_{M2}, M_{P1}, M_{P2}$  – внешние воздействия, соответствующие моментам двигателей и соосных роторов.

Динамическая модель привода соосных роторов проходческого комбайна представлена на рисунке 2. На основании динамической модели структурно-матричным методом, подробно описанном в [5], в настоящее время формируется математическая модель в виде систем компонентных и топологических уравнений.

### Список литературы

1. Горные машины: учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Машины и комплексы для добычи полезных ископаемых / Г.В. Казаченко, В.Я. Прушак, Г.А. Басалай. – Минск: Вышэйшая школа, 2018. – 228 с.
2. Устройство и эксплуатация проходческого комбайна ПКС-8М / В.А. Данилов [и др.]; под ред. В.Я. Прушака. – Мн: Тэхналогія, 2010. – 175 с.
3. Горные машины. Практикум: учебное пособие. / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай, Г.И. Лютко. – Минск: Вышэйшая школа, 2020. – 200 с.
4. Басалай, Г.А. Анализ работы ковшового погрузочного устройства проходческого комбайна / Г.А. Басалай // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVI МНТК «Чтения памяти Р.В. Кубачека», проведенной в рамках Уральской промышленной декады 12-13 апреля 2018 г. / Под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург, Уральский государственный горный университет, 2018. – С. 20-23.
5. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В.П. Тарасик. – Мн.: Новое знание; – М.: ИНФРА-М, 2016. – 592 с.

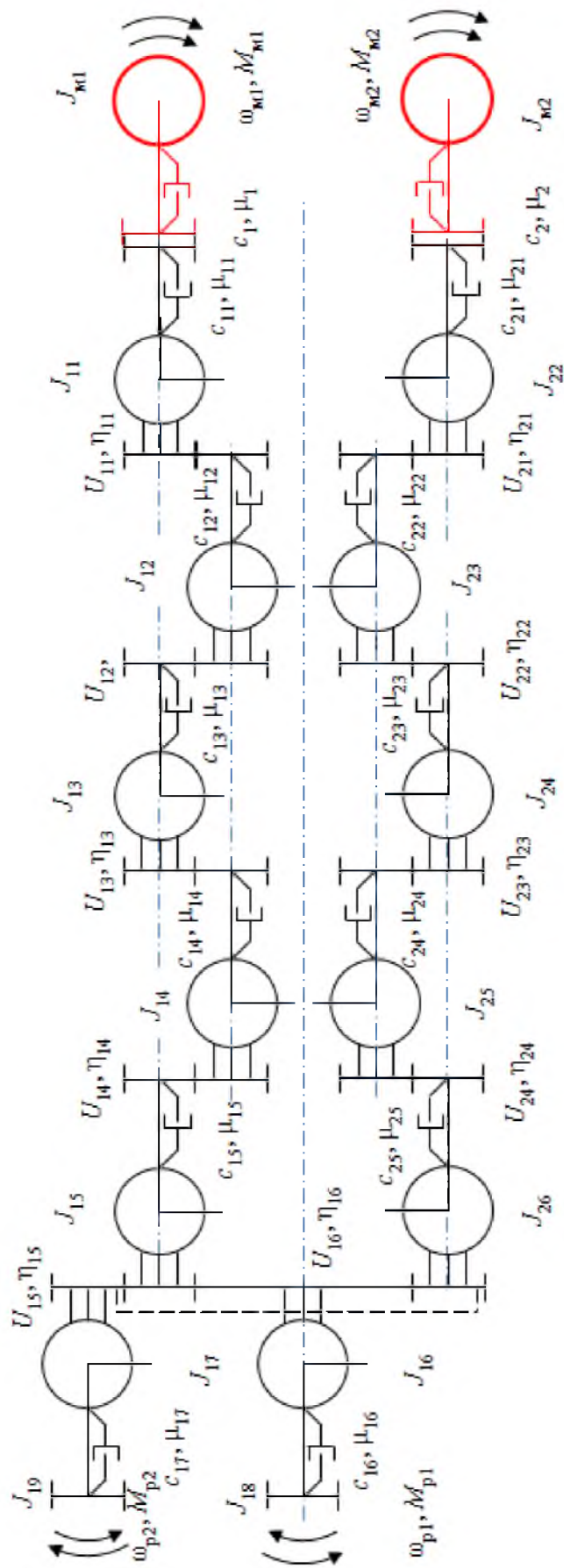


Рис. 2. – Динамическая модель привода соосных роторов проходческих комбайнов типа ПК-8М и ПКС-8

УДК 622.271

## ПРЕИМУЩЕСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

**Белов С.В.**, к.т.н., доцент, **Авдеев А.А.**, студент  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Целью исследования является анализ преимуществ гидравлических экскаваторов и выявление показателей, позволяющих повысить эффективность эксплуатации гидравлических экскаваторов.*

*Ключевые слова:* рабочее оборудование, гидроцилиндр, ковш, копание, разгрузка.

## ADVANTAGES OF HYDRAULIC EXCAVATORS

**Belov S.V., Avdeev A.A.**

The aim of the study is to analyze the advantages of hydraulic excavators and identify indicators that improve the efficiency of hydraulic excavators.

**Keywords:** working equipment, hydraulic cylinder, bucket, digging, unloading.

В настоящее время значительное распространение получили гидравлические экскаваторы, как в горном деле, так и в строительной промышленности.

Каковы причины распространения их применения по сравнению с традиционными канатными экскаваторами? Изученный опыт их применения позволяет в определенной мере классифицировать их преимущества.

Предлагается классифицировать эти преимущества по следующим признакам на примере новых гидравлических экскаваторов фирмы «Komatsu».

1. Рабочий диапазон копания и сопутствующие условия. (Рис.1).

Расширенный диапазон копания, возможность селективной выемки «kozyрьков» и нижней стенки уступа. Отличное наполнение ковша, отделение вскрыши от руды и возможность выемки и перемещения негабаритов при независимом передвижении стрелы и ковша, а также контролируемая плавная разгрузка ковша без повреждения автосамосвала.

2. Величина напорного усилия. Напорное усилие в канатных экскаваторах не превышает 70 % тягового усилия каната, а в гидравлическом экскаваторе составляет почти 100 % усилия в цилиндре (Рис.2).

3. Вспомогательное оборудование. Не требуется бульдозер для зачистки площадки и для других вспомогательных работ.

4. Возможности копания. Достижение большого усилия копания на зубьях ковша и управление копанием в любой точке. Копание не разрыхленной породы и возможность наполнения ковша в низких забоях, а также высокая скорость передвижения в забое.



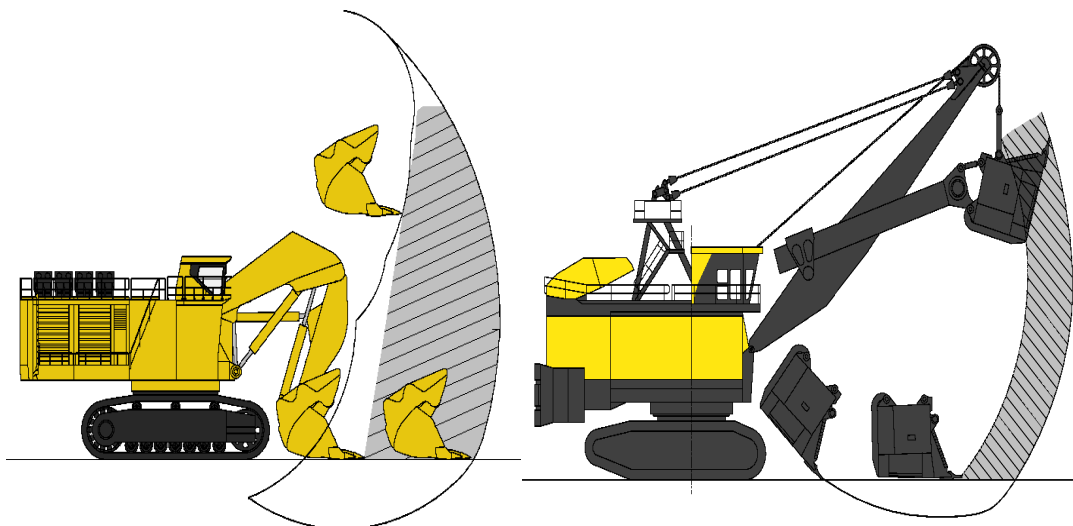


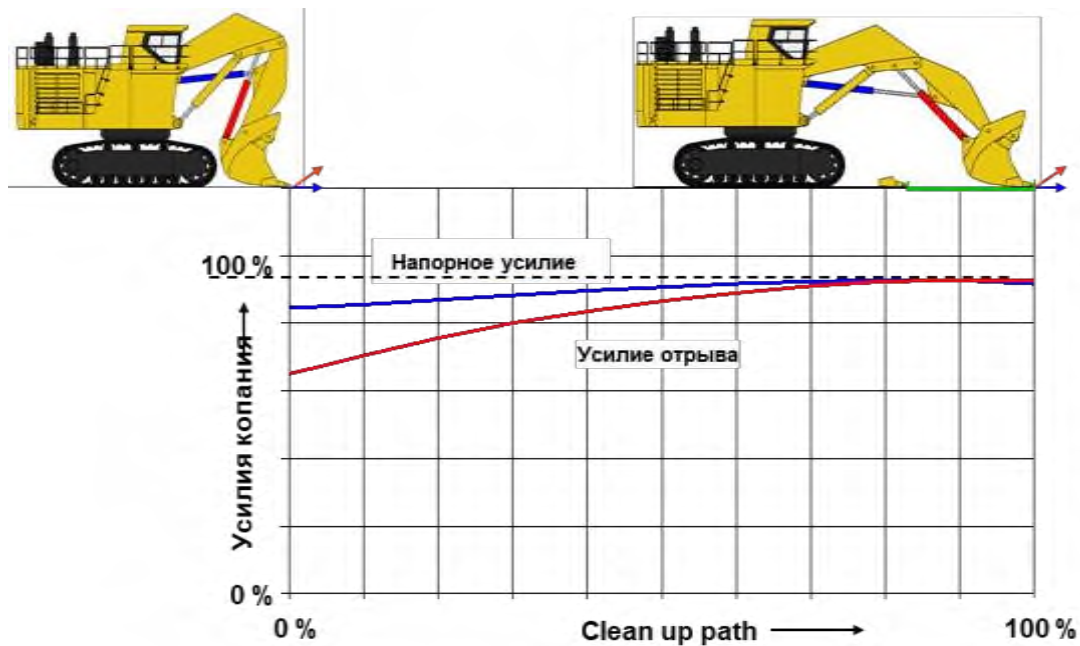
Рис.1. Диапазон копания гидравлического и канатного экскаваторов.

5. Разгрузка и сборка. Управляемая и безопасная для самосвала разгрузка ковша. Выполнение вспомогательных операций производится с минимальной потерей производительности, возможность проведения копания с вершины уступа обратной лопатой. Дизельный двигатель обеспечивает независимость и безопасность передвижения экскаватора при небольшой эксплуатационной массе машины и низком удельном давлении на грунт. Возможность быстрой сборки экскаватора.

6. Затраты и вложения. Ожидаемый срок службы машины до 100 000 рабочих часов. Незначительные обязательные вложения в эксплуатационные расходы.

7. Особенности конструкции ковша и передвижения. Большая сила вырывания ковша и сила врезания. Конструкция ковша «4 в 1». Высокая скорость передвижения со способностью преодоления подъемов. Возможность применения электрического и дизельного привода. Использование дополнительного оборудования для лопаты и ковша с быстрой сборкой. Хорошая стыковка ходовых траков и наличие беспроводного переключателя.

Таким образом, перечисленные разнообразные преимущества в конструкции и принципах действия значительно расширяют возможности применения гидравлических экскаваторов и обеспечивают значительное увеличение показателей эффективности их эксплуатации.



- в соответствии с DIN 24086 / SAE -



Рис.2. Сравнение напорных усилий копания

### Список литературы

1. Белов С.В., Волынкин И.А. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОГО КОМПЛЕКСА КАРЬЕРА/ В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник статей XIII Международной научно-технической конференции. Сер. "Чтения памяти В.Р. Кубачека" 2015. С. 371-373.

УДК 622.882:622.237

## ФОРМИРОВАНИЕ ОТКОСОВ ВЫРАБОТАННОЙ ТОРФЯНОЙ КАРЬЕРНОЙ ВЫЕМКИ

Бессонов А.Е., магистрант

ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет г. Санкт-Петербург, Россия

*В статье приведен анализ проблемы рекультивации торфяных карьерных выемок по окончании их разработки. Приведены основные положения по самим торфяным карьерным выемкам, их рекультивации и актуальность разрабатываемой темы, на основании представленного на рынке оборудования.*

*Ключевые слова:* торф, карьерная выемка, рекультивация, формирование откосов

## SLOPES FORMATION OF THE EXTRACTED PEAT OPEN PIT

Bessonov A.E.

*This article provides an analysis of the problem of reclamation of peat quarries at the end of their development. The main provisions on the peat quarries themselves, their reclamation and the relevance of the developed topic, based on the equipment presented on the market.*

*Keywords:* peat, quarry excavation, reclamation, slopes formation

Одним из способов добычи торфяного сырья является карьерный при помощи одноковшового гидравлического экскаватора, при котором добыча производится из карьеров глубиной до 4,5 м, которые в дальнейшем частично заполняются водой [2]. После выработки полезных ископаемых любые карьеры подлежат рекультивации. Рекультивация земель – составная часть природообустройства, заключающаяся в восстановлении природного ландшафта. Технический этап является одним из технологических этапов рекультивации – проведение культурно-технических и планировочных работ (укрепление откосов и дна каналов) [1]. Очертание откосов карьеров определяет их устойчивость и возможность использования выработанного пространства в качестве искусственного водоема. Для обеспечения устойчивости берегов водоема необходимо создание пологих склонов. Крутые склоны менее устойчивы и более подвержены эрозионным процессам, затруднено их озеленение, что препятствует интеграции карьера в структуру ландшафта.

В настоящее время более 80% объема работ по планировке откосов земляных сооружений выполняется общестроительными машинами, в основном, экскаваторами, бульдозерами и автогрейдерами. Их производительность напрямую связана с цикличным способом их работы, с необходимостью постоянной срезки стружки и кроме того, не обеспечивающей необходимого качества планировки. При доработке откосов и доведении их до приемлемого качества используется ручной труд [3]. Снижение стоимости и трудоемкости работ по профилированию откоса карьерной выемки может быть достигнуто путем применения специальных машин. Оборудование, может быть, выполнено в виде сменных рабочих органов, что является основным направлением развития средств механизации для планировки откосов земляных сооружений. Создание новых машин и обо-

рудования с учетом горно-геологических особенностей и требований к технологическому процессу требует проведения широких исследований по выбору и обоснованию рациональных параметров рабочих органов и способов их взаимодействия с грунтом, изучению рабочего процесса машин.

Самое близкое существующее на рынке решение, представленное на данный момент – профилировщик, предназначенный для создания нужного профиля торфяных полос во время торфодобычи. Его можно использовать для снятия приподнявшегося края дренажной канавы и разравнивания излишек торфа по всей ширине полосы. Также существует схожее решение, применяемое в шнековом канавокопателе для создания канав на торфяных залежах. Шнековые канавокопатели ОЖК по своим параметрам подходят для проводки канав на торфяных залежах в любых условиях. Шнек эффективно срезает мелкую растительность на откосах карьера. Для создания сплошной канавы с максимальной глубиной необходим лишь один проход. Торф отбрасывается на значительное расстояние с каждой стороны канавы и равномерно распределяется по полосе [4]. Однако обе эти машины не могут использоваться для формирования требуемого угла откоса выработанной торфяной карьерной выемки, ввиду невозможности их работы под большими углами наклона рабочего органа.

Вследствие этого задача создания оборудования с учётом увеличения линейных размеров без существенного увеличения массы базовой машины, снижения действующих нагрузок, при этом получения высокой точности планировки откосов. Важным фактором также является обеспечение устойчивости машин в связи с внецентренным приложением нагрузок. В основу работы положена научная гипотеза об эффективности механической активизации процесса разработки грунта шнековым рабочим органом в открытом забое в быстроходном режиме. Здесь транспортирование грунтовой массы осуществляется в свободном состоянии (за счет кинетической энергии) в отличие от способа перемещения грунта по кожуху (за счет сил трения), что значительно увеличивает энергопотребление и износ самого кожуха и шнека [3].

### Список литературы

1. Сметанин В.И. Рекультивация и обустройство нарушенных земель. - М.: Колос, 2000. - 96 с.
2. Солопов С.Г. Горцакалян Г.О. Самсонов Л.Н. Торфяные машины и комплексы. - М.: «Недра», 1973. - 392 с.
3. Справочник по торфу /под ред. канд. техн. наук. А.В. Лазарева и д-ра техн. наук С.С. Корчунова. М., Недра, 1982. 760 с.
4. Буклет машин Suokone для расчистки болотистой местности. URL: <https://www.meripeat.com/ru/products-ru/bog-clearing-ru> (дата доступа 03.03.2021)

УДК 622.222

## РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА РАБОЧЕГО ОРГАНА ЩИТОВОГО ПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА РОТОРНОГО ТИПА ПРИ РАБОТЕ В МЯГКИХ ГРУНТАХ

Губанов С. Г., доцент,

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

*Статья посвящена расчету крутящего момента рабочего органа щитового проходческого комплекса роторного типа при его работе в мягких однородных грунтах. Представленное исследование является основой для более широкого исследования по определению крутящего момента рабочего органа проходческого комплекса при его работе в смешанных грунтах.*

*Ключевые слова:* подземное строительство, крутящий момент, проходческий комплекс, рабочий орган, крепкие породы, смешанные породы, шнековый транспортёр, мягкие грунты.

## CALCULATION OF THE TORQUE OF THE WORKING BODY OF THE PANEL PASSAGE COMPLEX OF THE ROTARY TYPE WHEN WORKING IN SOFT SOILS

Gubanov S. G.

*The article is devoted to the calculation of the torque of the working body of a rotary-type shield tunneling complex during its operation in soft homogeneous soils. The presented study is the basis for a broader study to determine the torque of the working body of the tunneling complex when it is operating in mixed soils.*

*Keywords:* underground construction, torque, tunneling complex, working body, hard rocks, mixed rocks, screw conveyor, soft soils.

Строить под землей в наше время в таком городе как Москва дело очень непростое. Но отдельно стоит отметить условия проходки. Конечно, в Москве залегают, как правило, далеко не самые крепкие породы, такие как глины и суглинки, но к неприятным особенностям проходки можно отнести достаточно высокую обводненность грунтов и их неоднородность.

В настоящее время в научных изданиях опубликовано достаточно много трудов, посвященных опыту эксплуатации проходческих щитов. Анализ этих трудов показал, что для расчета крутящего момента интересна эмпирическая зависимость [1, 2, 3]

$$M_{кр} = k \cdot D^3, \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (1)$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент на валу рабочего органа проходческого щита, Н·м;  $D$  – диаметр рабочего органа проходческого щита, м;  $k$  – коэффициент сложности проходки, зависящий от крепости пород и однородности грунта,  $k = 1 \div 2,5$  (рисунок 1).

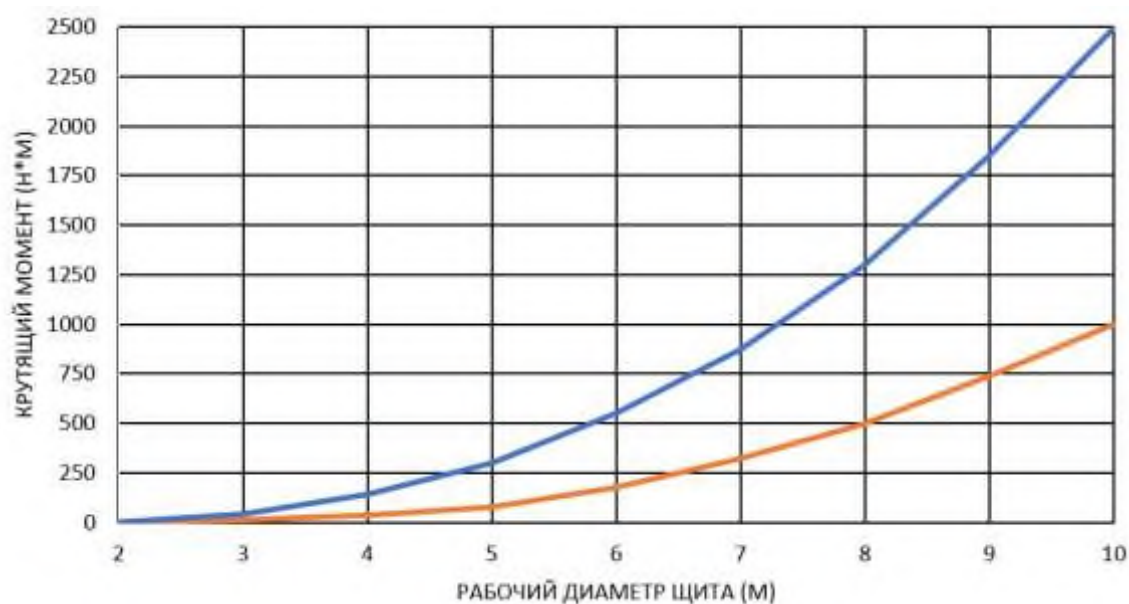


Рисунок 1 – График зависимости крутящего момента на рабочем органе щитового проходческого комплекса роторного типа от его диаметра.

График, представленный на рисунке 1, показывает, что при работе более слабых и однородных породах целесообразно применять коэффициент равный 1, а для работы щитового проходческого комплекса роторного типа в более крепких и смешанных породах необходимо применять коэффициент равный 2,5.

Стоит отметить, что если выбрать более низкое значение этого коэффициента, чем необходимо, то будет создаваться недостаточный крутящий момент на рабочем органе проходческого комплекса, то могут возникать случаи забивания краплениями крепких пород ножевого кольца проходческого комплекса. Есть и обратная сторона этого вопроса. Если использовать большее значение коэффициента, чем нужно, то это ведет к увеличению мощности комплекса, что в данном случае будет экономически необоснованно. Особенно с учетом того, что современные щитовые проходческие комплексы роторного типа и так имеют очень значительную установленную мощность (1000 кВт и более). Стоит отметить, что для проходки тоннелей различного назначения в условиях г. Москвы, забивание исполнительного органа щитового проходческого комплекса роторного типа встречается достаточно нередко.

В настоящее время при строительстве тоннелей метрополитена более всего преобладает использование щитовых проходческих комплексов роторного типа немецкой фирмы Херренкнехт. Необходимо, конечно, учитывать и такую особенность, что за последнее десятилетие значительное количество щитовых проходческих комплексов компания Херренкнехт и производит в Китае.

Суммарный крутящий момент на ножевом кольце проходческого комплекса определяется как следующих значений

$$M_{кр\ сум} = M_{кр1} + M_{кр2} + M_{кр3} + M_{кр4}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где  $M_{кр1}$  – суммарный крутящий момент на передней, боковых и задних поверхностях планшайбы;  $M_{кр2}$  – крутящий момент резания грунта ша-рошками;  $M_{кр3}$  – крутящий момент деформации во входных отверстиях;  $M_{кр4}$  – крутящий момент вращения основной оси.

Суммарный крутящий момент на передней, боковых и задних по-верхностях планшайбы определяется как сумма

$$M_{кр1} = M_{пер} + M_{бок} + M_{обр}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где  $M_{пер}$  – крутящий момент на передней поверхности планшайбы;  $M_{бок}$  – крутящий момент на боковых поверхностях планшайбы;  $M_{обр}$  – крутящий момент на задней поверхности планшайбы.  $M_{кр1}$  – составляет до 84% от  $M_{кр сум}$ ,  $M_{кр2}$  – до 1,5%,  $M_{кр3}$  – до 8,5%,  $M_{кр4}$  – до 6%.

В этой работе мы рассмотрим определение суммарного крутящего момента рабочего органа щитового проходческого комплекса роторного типа при работе в однородных мягких грунтах. В следующих работах бу-дет рассмотрено определение суммарного крутящего момента рабочего ор-гана щитового проходческого комплекса роторного типа при его работе в смешанных грунтах.

Используя эмпирические формулы (1) и формулу (2) получим новое выражение для определения крутящего момента с учетом всех составляю-щих

$$M_{кр сум} = K_I \cdot D^3 + K_{II} \cdot D^2 + K_{III}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (4)$$

Рассмотрим отдельно три коэффициента  $K_I$ ,  $K_{II}$  и  $K_{III}$ .

$$K_I = \frac{\pi}{12} \cdot [K_{бок} \cdot (1 + K_{рд}) \cdot f \cdot \gamma \cdot L \cdot (1 - K_{от}) + K_{сд} \cdot K_{от} \cdot G], \quad (5)$$

где  $K_{бок}$  – коэффициент, учитывающий боковое давление на рабочий орган щита;  $K_{рд}$  – коэффициент, учитывающий разницу между внутренним и внешним давлением;  $f$  – коэффициент трения между режущим инструмен-том и горной породой;  $\gamma$  – удельный вес горной породы, кН/м<sup>3</sup>;  $L$  – длина незакрепленной части тоннеля, м;  $K_{от}$  – коэффициент, учитывающий сте-пень открытия режущего инструмента;  $K_{сд}$  – коэффициент, учитывающий площадь сдвига горной породы;  $G$  – модуль сдвига горной породы, МПА.

$$K_{II} = \frac{\pi}{4} \cdot (K_{бок} + 1) \cdot f \cdot \gamma \cdot L \cdot h, \quad (6)$$

где  $h$  – ширина режущей головки, м.

$$K_{III} = \gamma \cdot L \cdot D_{ш} \cdot L_{ш} \cdot O_{ш} \cdot n_{ш} \cdot f_{ш}, \quad (7)$$

где  $\gamma$  – удельный вес горной породы, кН/м<sup>3</sup>;  $L$  – длина незакрепленной час-ти тоннеля, м;  $D_{ш}$  – диаметр шнекового транспортера, м;  $L_{ш}$  – длина шне-кового транспортера, м;  $O_{ш}$  – расстояние между шнековым транспортером и осевой линией щита, м;  $n_{ш}$  – количество элементов шнекового транс-портера, м;  $f_{ш}$  – коэффициент трения породы об металл.

Полученные зависимости позволяют производить более точный рас-чет крутящего момента рабочего органа щитового проходческого комплек-са роторного типа при работе в мягких грунтах, что позволит более точно

подбирать проходческие комплексы под конкретные проекты (горно-геологические условия). Эти выражения являются основой для более объемного исследования по расчету крутящего момента рабочего органа щитового проходческого комплекса роторного типа при работе в смешанных грунтах, проведение которого позволит применять полученные зависимости практически ко всем проектам строительства тоннелей в условиях г. Москвы.

### **Список литературы**

1. Gubanov, S., Petsyk, A., Komissarov, A. Simulation of stresses and contact surfaces of disk rolling cutters with the rock when sinking in mixed soils. (2020) E3S Web of Conferences, 177, статья 3008 DOI: 10.1051/e3sconf/202017703008
2. Improving the shield machine cutter head for tunneling under the conditions of the metrostroy saint petersburg mines. Yungmeister, D.A., Lavrenko, S.A., Yacheikin, A.I., Urazbakhtin, R.Y. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 2020, 15(11), стр. 1282–1288
3. Liu, X., Xu, M., Qin, P. Joints and confining stress influencing on rock fragmentation with double disc cutters in the mixed ground. Tunnelling and Underground Space Technology 83, с. 461-474



УДК 622.331.002.5

## ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ ПРОИЗВОДСТВА КУСКОВОГО ТОРФА ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА

Гусева А.М., Яблонев А.Л.

Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

*Современные тенденции проектирования горных машин диктуют требования по снижению энергоемкости производимых ими операций. Но зачастую не учитывается качество получаемого при этом продукта. Целью данного исследования является определение рациональных режимов работы шнекового пресса фрезформовочной машины для добычи кускового торфа с точки зрения обеспечения необходимого качества коммунально-бытового топлива.*

**Ключевые слова:** кусковой торф, формование, фрезформовочная машина, энергоемкость, шнековый пресс, плотность, прочность.

## JUSTIFICATION OF RATIONAL PARAMETERS AND REGIMES FOR SOD PEAT EXTRACTION BY QUALITY INDICATORS

Guseva A.M., Yablonev A.L.

Tver state technical university, Tver, Russia

*Trends in the peat industry indicate a gradual increase in the share of fuel produced to ensure the safety and autonomy of remote facilities. When designing machines for the production of sod peat, should strive for a minimum energy intensity of production, and, therefore – a minimum subsequent operating costs. On the other hand, the question arises to ensure the required quality of fuel and its safety in the production process.*

**Keywords:** sod peat, forming, milling-forming machine, energy consumption, a screw press, density, strength.

При проектировании машин и оборудования для добычи торфа основной упор делается на снижение энергоемкости производства, повышение мобильности техники, а, следовательно, на снижение эксплуатационных расходов, но не учитываются конструктивные особенности оборудования во взаимосвязи с качеством получаемой продукции. Самой энергоемкой операцией при добыче кускового торфа является щелевое фрезерование и формование, на которые приходится около 50 % всех эксплуатационных расходов [1].

Актуальность исследования обоснована необходимостью снижения себестоимости добычи кускового торфа и поиском рациональных параметров работы фрезформовочной машины с точки зрения снижения энергоемкости при сохранении требуемых качественных характеристик получаемого топлива.

Качество готового торфяного кускового коммунально-бытового топлива характеризуется обеспечением требуемой теплотворной способности и сохранением куском приданной мундштуком формы.

Обеспечение требуемой теплотворной способности определяется плотностью кускового торфа на стадии кондиционной влаги при отсутствии микродефектов и трещин после формования и сушки. Сохранение це-

лостности формы, заданной мундштуком определяется отсутствием крошимости и прочностью на изгиб, позволяющей проводить последующие технологические операции при добыче кускового торфа. Прочность кускового торфа, как никакая другая характеристика, дает представление о его качестве и сохранности в процессе производства и транспортирования.

Плотность кускового торфа на стадии кондиционной влаги при отсутствии микродефектов и трещин после формования и сушки, определяющая теплотворную способность должна составлять 750–1100 кг/м<sup>3</sup>. Прочность на изгиб кускового торфа должна составлять не менее 3,5–4,5 МПа [2]. Обеспечение таких показателей качества кускового торфа по плотности и прочности во взаимосвязи с минимизацией энергоемкости процесса позволит рационализировать технологический процесс добычи коммунально-бытового топлива [3, 4].

На лабораторном оборудовании кафедры «Технологические машины и оборудование» Тверского государственного технического университета произведено опытное диспергирование и формование торфа шнековым прессом, имеющим 5 скоростных режимов, 3 сменных мундштука и 2 шнека с различным шагом витков. В процессе исследования определялись содержание влаги исходного сырья, полезная мощность, производительность пресса, энергоемкость процесса [5]. Было выяснено, что при установке в шнековый пресс поочередно двух шнеков с шагом витков 110 и 50 мм, наименьшая энергоемкость процесса формования, соответствующая зоне частоты вращения шнека 220–320 об/мин, наблюдается при работе шнека с шагом витков 50 мм, т. е. равном половине наружного диаметра шнека. Большая плотность сформованных кусков соответствовала большей частоте вращения и меньшему шагу витков шнека [5, 6]. Но так как в эксперименте использовались три мундштука с различными внутренними диаметрами, необходимо было выявить влияние последнего на плотность и прочность кускового торфа при работе шнекового пресса в режиме минимальной энергоемкости [7]. После теневой сушки была определена плотность кусков, полученных на различных режимах формования. Затем на стенде, создающем разрушающую нагрузку, производились испытания кускового торфа [8, 9].

В исследовании [5], для использования метода геометрического подобия и возможности управления энергоемкостью в процессе производства кускового торфа, было введено понятие «коэффициент напора», которое описывает степень уплотнения торфа в напорной части трубы шнекового пресса и мундштуке:

$$k_n = \frac{D^2 + d_{\text{вн}}^2}{m \cdot d^2}$$

где  $D$  – внутренний диаметр напорной трубы;  $d_{\text{вн}}$  – наружный диаметр трубы, являющейся основой для спирали шнека;  $d$  – диаметр мундштука;  $m$  – количество мундштуков.

Параметры лабораторного шнекового пресса, применяемого в исследовании:  $D = 102$  мм,  $d_{\text{вн}} = 49$  мм. Таким образом коэффициенты напора  $k_H$  для мундштуков диаметром 52, 60 и 92 мм, соответственно составили 2,96, 2,22 и 0,95.

Для середины интервала минимума энергоемкости были построены графики зависимости плотности и прочности кускового торфа при кондиционной влажности от энергоемкости формования при различных параметрах шнекового пресса (рис. 1, 2).

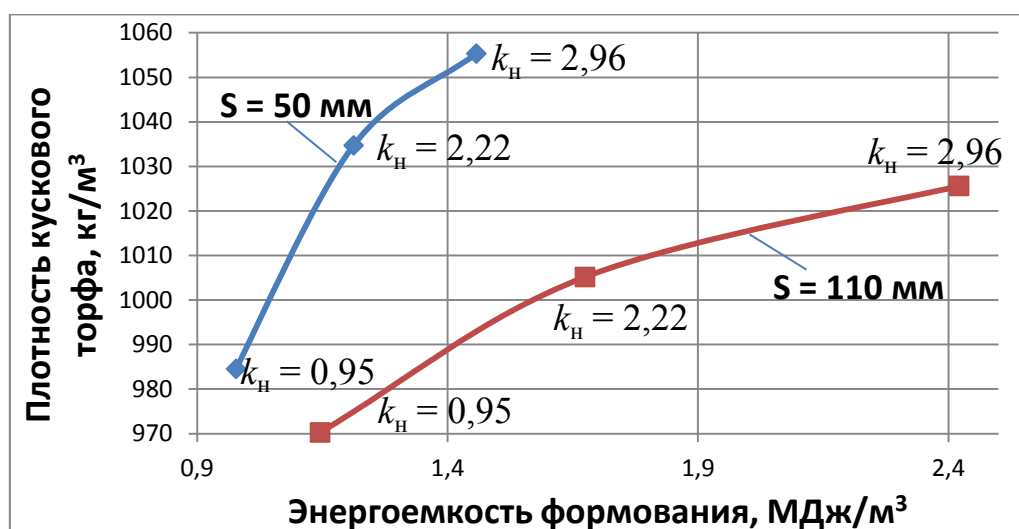


Рис. 1. Зависимость плотности кускового торфа от энергоемкости формования при скорости вращения шнека  $n = 270$  об/мин

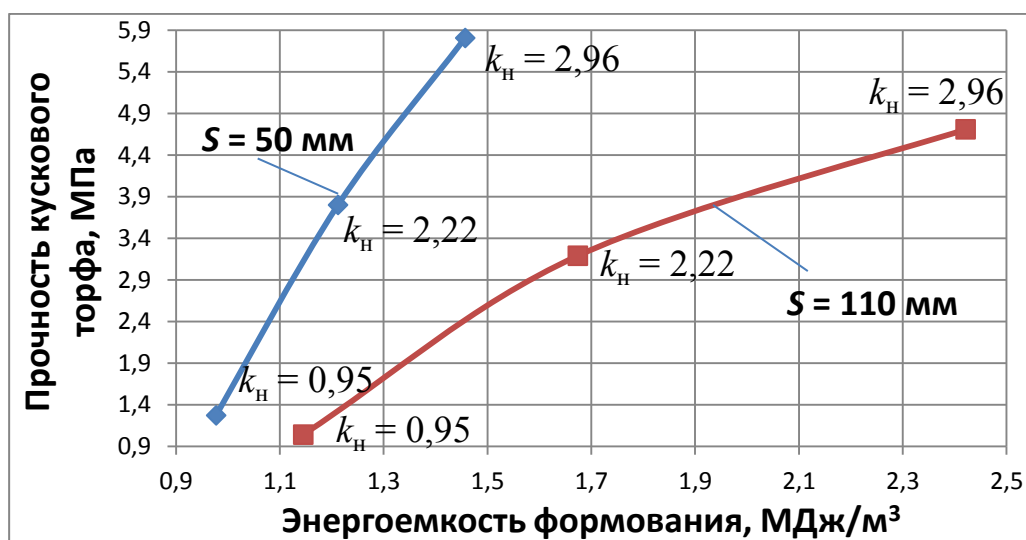


Рис. 2. Зависимость прочности на изгиб кускового торфа от энергоемкости формования при частоте вращения шнека  $n = 270$  об/мин для различных коэффициентов напора  $k_H$

Согласно полученным зависимостям, интенсивность роста плотности и прочности торфа заметно падает при изменении  $k_H$  с 2,22 до 2,96. При этом уже при  $k_H = 2,22$  плотность и прочность достигает кондиционных значений. Поэтому был сделан вывод о том, что формование при коэффициенте напора  $k_H = 2,22$  можно считать рациональным режимом.

Также, рациональным режимом добычи кускового торфа по показателям качества готовой продукции на стадии кондиционной влаги является формование при частоте вращения шнека  $n = 220\text{--}320$  об/мин, и шаге витков шнека  $S = 0,5D$ .

Проектирование и эксплуатация фрезформовочных машин в рациональных режимах позволит снизить удельные энергозатраты в производстве, обеспечив требуемые показатели качества получаемого топлива по показателям плотности и прочности, а также снизит потери торфа при добыче [10, 11].

### Список литературы

1. Яблонев А.Л., Гусева А.М. Экспериментальное обоснование рациональных режимов производства кускового торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). 2019. № 2. С. 163–171. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-02-0-163-171.
2. Лазарев А.В., Корчунов С.С. и др. Справочник по торфу. М.: Недра, 1982. 760 с.
3. Зюзин Б.Ф., Фомин Д.С. О влиянии физико-механических свойств исходного торфа на процесс механического диспергирования // Труды ИнсТорфа. 2013. № 7(60). С. 49–52.
4. Gholipour Zanjani N., Zarringhalam Moghaddam A., Dorosti S. Physical and Chemical Properties of Coal Briquettes from Biomass-bituminous Blends // Petroleum & Coal. 2014. No. 56(2). pp. 188–195.
5. Яблонев А.Л., Гусева А.М. Экспериментальное обоснование рациональных режимов производства кускового торфа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). 2019. № 2. С. 163–171. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-02-0-163-171.
6. Yablonev A.L., Guseva A.M. Justification of Screw Press Rational Parameters and its Working Modes during Sod Peat Extraction by Milling-forming Method // E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 105. p. 01033. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910501033>
7. Тимофеева Д.В., Попов В.П., Антимонов С.В., Занюхина А.Г. Разработка и конструирование шнека типового пресс-экструдера // Вестник ОГУ. 2014. № 9. С. 220–225.
8. Булышко М.Г., Иванов В.Н., Сарматов М.И. Брикетирование торфа. М.: Госэнергоиздат, 1962. 303 с.
9. Пат. РФ № 2696070 по заявке № [2018143458](https://patents.google.com/patent/RU2696070). Устройство для создания и измерения разрушающей нагрузки / Яблонев А.Л., Гусева А.М., Жуков Н.М.; заявл. 07.12.2018; опубл. 30.07.2019, Бюл. № 22. 7 с.
10. Burt Ch.N., Caccetta L. Equipment Selection for Surface Mining /A Review Journal Interfaces. 2014. No. 44(2). pp. 143–162.
11. Kremcheev E. A., Kremcheeva D. A. Technological Approaches to Reducing the Loss of Peat Raw Materials in Fields with Hydrological Regime // Indian Journal of Science and Technology. 2016. Vol. 9. No. 12. p. 89525.

УДК 621.86.064.2

## ПОДГОТОВКА ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

Звездин И.О., магистрант

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет», г. Санкт-Петербург, Россия

*Рассматривается процесс подготовки торфяного сырья в полевых условиях при помощи универсального, многофункционального базового фронтального погрузчика, оснащенного сменным навесным модифицированным оборудованием, на базе сельскохозяйственных вил. Данная модификация сменного навесного оборудования, позволит повысить эффективность и снизить себестоимость производства торфяных питательных грунтов.*

**Ключевые слова:** торфяной питательный грунт, фрезерный торф, засоренность древесными включениями, подготовка торфяного сырья, сепарация.

## PREPARATION OF PEAT RAW MATERIALS IN THE FIELD CONDITIONS

Zvezdin I.O.

*The process of preparing peat raw materials in the field using a universal, multifunctional basic front loader equipped with replaceable mounted modified equipment, based on agricultural forks, is considered. This modification of the replacement attachments will increase the efficiency and reduce the cost of production of peat nutrient soils.*

**Keywords:** peat nutrient soil, milling peat, clogging with wood inclusions, preparation of peat raw materials, separation.

Для производства торфяного питательного грунта, необходимо проводить подготовку исходного сырья, в качестве которого обычно выступает фрезерный торф. Фрезерный торф, представляет собой рыхлый, мелкофракционный материал, засоренный мелкими древесными включениями. Согласно ГОСТ Р 51661.1-2000 засоренность торфяного сырья мелкими древесными включениями не должна превышать 8% [1].

Наличие древесных включений, снижает качество производимых питательных грунтов. Таким образом, перед производством питательных грунтов необходимо подготовить исходное торфяное сырье, путем удаления из него древесных включений, с одновременным усреднением и перемешиванием массы.

Производство торфяных питательных грунтов осуществляется как в заводских условиях, с использованием стандартного сепарационного оборудования (стационарного грохота и др.), так и в полевых. В качестве оборудования для сепарации древесных включений в полевых условиях, следует рассмотреть варианты использования простых, рабочих органов в качестве сменного оборудования к базовому фронтальному погрузчику, при помощи которого можно осуществлять все технологические операции по подготовке торфяного сырья к производству торфяных питательных грунтов [2].

Процесс подготовки торфяного сырья в полевых условиях может включать в себя следующие операции:

- распределение торфяного сырья на подготовительной площадке в виде вала треугольного сечения;

- сепарация древесных включений путем прохода по валку фронтального погрузчика с сепарационным оборудованием;

- транспортировка и выгрузка древесных включений, которые накопились в навесном сепарационном оборудовании, в отдельный штабель.

На этом этап подготовки торфяного сырья заканчивается. После прохода фронтального погрузчика по валку, с удалением древесных включений, на площадке остается разрыхленный расстил фрезерного торфа, пригодный для распределения на нем слоя навоза, в качестве второго компонента питательного грунта и последующим перемешиванием смеси.

Таким образом, представляет интерес подготовка торфяного сырья в полевых условиях при помощи универсального, многофункционального базового фронтального погрузчика, оснащенного сменным навесным оборудованием. Это позволит повысить эффективность и снизить себестоимость производства торфяных питательных грунтов.

В качестве сменного сепарационного оборудования на фронтальный погрузчик, предлагается использовать модифицированное навесное оборудование на базе сельскохозяйственныхвил, оснащенных сменной сепарационной сеткой и автомобильным вибратором [3,4].

Параметры нового, модифицированного оборудования на базе сельскохозяйственныхвил, следует выбирать исходя из размерно-массовых характеристик торфяного сырья (плотность, влажность, засоренность) и размерно-массовых характеристик сепарируемых древесных включений (размер, длина, диаметр, форма).

Оснащение сменного модифицированного оборудования на базе сельскохозяйственныхвил автомобильным вибратором и сменной сепарационной сеткой, дополнительно позволит интенсифицировать процесс сепарации древесных включений из торфяного сырья при проходе фронтального погрузчика по валку исходного торфяного сырья.

### Список литературы

1. ГОСТ Р 51661.1-2000 Торф для приготовления компостов. Технические условия/ URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200025081> (дата обращения 29.03.2021 г.)

2. Михайлов А.В., Корнильев Е.О., Жигульская А. И. Вибрационное воздействие на сепарацию торфяного сырья. Сб. докл. VII Межд. научно-практ. конфер. «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020», 23-24 апр. 2020 г. СПб: Санкт-Петербургский горный университет, 2020. – С. 333-334.

3. Гамаюнов С.Н., Гамаюнова А.Н. К вопросу о классификации способов добычи торфа/Труды инсторфа 11, 2015. С. 13-18.

4. Михайлов А.В. Масштаб торфяного производства и комплектование оборудованием. Процессы и средства добычи и переработки полезных ископаемых / Сборник трудов Междунар. научн.-техн. конфер. Минск 17-20 апреля 2012 г., 2012. С. 63-67.

УДК 622.331.06

## МЕТОДЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ

Б.Ф. Зюзин<sup>1</sup>, А.И. Жигульская<sup>2</sup>, А.О. Аввакумов<sup>3</sup>, О.А. Калашникова<sup>4</sup>,

Тверской государственный технический университет,

<sup>1</sup> д.т.н., профессор, <sup>2</sup> к.т.н., доцент кафедры, <sup>3</sup> магистрант кафедры, <sup>4</sup> студентка 3 курса

*Приведены классификации методов и типов рабочих органов вертикального фрезерования. Дан анализ конструкций технологических машин для вертикального фрезерования, применяемых в торфяном машиностроении.*

**Ключевые слова:** технологические машины и оборудование, вертикальное фрезерование, торфяное машиностроение.

## VERTICAL MILLING METHODS PEAT DEPOSITS

B.F. Zyuzin<sup>1</sup>, A.I. Zhigulskay<sup>2</sup>, A.O. Avvakumov<sup>3</sup>, O.A. Kalashnikova<sup>4</sup>,

Tver State Technical University

*Classifications of methods and types of working bodies of vertical milling are given. The analysis of the designs of technological machines for vertical milling used in peat engineering is given.*

**Keywords:** technological machines and equipment, vertical milling, peat engineering.

Одним из методов переработки торфяной залежи при проведении болотно-подготовительных работ и добычи торфяной продукции является вертикально-фрезерный. В нем проявляются закономерности всех вариантов фрезерования: глубокого и поверхностного, встречного и попутного [1]. Особенность работы данных фрезерных устройств заключается в интенсификации процесса активного контакта с ней режущих элементов рабочего органа. При вертикальном фрезеровании взаимодействие режущих элементов фрезы с торфяной залежью осуществляется в горизонтальной плоскости, движение режущих элементов стабилизировано по углу резания и толщине срезаемого слоя. При этом теория расчета [2] распространяется на методы анализа и выбора кинематических, конструктивных параметров и режимов работы при проектировании и эксплуатации вертикально-фрезерующих устройств для поверхностного и глубокого, однослойного и многослойного способов фрезерования торфяной залежи. Теория составлена по результатам теоретических и экспериментальных исследований процесса вертикального фрезерования торфяной залежи. Даны рекомендации по оптимизации параметров фрезерования и элементов конструкции рабочих органов технологических машин для разработки торфяных месторождений.

Наибольшее распространение метод вертикального фрезерования получил при создании почвообрабатывающих орудий, рабочих органов почвенных фрез и культиваторов. Особенность работы данных фрезерующих устройств заключается в интенсификации процесса разрушения заданного слоя залежи (почвы) за счет увеличения активного контакта с ней режущих

элементов рабочего органа. На рис. 1 приведена диаграмма возможного максимального активного контакта режущего элемента фрезы при вертикальном и горизонтальном (поверхностном и глубоком) фрезеровании.

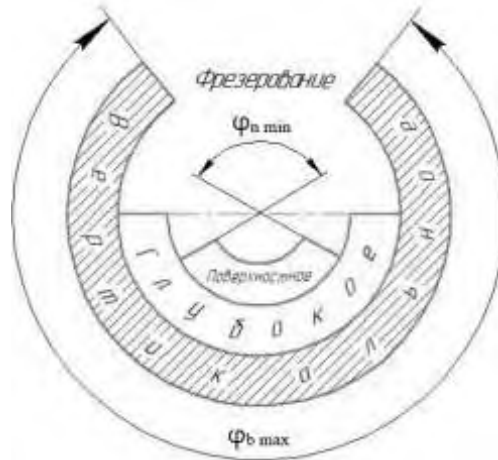


Рис. 1. Диаграмма активного контакта режущего элемента с торфяной залежью

В зависимости от характера движения рабочего органа фрезерующего устройства и режимов его работы различают горизонтальное и торцевое вертикальное фрезерование (рис. 2).

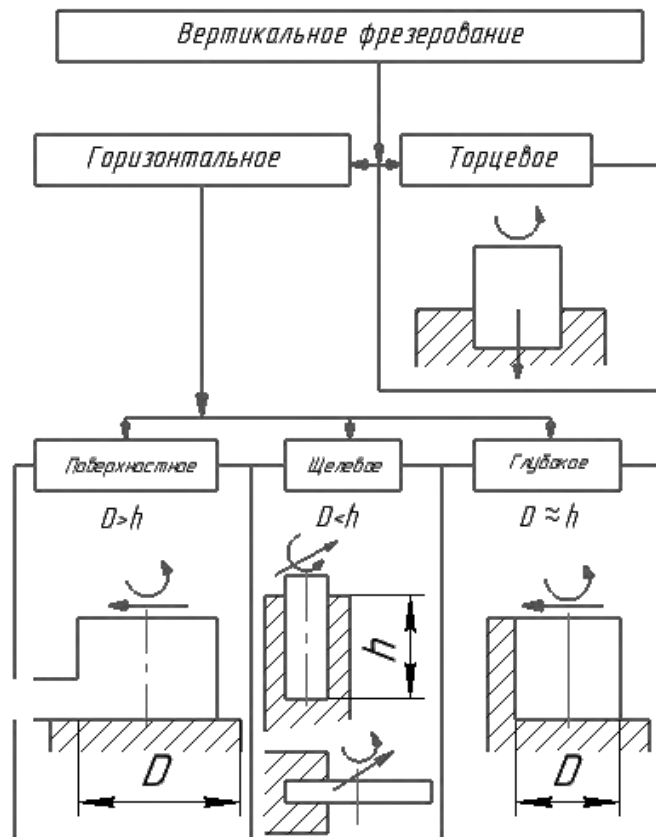


Рис. 2. Методы вертикального фрезерования

Торцевое фрезерование отвечает условиям осевого перемещения рабочего органа вглубь торфяной залежи. Метод предназначен для сверления торфяной залежи. Он может использоваться и со стороны забоя торфяной залежи в различных плоскостях относительно горизонта.



Горизонтально-вертикальное фрезерование осуществляется тремя методами: поверхностным, щелевым и глубоким. Поверхностное фрезерование определено соотношением диаметра рабочего органа и установочной глубины фрезерования, при котором отношение  $h/D < 1$ .

Примером реализации данного метода может служить фрезер инновационной конструкции «СКТБ Иваново-Торфмаш» [3].

Щелочное фрезерование имеет широкое распространение в технологических процессах торфяного производства. Оно осуществляется при режимах, когда отношение  $h/D > 1$ . По этому методу работают дренажные машины, машины по добыче кускового торфа, а также машина для сводки леса и рытья картовых каналов. Глубокое фрезерование является промежуточным методом по сравнению с двумя предыдущими, при этом отношение  $h/D \approx 1$ . Метод соответствует задачам сплошного фрезерования, аналогов реализации на современном этапе развития торфяного машиностроения не имеет.

Эффективность работы вертикально-фрезерующих рабочих органов в значительной степени зависит от числа и расположения режущих элементов, увеличения зоны их активного контакта с залежью. С этой целью в конструкции ряда зарубежных рабочих органов введены устройства для корректирования движения режущего элемента, его частичного подъема в зоне пассивного контакта с залежью (особенно при поверхностном методе).

На рис. 3 приведены основные типы рабочих органов вертикально-фрезерующих устройств. Показаны схемы установки режущих элементов и направления рабочих движений исполнительного органа.

В зависимости от вида и расположения режущих элементов различают обычные типы рабочих органов и с уступом. Последние отличаются тем, что режущие элементы расположены на разных радиусах относительно оси вращения и смещены относительно друг друга по углу установки.

Установка режущих элементов уступом возможна и в вертикальной плоскости, что обеспечивает сработку заданной глубины фрезерования полойно, соответственно уменьшая нагрузку на каждый режущий элемент рабочего органа. Фрезы с косыми и винтовыми ножами подразделяются в зависимости от направления вращения рабочего органа на заборные и метательные. В первом случае сфрезерованная крошка попадает внутрь фрезы и подвергается интенсивному измельчению и перетиранию. Метательные фрезы отбрасывают сфрезерованную крошку в направлении вращения.

По расположению отдельных фрез относительно друг друга фрезерование может осуществляться многослойным и многорядным способами [4], как показано на схемах (рис. 3).

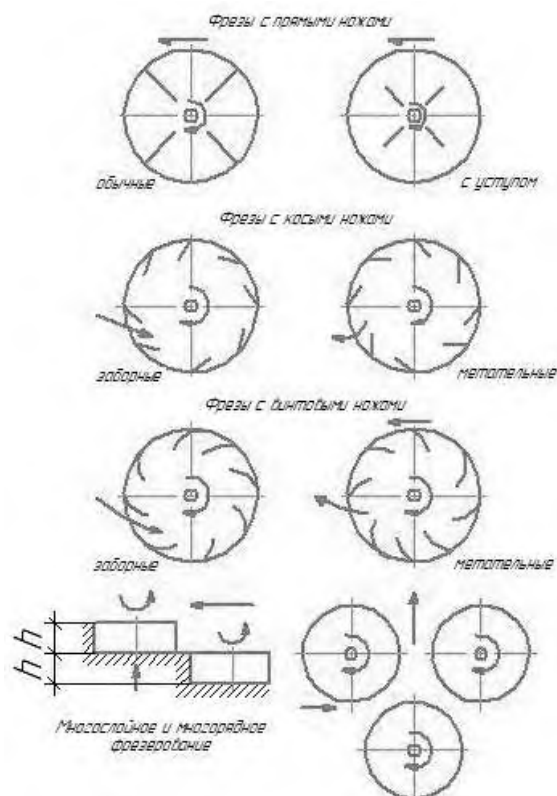


Рис. 3. Типы рабочих органов

Применение представленных типов рабочих органов и методы вертикального фрезерования позволяют использовать их в инновационных технологиях торфяного производства [5-8].

### Список литературы

1. Самсонов Л.Н., Зюзин Б.Ф. Кинематика вертикально-фрезерующих рабочих органов / Торфяная промышленность. 1988. № 11. С. 12 – 13.
2. Зюзин Б.Ф., Долженко А.Б. Обоснование режимов работы вертикально-фрезерующих устройств / Торфяная промышленность. 1990. № 5. С. 5 – 8.
3. Устройство для фрезерования торфяной залежи / П.М. Гурко, В.Б. Пономарев, В.Е. Верещака, Б.С. Шенин, А.П. Стужин, В.П. Сибирев, А.П. Парасенков // А.С. № 1585521. Оpubл. 15.08.90. Бюлл. № 30. 5 с.
4. Устройство для фрезерования торфяной залежи / Б.Ф. Зюзин, Л.Н. Самсонов, А.Н. Долматов, Н.В. Кузнецов, Г.А. Смирнов // А.С. №798305. Оpubл. 15.04.91. Бюлл. № 14.
5. Машины и оборудование торфяных производств. Учебное пособие / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, Т.Б. Яконовская. Тверь: ТвГТУ, 2015. 160 с.
6. Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I. Technical modernization as an element of technological safety of a peat mining enterprise (for example «Tverregiontorf») // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International science and technology conference "Earth science", Vladivostok, Russian Federation, 08–10 декабря 2020 г. – Vladivostok: IOP Publishing Ltd, 2021.
7. Михайлов А.В. и др. 2017 Экскаваторно-погрузочная техника для добычи торфа IOP Conf. Ser. : Earth Environ. Sci. 87 022014.
8. Михайлов А.В. и др. 2021 Модели для представления предельных состояний в геомеханике J. Phys. : Conf. Ser. 1753 012034.

УДК 622.232

## КИНЕМАТИКА ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА «ГОРНЫЙ»

Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Хорошавин С. А., Шестаков В. С.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Выполнена оценка режимных параметров механизма рычажного рабочего оборудования типа прямая лопата карьерного экскаватора. На основе кинематического и силового анализа механизма получены зависимости для расчета скоростей рабочих движений и усилий, действующих на звенья механизма. Разработаны имитационная модель процесса экскавации и методика определения рациональных значений скоростей рабочих движений, обеспечивающих перемещение ковша (вершины режущей кромки) по заданной траектории. Выявленные закономерности изменения кинематических свойств могут быть использованы при проектировании системы управления приводами главных механизмов. Предложенная методика позволит обеспечить координацию работы главных исполнительных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации.*

**Ключевые слова:** передаточный механизм карьерного экскаватора; имитационная модель процесса экскавации; методика определения рациональных значений скоростей рабочих движений.

## KINEMATICS OF THE MAIN MECHANISMS OF THE MINING EXCAVATOR "GORNY»

Komissarov A. P., Yu. A. Lagunova, S. A. Khoroshavin, V. S. Shestakov

*The evaluation of the operating parameters of the mechanism of the lever working equipment of the straight shovel type of a quarry excavator was performed. On the basis of the kinematic and force analysis of the mechanism, the dependences for calculating the speeds of working movements and the forces acting on the links of the mechanism are obtained. A simulation model of the excavation process and a method for determining the rational values of the speeds of working movements that ensure the movement of the bucket (the top of the cutting edge) along a given trajectory are developed. The revealed patterns of changes in the kinematic properties can be used in the design of the drive control system of the main mechanisms. The proposed method will ensure the coordination of the main executive mechanisms when they work together during the excavation process.*

**Keywords:** transfer mechanism of a quarry excavator; simulation model of the excavation process; method of determining the rational values of the speeds of working movements.

В современных условиях при ограниченности материальных и энергетических ресурсов на первый план выдвигается проблема создания высокопроизводительного и ресурсосберегающего оборудования, основанного на более совершенных технологических и конструктивных принципах.

Эффективность функционирования карьерного экскаватора как сложной электромеханической системы определяется степенью согласования режимных параметров и координацией работы главных исполнительных механизмов при выполнении рабочего процесса экскавации горных пород в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации оборудования.

В технической литературе [1–6] недостаточно полно освещены вопросы, связанные с определением и согласованием режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации оборудования. Определение скоростей и усилий, реализуемых на ве-

домых звеньях механизмов, производятся лишь при расчетных положениях рабочего оборудования.

Предварительный выбор установленной мощности приводов главных исполнительных механизмов производится по примерным скоростным и нагрузочным диаграммам.

Определение и согласование режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях позволит разработать алгоритм управления приводами главных механизмов и, в конечном счете, увеличить производительность экскаватора.

Предмет исследования – выявление технических и технологических особенностей карьерного экскаватора с рычажным рабочим оборудованием [7, 8].

Рабочее оборудование (рис. 1) включает рукоять, жестко соединенную с ковшом и установленную в седловом подшипнике, и несущую балку (верхняя рукоять), установленную в седловом подшипнике и соединенную с рукоятью посредством рамы и тяги.

Отличительными существенными признаками [9] рабочего оборудования являются:

- отсутствие стрелы;
- отсутствие двуногой стойки;
- отсутствие подъемного механизма;
- конструктивная унификация главных механизмов (напорный механизм и механизм перемещения несущей балки);
- исключение из состава рабочего оборудования стрелы и установка главных механизмов на поворотной платформе обеспечивает существенное уменьшение массы рабочего оборудования.

Методы исследования – методы теории механизмов и машин; имитационное моделирование процесса экскавации горных пород; вычислительный эксперимент.

В процессе экскавации горных пород при совместном действии главных механизмов образуется передаточный механизм (механизм рабочего оборудования), соединяющий главные механизмы с ковшом и состоящий из элементов рабочего оборудования и звеньев главных механизмов.

Разработана математическая модель передаточного механизма на основе структурного и кинематического анализа [10 – 12].

Получены выражения для определения кинематических передаточных функций механизма, т. е. функциональных зависимостей между скоростью копания и скоростями напора и перемещения несущей балки.

В общем виде выражения для кинематических передаточных функций составят:

$$\Phi_{V_H} = \frac{V_H}{V_K} = f_1(X_K, Y_K, \psi, l_{3B});$$

$$\Phi_{V_{нб}} = \frac{V_{н.б}}{V_{к}} = f_2(X_K, Y_K, \psi, l_{зв}),$$

где  $V_{н}$ ,  $V_{н.б}$ ,  $V_{к}$  – скорости напора, перемещения несущей балки и копания соответственно;  $X_K$ ,  $Y_K$  – координаты точки  $K$  (вершины режущей кромки ковша);  $\psi$  – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша;  $l_{зв}$  – геометрические размеры звеньев.

На основе математической модели передаточного механизма разработана имитационная модель процесса экскавации и проведен вычислительный эксперимент.

Экспериментирование с помощью модели тождественно нахождению значений выходных характеристик при заданных значениях входных переменных и постоянных аргументов, т. е. подстановке в алгоритм конкретных чисел и расчету по формулам. Перебор вариантов решений производится с заданным шагом варьирования. В ходе просчета и калибровки математической модели накапливается информация о функциональных возможностях различных структурных схем рабочего оборудования. Таким образом, имитационное моделирование состоит в многократном воспроизведении функционирования (поведения) исследуемой системы на основе математической модели. Результаты имитационного моделирования представляют собой набор величин, характеризующих исследуемый процесс.

На рис. 2 приведены графики скоростей рабочих движений (скорости напора  $V_{н}$  и перемещения несущей балки  $V_{н.б}$ ) и окружных сил  $F_{н}$  и  $F_{н.б}$  в зацеплении кремальерных шестерен с рейками в механизмах напора и перемещения несущей балки при перемещении ковша по эквидистантным траекториям в процессе отработки экскаваторного забоя.

Разработанная методика расчета режимных параметров главных механизмов позволяет определить для любой точки в рабочей зоне экскаватора при заданных угле наклона касательной к траектории перемещения ковша и скорости копания необходимые значения скоростей рабочих движений из условия реализации заданной траектории.

Преимущества экскаватора «Горный»:

- упрощается конструкция рабочего оборудования;
- обеспечивается согласованность рабочих движений и упрощается управление процессом экскавации;
- линейные параметры экскаватора возрастают по сравнению с экскаватором типа ЭЖГ при равных вместимостях ковшей.

Полученные зависимости для определения скоростей рабочих движений могут быть использованы при разработке системы цифрового управления приводами главных механизмов карьерного экскаватора «Горный».

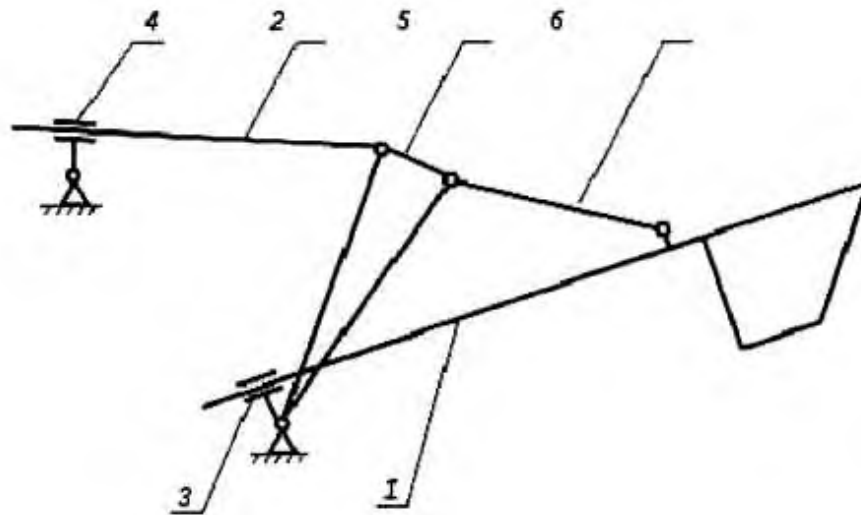


Рис. 1. Схема рычажного рабочего оборудования:  
 1 - рукоять, жестко соединенная с ковшем; 2 - несущая балка;  
 3, 4 - седловой подшипник; 5 - рама; 6 - тяга

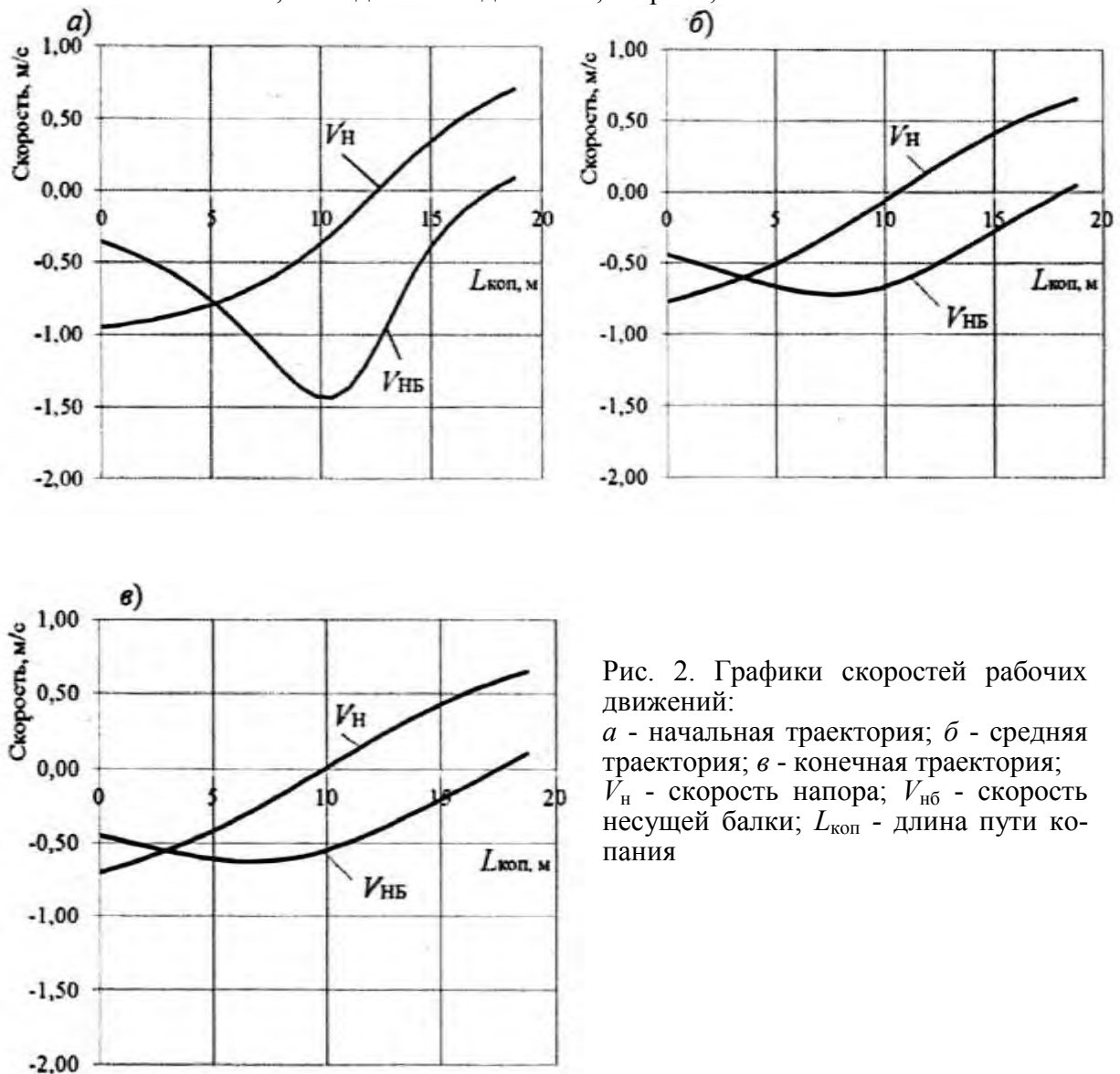


Рис. 2. Графики скоростей рабочих движений:  
 а - начальная траектория; б - средняя траектория; в - конечная траектория;  
 $V_n$  - скорость напора;  $V_{нб}$  - скорость несущей балки;  $L_{коп}$  - длина пути копания

## Список литературы

1. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П. Взаимосвязи режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса экскавации горных пород // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 7 – 10.
2. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Лукашук О. А., Плотников Н. С. Новый тип рабочего оборудования карьерного экскаватора. Уголь. 2018. № 12 (1113). С. 27 – 29.
3. Комиссаров А. П., Лукашук О. А., Плотников Н. С. Технические и технологические особенности карьерного экскаватора «Горный» // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: Материалы V Междунар. науч.-практ. конф. «Горная и нефтяная электромеханика – 2018». Пермь, 15-18
4. Комиссаров А. П., Плотников Н. С. Математическая модель механизма рабочего оборудования карьерного экскаватора «Горный» // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XVII Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», 04-05 апр., 2019 г., г. Екатеринбург. Екатеринбург: УГГУ, 2019. С. 271 – 275.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГГУ, 2007. 680 с.: ил.
6. Патент на полезную модель «Экскаватор «Горный» № 178976; опубл. 24.04.2018. Бюл. № 12.
7. Плотников Н. С., Летнев К. Ю., Лукашук О. А. «Обратимость» главных механизмов карьерного экскаватора при экскавации горных пород // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XIV Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека». Екатеринбург (12-13 апреля 2018): Изд-во УГГУ, 2018. С. 48 – 50.
8. Плотников Н. С. Определение режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора при экскавации горных пород // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XIV Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека». Екатеринбург (12-13 апреля 2018): Изд-во УГГУ, 2018. С. 58 – 62.
9. 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.
10. Чулков Н. Н. Расчет приводов карьерных машин. М.: Недра, 1987. 196 с.
11. Frimpong S., Hu Y., Chang Z. Performancesimulation of shovel excavators for earthmoving operations // In Summer in computer simulation conference (SCSC/03). 2003. pp. 133 – 138.
12. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12thIFTtoMMWorldCongress, Besancon, June 18-21, 2007. 6 pp.

УДК 621.879

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Бахарева В. И., Комиссаров А. П., Набиуллин Р. Ш., Хорошавин С. А.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Показано, что рычажные механизмы являются главными исполнительными механизмами в гидравлических экскаваторах и передаточными механизмами, соединяющими главные механизмы (подъемный и напорный) с ковшом, в электромеханических экскаваторах (мехлопатах). Получены выражения для передаточных функций рычажных механизмов, определяющих кинематические свойства и механические характеристики механизмов. Сформулированы требования к рациональным кинематическим схемам рычажных механизмов.*

*Ключевые слова:* карьерные экскаваторы; рычажные механизмы; рациональные кинематические схемы механизмов.

## KINEMATIC ANALYSIS OF LEVER MECHANISMS OF QUARRY EXCAVATORS

**Bakhareva V. I., Komissarov A. P., Nabiullin R. Sh., Khoroshavin S. A.**

*It is shown that lever mechanisms are the main actuators in hydraulic excavators and transfer mechanisms connecting the main mechanisms (lifting and pressure) with the bucket, in electromechanical excavators (mechlopats). Expressions are obtained for the transfer functions of lever mechanisms that determine the kinematic properties and mechanical characteristics of the mechanisms. The requirements for rational kinematic schemes of lever mechanisms are formulated.*

*Keywords:* mining excavators; lever mechanisms; rational kinematic schemes of mechanisms.

Одним из основных резервов повышения эффективности функционирования карьерных экскаваторов является обоснование рациональных режимных параметров главных исполнительных (копающих) механизмов, обеспечивающих требуемые значения энергосиловых параметров, реализуемых на режущей кромке ковша, при экскавации горных пород.

Приводы главных механизмов карьерных экскаваторов отличаются схемой передаточного устройства. В гидравлических экскаваторах передаточное устройство представляет собой гидромеханический агрегат, в котором гидродвигатель (цилиндр и шток) является частью (звеньями) главного рычажного механизма. В мехлопатах передаточное устройство включает главные механизмы и рычажный механизм, соединяющий главные механизмы с ковшом.

При этом преобразование параметров механической энергии двигателей в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша, происходит в зависимости от кинематических свойств рычажных механизмов.

Изучение кинематических свойств рычажных механизмов одноковшовых экскаваторов позволит осуществить синтез схем рычажных механизмов, реализующих рациональные режимные параметры главных механизмов.



Целью исследования является синтез схем рычажных механизмов, реализующих рациональные режимные параметры главных механизмов одноковшовых экскаваторов.

Задачи, решаемые в данной работе:

- кинематический и силовой анализ рычажных механизмов;
- определение передаточных функций рычажных механизмов, определяющих механические характеристики главных механизмов.

Объектом исследования являются рычажные механизмы гидравлических экскаваторов и мехлопат.

Предмет исследования заключается в установлении взаимосвязей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке ковша, и режимными параметрами главных механизмов с учетом кинематических свойств рычажных механизмов.

Методы исследования – математическое моделирование и вычислительный эксперимент.

### ***Гидравлические экскаваторы***

Особенностью главных механизмов гидрофицированного рабочего оборудования (рис. 1) является наличие кинематической связи между гидродвигателями (гидроцилиндрами) и звеньями механизмов, так как сами гидродвигатели (собственно цилиндр и поршень со штоком) являются звеньями механизмов.

В целом, главные механизмы (механизмы поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша) гидравлического экскаватора представляют собой гидромеханические агрегаты, состоящие из двигателя (гидроцилиндра) и рычажно-гидравлического механизма, звеньями которого является элемент рабочего оборудования (стрела, рукоять или ковш), а также собственно цилиндр и поршень со штоком.

При этом соотношения между параметрами механической энергии гидродвигателей и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях (стреле, рукояти и ковше), зависят как от вида механической характеристики гидродвигателей, так и от типа структурной схемы механизмов.

На основе кинематического и силового анализа главных механизмов гидравлического экскаватора получены аналитические выражения для расчета кинематической  $ПФ_V$  и силовой  $ПФ_F$  передаточных функций.

Зависимости для определения передаточных функций главных механизмов имеют вид:

$$ПФ_V = \frac{V_{B.3B_i}}{V_{шт}} = f_1(l_n, \alpha_i);$$

$$ПФ_F = \frac{F_{B.3B_i}}{F_{шт}} = f_2(l_n, G_n, \alpha_i),$$

где  $V_{B.3B_i}$  – текущие значения скоростей ведомых звеньев и механизмов, т. е. скоростей точки  $B$  стрелы, точки  $C$  рукояти и точки  $K$  ковша (скорость

копания) соответственно;  $V_{шт}$  – скорость перемещения штока гидроцилиндра;  $l_n$  – размеры (длины) звеньев механизма;  $\alpha_i$  – текущие значения углов, определяющие относительные положения звеньев при перемещении штока гидроцилиндра;  $F_{в.зв_i}$  – текущее значение усилий, действующих на ведомых звеньях, т. е. усилий в точке  $B$ , точке  $C$  и точке  $K$  соответственно, направленное перпендикулярно радиусам-векторам  $AB$ ,  $BC$  и  $CK$ ;  $F_{шт}$  – усилие, действующее на штоке гидроцилиндра;  $G_n$  – силы тяжести звеньев механизмов поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша.

Установлено [1, 2], что скорости ведомых звеньев и усилия, действующие на ведомых звеньях, а также механические характеристики рычажных механизмов в целом изменяются в широком диапазоне в течение рабочего хода и зависят от относительных положений звеньев механизмов. При этом механические характеристики некоторых механизмов не соответствуют закономерностям изменения внешних нагрузок. Так, в механизме поворота ковша усилия на режущей кромке ковша возрастают при движении штока гидроцилиндра примерно на половину рабочего хода, а затем уменьшаются. Следовательно, механическая характеристика рассматриваемого механизма поворота ковша не обеспечивает соответствия между значениями силовых параметров, реализуемых на ковше, и режимом нагружения механизма, характеризующимся ростом величины внешних нагрузок в процессе копания. Следовательно, при экскавации породы в конце рабочего хода гидродвигатель будет перегружаться, что может привести к срабатыванию предохранительного клапана и прекращению рабочего процесса.

Таким образом, номинальный режим работы гидродвигателя механизма поворота ковша при полном использовании установленной мощности двигателя может быть реализован при идеальной механической характеристике механизма поворота ковша в виде монотонно возрастающей функции.

### ***Карьерные экскаваторы с рабочим оборудованием прямая лопата***

Особенность процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата при совместном действии главных механизмов (подъемного и напорного) заключается в образовании передаточного механизма, соединяющего главные механизмы с ковшом [3].

Передаточный механизм (рис. 2) состоит из выходных звеньев главных механизмов (головного блока стрелы, подъемного каната, кремальберной шестерни и седлового подшипника) и элементов рабочего оборудования.

Число степеней свободы механизма (число обобщенных независимых координат, определяющих положения всех звеньев механизма) составит

$$S = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2,$$

где  $n = 3$  – число подвижных звеньев;  $P_5 = 3$  – число кинематических пар пятого класса (одноподвижных);  $P_4 = 1$  – число кинематических пар чет-

вертого класса (двухподвижных – вращательное и поступательное движения).

В механизме с двумя обобщенными координатами в качестве обобщенных координат могут быть приняты координаты двух звеньев или одного звена, если оно образует со стойкой двухподвижную пару [4]. Так как координаты кривошипов (кремальерной шестерни и головного блока) взаимозависимы ввиду наличия кинематической связи между ними, то в качестве обобщенных координат следует принять координаты звена «рукоять-ковш», образующего со стойкой двухподвижную пару (поступательную и вращательную).

Следовательно, положения звеньев передаточного механизма и звеньев главных механизмов (подъемного и напорного) определяются положением начального звена (звена «рукоять-ковш») передаточного механизма, т. е. при экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата происходит «обратимость» главных механизмов [5].

В этом случае режимные параметры главных механизмов (скорости подъема и напора) определяются в зависимости от кинематических свойств передаточного механизма, которые характеризуются кинематическими передаточными функциями.

Разработана имитационная модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием прямая лопата, определяющая значения режимных параметров главных механизмов, обеспечивающих реализацию заданных траекторий перемещения ковша в соответствии со схемой отработки экскаваторного забоя [6].

Проведен вычислительный эксперимент по расчету режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора ЭКГ-20А производства ПАО «Уралмашзавод» при отработке забоя.

Исходные данные для расчета:

- координаты звена «рукоять-ковш», а именно координаты точки  $K$  (вершины режущей кромки ковша) –  $X_K$  и  $Y_K$ ;
- скорость копания  $V_K = 1$  м;
- угол наклона касательной к траектории перемещения ковша  $\psi = 60^\circ$ ;
- радиусы копания на уровне стояния экскаватора для начальной, средней и конечной траекторий составляют  $R_{к.ус} = 9, 12$  и  $15$  м;
- максимальная высота копания  $H_{к.мах} = 17$  м.

На рис. 4 и 5 приведены результаты расчетов в виде графиков скоростей подъема и напора в процессе отработки экскаваторного забоя по начальной, средней и конечной траекториям перемещения ковша.

Как видно из графиков, скорости рабочих движений зависят от положения ковша в забое. Так, при увеличении высоты и радиуса копания скорость подъема уменьшается (кроме начальной траектории), а скорость напора возрастает.

Существенно разнятся темпы изменения скоростей рабочих движений. Так, при копании по средней траектории перемещения ковша диапа-

зон изменения скорости подъема составляет  $D_{\text{п}} = 0,95 \div 0,25 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ , а скорости напора –  $D_{\text{н}} = -0,72 \div 0,78 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

Таким образом, режимные параметры главных механизмов карьерного экскаватора с рабочим оборудованием прямая лопата определяются в зависимости от кинематических свойств передаточного механизма, соединяющего главные механизмы с ковшом.

Установлено, что существуют рациональные значения передаточных функций главных механизмов, при которых достигается соответствие между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях, и режимом нагружения ведомых звеньев. Синтез конструктивных схем главных механизмов с рациональными значениями динамических передаточных функций позволит исключить перегрузку двигателей и, в конечном счете, повысить энергоэффективность функционирования карьерных экскаваторов.

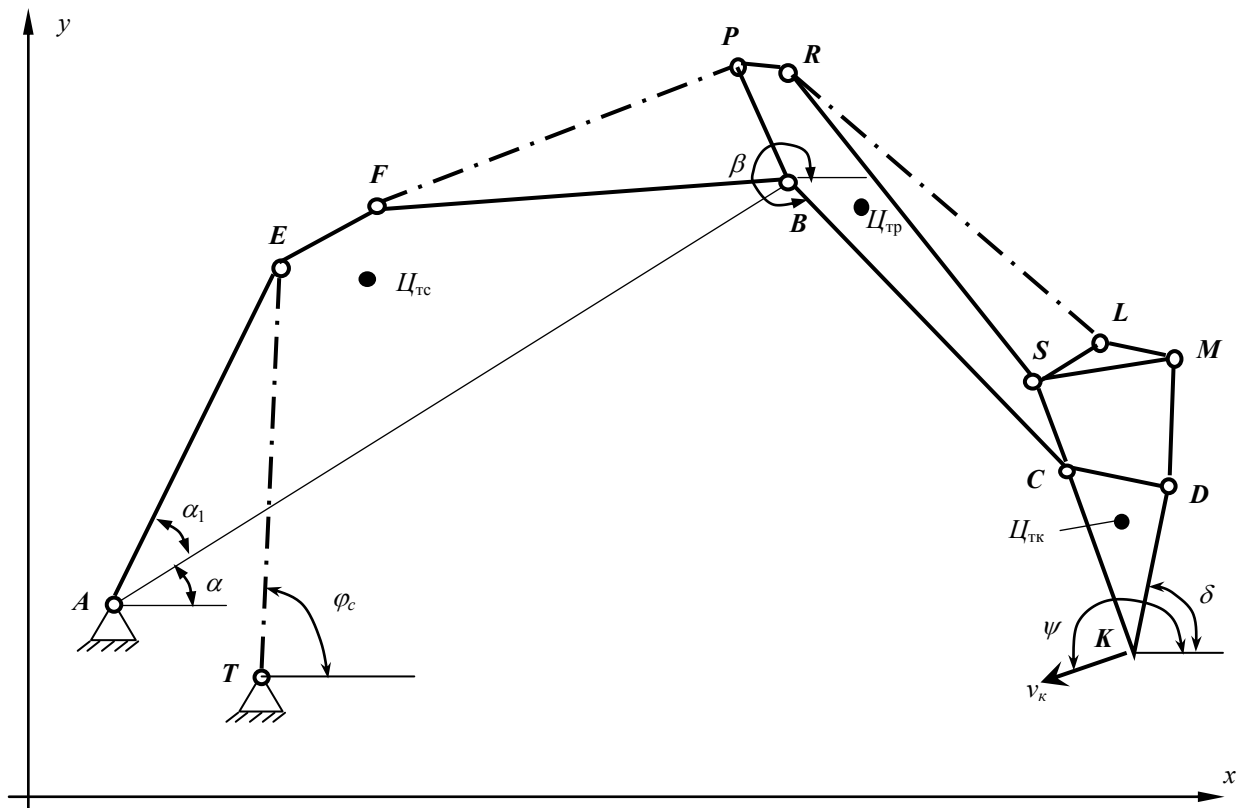


Рис. 1. Схема рабочего оборудования

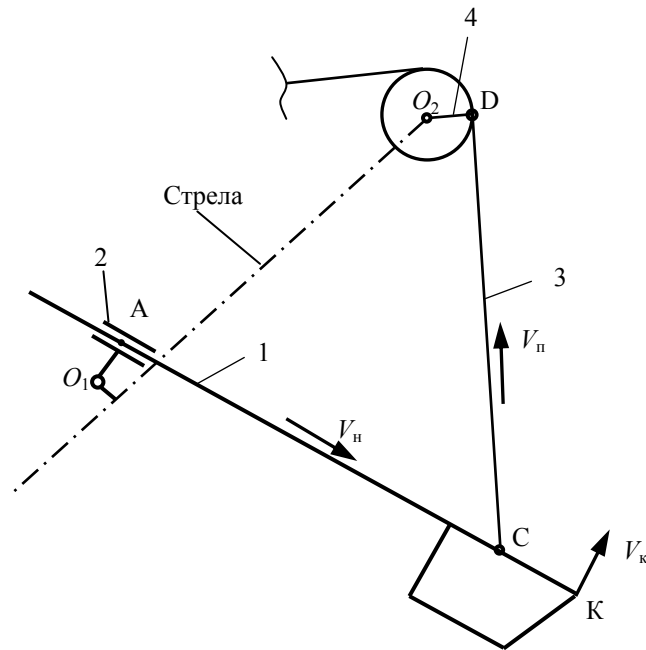


Рис. 2. Схема передаточного механизма:

1 – звено «рукоять-ковш»; 2 – кремальберная шестерня и седловой подшипник; 3 –подъемный канат; 4 – головной блок:  $V_n$ ,  $V_p$ ,  $V_k$  – скорости напора, подъема и копания

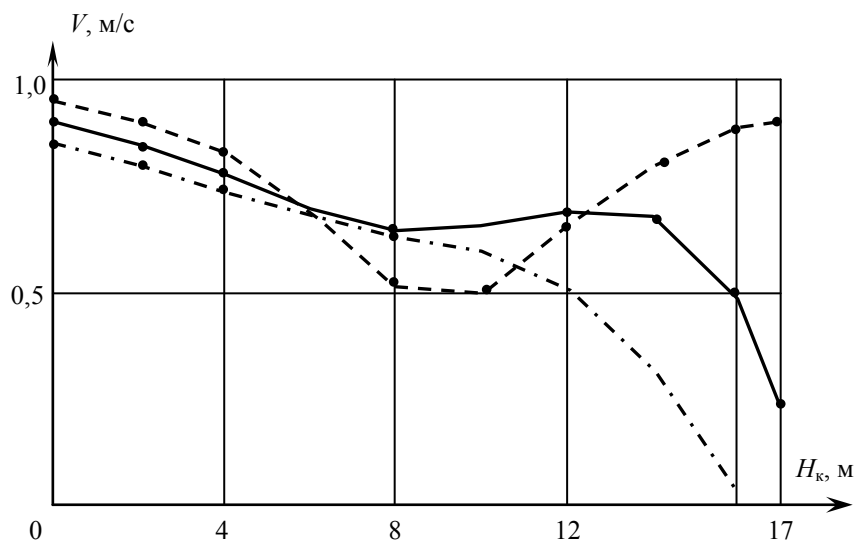


Рис. 3. График зависимости скорости подъема от высоты копания:

---- - начальная траектория;  
 ——— - средняя траектория;  
 - · - · - конечная траектория

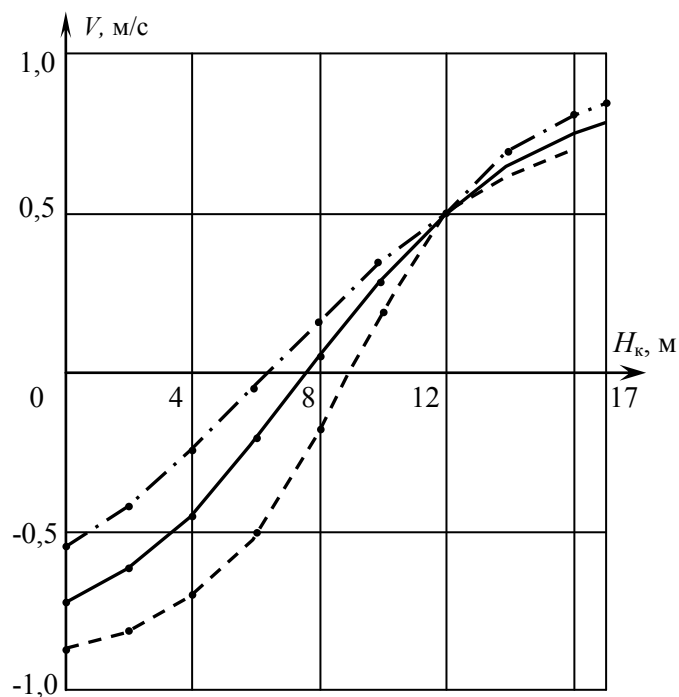


Рис. 4. График зависимости скорости напора от высоты копания:

- - начальная траектория;
- - средняя траектория;
- . - конечная траектория

### Список литературы

1. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П. Взаимосвязи режимных параметров главных механизмов карьерного экскаватора с технологическими параметрами процесса экскавации горных пород // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 6. С. 7 – 10.
2. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Лукашук О. А., Плотников Н. С. Новый тип рабочего оборудования карьерного экскаватора. Уголь. 2018. № 12 (1113). С. 27 – 29.
3. Комиссаров А. П., Лукашук О. А., Плотников Н. С. Технические и технологические особенности карьерного экскаватора «Горный» // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: Материалы V Междунар. науч.-практ. конф. «Горная и нефтяная электромеханика – 2018». Пермь, 15-18
4. Комиссаров А. П., Плотников Н. С. Математическая модель механизма рабочего оборудования карьерного экскаватора «Горный» // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XVII Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», 04-05 апр., 2019 г., г. Екатеринбург. Екатеринбург: УГГУ, 2019. С. 271 – 275.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГГУ, 2007. 680 с.: ил.
6. Патент на полезную модель «Экскаватор «Горный» № 178976; опубл. 24.04.2018. Бюл. № 12.

УДК 622.258

## ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ С КАНАТНЫМИ ПРОВОДНИКАМИ

**Куоза В. Д.**

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

*В статье рассмотрен вопрос применения канатных проводников на шахтных подъемных установках. Сформулированы факторы, препятствующие широкому распространению гибкой армировки.*

**Ключевые слова:** Канатные проводники, гибкая армировка, подъемная установка.

## THE MINE HOIST PLANTS WITH ROPE-GUIDS

**Kuoza V. D.**

*In this paper, the issue of use rope-guides the mine hoist plants. Set out factors, prevents widespread of use the flexible reinforcement.*

**Keywords:** rope-guides, flexible reinforcement, hoist plant

Производительность современных шахтных подъемных установок определяется скоростью движения подъемных сосудов в шахтном стволе, которая зависит от взаимодействия сосудов с армировкой ствола. В настоящее время на территории стран СНГ широкое распространение получила жесткая шахтная армировка. Скорость движения сосудов в стволах с жесткой армировкой не превышает 14 м/с. Жесткая армировка имеет ряд существенных недостатков, связанных с трудозатратами на возведение, большими капитальными вложениями, аэродинамическими сопротивлениями, подверженность эрозии, скоростные ограничения и сложность обслуживания во время эксплуатации.

При этом у нас в стране и активно за рубежом – в Англии, Швеции, Германии, Польше, США и др. находит свое применение гибкая армировка стволов с использованием канатных проводников. Обратит внимание на армировку данного типа подталкивает отсутствие недостатков у канатных проводников, присущих жестким конструкциям.

Гибкая армировка представляет собой систему вертикально навешанных канатов, отвечающих за направление и безопасность движения подъемных сосудов в шахтном стволе. Главную роль в такой армировке играют проводниковые канаты, выполняющие роль направляющих для сосудов при движении по стволу и выполненные в виде закрытой конструкции, реже прядевые с многопрядным металлическим сердечником. При достижении технической возможности серийного выпуска нераскручивающихся канатов закрытой конструкции, рекомендовано применение таких канатов [3].

Главными преимуществами применения гибкой армировки можно выделить:

– Время необходимое для возведения жесткой армировки зависит от глубины ствола. Для гибкой армировки необходимо только навесить канаты, что приводит к существенному сокращению времени монтажных работ. Отсутствует необходимость применения проходческого оборудования и монтаже специального оборудования для возведения армировки. Все это позволяет обеспечить более быстрый ввод подъемного комплекса в эксплуатацию

– Сокращение затрат на изготовление, возведение и монтаж элементов армировки. Снижаются эксплуатационные расходы, благодаря надежности и меньшему числу элементов. Вкупе это определяет экономическую целесообразность применения канатных проводников.

– Предельная скорость, развиваемая подъемными сосудами при использовании проводниковых канатов, может достигать 20 м/с, тогда как жесткая армировка ограничивает скорость до 14 м/с, по причине роста динамических нагрузок на металлические направляющие.

– Применение гибкой армировки на вентиляционном стволе, позволяет существенно уменьшить аэродинамическое сопротивление движению воздуха, что влечет за собой снижение потребления электроэнергии, подводимой к главной вентиляторной установке. Следовательно, уменьшаются затраты на проветривание шахты или рудника.

– Важным моментом для применения гибкой армировки на каменных рудниках, является отсутствие связи между проводниковыми канатами и тубинговой крепью. Что позволяет исключить динамические нагрузки на крепь ствола.

Однако широкому распространению канатных проводников препятствует ряд факторов, которые необходимо учитывать при проектировании или реконструкции шахтного ствола.

– Стволы со значительными искривлениями, не могут оснащаться проводниковыми канатами.

– Увеличение нагрузок на копровые шкивы, обусловленные передачей веса проводниковых канатов. Как следствие, необходимость усиления копровых шкивов.

– Опыт эксплуатации канатных проводников показал их не большой срок службы. Для прядевых канатов он составляет 2–3 [1] года и 2–4 года для закрытой конструкции.

– Большой диаметр ствола вследствие больших минимально допустимых зазоров между сосудами, а также между сосудом и крепью ствола. В стволах с гибкой армировкой по сравнению с жесткой диаметр ствола необходимо увеличить в пределах 0,5–1 м [2].

Минимально допустимы зазоры, влияющие на диаметр ствола, определяются формулой, приведенной в нормативной документации [3]:

$$\Delta = \Delta_{\Gamma} + \Delta_{\text{п.с}} + \Delta_{\text{г.с}} + \sqrt{\Delta_{\text{к.б}}^2 + \Delta_{\text{с.с}}^2 + \Delta_{\text{р}}^2},$$



где  $\Delta_r$  – гарантированный зазор между подъемным сосудом и крепью ствола, м;

$\Delta_{п.с}$  - максимально возможная величина перемещений подъемного сосуда, м;

$\Delta_{г.с}$  - максимально ожидаемая величина горизонтальных смещений стенок ствола к концу его эксплуатации при прохождении ствола в ранее подработанном массиве, м;

$\Delta_{к.б}$  - максимальная величина перемещений канатных проводников из-за крена башенного копра, м;

$\Delta_{с.с}$  - максимально возможные отклонения стенок ствола при его строительстве от проектного положения, м;

$\Delta_p$  - максимально возможные погрешности разбивочных работ, м.

Несмотря на перечисленные недостатки, к возможности применения канатной армировки обращаются при оценке вариантов проектирования шахтных подъемных установок, оснащенных современными системами контроля их параметров.

В зарубежных статьях активно освещаются исследования, проводимые в области применения канатных проводников. Рассматриваются процессы боковых отклонений подъемных сосудов, связанные с аэродинамическими силами воздушного потока, при различных компоновках стволов [5].

Так же поднимают вопросы об определении необходимых зазоров между подъемным сосудом и крепью. Взаимодействие жидкости и подъемных конструкций используют для прогнозирования поведения подъемных систем и моделирования поперечных колебаний транспортных средств с канатными направляющими. Высказываются выводы о максимальных аэродинамических силах и боковых колебаниях в момент встречи двух подъемных сосудов, при разъезде боковые колебания еще остаются, но являются затухающими [6].

Основные факторы, сдерживающие, по мнению автора статьи, широкое применение подъемных установок с гибкой армировкой.

1. При проектировании шахтных стволов проектные и экспертные организации вынуждены ориентироваться на нормативную документацию, разработанную в 80-е годы двадцатого века [3]. В стране отсутствуют результаты оценки и обобщения опыта эксплуатации шахтных подъемных установок с канатными проводниками, практически не проводились исследования в этом направлении.

2. При расчете параметров канатных проводников не учитываются возможности современных шахтных подъемных установок по контролю натяжения подъемных канатов, позволяющих исключить работу многоканатных подъемных установок с неравномерным натяжением подъемных канатов [2]. Известно, что неравномерное натяжение подъемных канатов является основной причиной поворачивания подъемных сосудов в канатных проводниках [3].

Повышению эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок может способствовать применение современных стальных канатов, выпускаемых как зарубежными, так и отечественными канатными заводами. Это применение полужакранных канатов в качестве направляющих проводников. Использование многопрядных малокрутящихся подъемных канатов на одноканатных подъемных установках.

Важное значение имеет разработка и внедрение на подъемных установках с канатными проводниками систем непрерывного контроля параметров [4]. Эти системы должны обеспечивать непрерывный контроль натяжения проводниковых канатов и их состояния, так же периодический инструментальный контроль неравномерности натяжения подъемных канатов.

Выполнению этих работ должны предшествовать исследования динамики движения подъемных сосудов в канатных проводниках

### Список литературы

1. Аптенкар П.А., Крохин В.П. Экономическая эффективность применения канатных проводников. – «Шахтное строительство», 1965, № 10, 9-12.
2. Манец И.Г., Грядущий Б.А., Левит В.В. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов: в 2 т. 4-е изд., перераб. и доп. – Донецк: Юго-Восток, 2010. Т. 1. – 409 с., Т. 2. – 330 с.
3. Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников многоканатных подъемных установок. – Макеевка-Донбасс, 1982 - 95 с.
4. 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.
5. Wu R., Zhu Z., Cao G (2015). Computational Fluid Dynamics Modeling of Rope-Guided Conveyances in Two Typical Kinds of Shaft Layouts. PLoS ONE 10(2): e0118268, doi:10.1371/journal.pone.0118268.
6. Wu R., Zhu Z., Chen G., Cao G., Li W. Simulation of the lateral oscillation of rope-guided conveyance based on fluid-structure interaction // JVE International Ltd. Journal of Vibroengineering. May 2014.P. 1555-1563.

УДК 621.879

## АНАЛИЗ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОНЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Макарова В.В.<sup>1</sup>, аспирант, Лагунова Ю.А.<sup>1,2</sup>, проф.,

<sup>1</sup>Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет

*По мере перехода к комплексной автоматизации производства возрастает роль человека как субъекта труда и управления, который несет ответственность за эффективную работу всей технической системы. Одной из основных задач при проектировании экскаваторов является улучшение эргономических параметров, которое позволяет как повысить качество работы оператора, так и увеличить производительность в целом. Одним из основных компонентов экскаватора, к которому применимо улучшение эргономических факторов, является кабина машиниста-оператора. В кабине существует целый ряд факторов, связанных с эргономикой экскаватора, в том числе обзор из кабины – важное условие для быстрой, эффективной и безопасной работы экскаватора. Также эргономическому обоснованию подлежат конструктивные параметры узлов и машины, которые связаны с операторской деятельностью машинистов экскаваторов, направленные на создание комфортного рабочего места при выполнении разнообразных технологических операций. Процесс улучшения эргономики может распространяться и вне кабины, в частности, чтобы работа экскаватора была эффективной, необходимо подобрать навесное оборудование (ковш) в соответствии с потребностями и условиями эксплуатации, что обеспечивает более высокую производительность в любых условиях.*

**Ключевые слова:** гидравлический экскаватор, кабина экскаватора, ковш, эргономические показатели.

## ANALYSIS OF THE ERGONOMIC CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC EXCAVATOR COMPONENTS

Makarova V. V., Lagunova, YU. A.

*With the transition to complex automation of production, the role of a person as a subject of labor and management, who is responsible for the effective operation of the entire technical system, increases. One of the main challenges in excavator design is to improve ergonomic parameters, which can both improve the quality of the operator's work and increase productivity in general. One of the main components of the excavator, to which the improvement of ergonomic factors is applicable, is the operator's cab. In the cab there are a number of factors related to excavator ergonomics, including cab visibility, which is essential for fast, efficient and safe excavator operation. Also, the design parameters of units and machines, which are associated with the operator's activities of excavator operators, aimed at creating a comfortable workplace when performing various technological operations, are subject to ergonomic justification. The process of improving ergonomics can be extended outside the cab, in particular, in order for the excavator to work efficiently, it is necessary to select the attachment (bucket) in accordance with the needs and operating conditions, which ensures higher productivity in any conditions.*

**Keywords:** hydraulic excavator, excavator cabin, bucket, ergonomic performance.

Перед конструкторскими бюро машиностроительных предприятий, которые занимаются проектированием гидравлических экскаваторов, стоит несколько задач – это создание надежной техники, обеспечение её производительности и экономической эффективности, совершенствование эргономических характеристик. Последнее, безусловно, является одной из основных задач, поскольку улучшение эргономических параметров позво-

ляет как повысить качество работы оператора, так и увеличить производительность в целом.

Эргономика – это область знаний, изучающая функциональные возможности человека в условиях производственной деятельности, движения человеческого тела во время работы, затраты энергии, и производительность труда конкретного человека.

По мере перехода к комплексной автоматизации производства возрастает роль человека как субъекта труда и управления. Человек несет ответственность за эффективную работу всей технической системы, и допущенная им ошибка может привести в некоторых случаях к очень тяжелым последствиям [1].

Одним из основных компонентов экскаватора, к которому применимо улучшение эргономических факторов, является кабина машиниста-оператора. В кабине существует целый ряд факторов, связанных с эргономикой экскаватора: уровень шума для оператора и другого персонала стройки, индивидуальная приспособляемость кабины и системы управления, расположение ручного и ножного управления, опора для тела оператора, обзор из кабины и количество усилий, необходимые для управления, также удобные сидения и легкодоступные рычаги управления [2]. Все эти эргономические требования приведены в ГОСТ 12.2.130-91 «Система стандартов безопасности труда. Экскаваторы одноковшовые. Общие требования безопасности и эргономики к рабочему месту машиниста и методы их контроля» [3].

Обзор внутри и вне кабины (рис.1) – важное условие для быстрой, эффективной и безопасной работы экскаватора. Поэтому производители продолжают совершенствовать расположение переключателей, измерительных приборов, панелей дисплеев так, чтобы оператор мог быстро и легко их увидеть [4]. Но также эргономическому обоснованию подлежат конструктивные параметры узлов и машины, которые связаны с операторской деятельностью машинистов экскаваторов, направленные на создание комфортного рабочего места при выполнении разнообразных технологических операций. В частности, обеспечение хорошего и надежного наблюдения (исключение слепых зон) из кабины машиниста экскаватора, повышает качество его работы, позволяет надлежащим образом выполнять рабочие операции как производственные, так и операций управления, уменьшает утомляемость и предотвращает возникновение разных профессиональных болезней и профессиональных деформаций различных органов тела.

Производители также улучшают обзор рабочего оборудования и прилегающей территории, изменив расположение кабины, уменьшив её размер, добавив стекла, видеокамеры с выводом картинки обзора мертвых зон на дисплей.



Рис. 1. Вид из кабины машиниста экскаватора

Процесс улучшения эргономики может распространяться и вне кабины.

Рассмотрим рабочее оборудование экскаватора (рис. 2). Ковш – это основной рабочий орган экскаватора, значение которого в строительном процессе очень велико. Поэтому, чтобы работа экскаватора была эффективной, необходимо подобрать навесное оборудование в соответствии с потребностями и условиями эксплуатации. При правильном выборе ковша можно повысить производительность экскаватора на 40 %. Основная характеристика ковша – это его объем, так как он напрямую влияет на производительность спецтехники. В настоящее время можно увеличить емкость ковша, не утяжеляя его и не перегружая экскаватор. Для этого необходимо применять специальные виды стали. Еще одна характеристика – это качество ковша. Оно зависит не только от используемых материалов и комплектующих, но и от правильной технологии производства ковша. Немало важной характеристикой ковша является дизайн ковша, он должен обеспечивать высокую производительность в любых условиях эксплуатации. Главную роль здесь играет работа проектировщика. Оптимальный дизайн ковша способствует лучшему внедрению в грунт, тем самым уменьшая нагрузку на рабочее оборудование и гидравлическую систему экскаватора. А оптимальная масса ковша способствует сокращению расхода топлива экскаватора [5].



Рис. 2. Гидроцилиндр ковша

Кроме основных параметров экскаватора и области применения, необходимо учитывать такие факторы, как: нагрузка на изделие и его элементы в процессе эксплуатации, угол атаки, масса ковша, комплектация.

Для работы стрелы применяются гидравлические цилиндры двухстороннего действия. Цилиндры применяются для разворота стрелы, изменения угла установки рукояти, управления движениям ковша. На штоках цилиндров имеется проушина, которая соединяется с управляемыми узлами.

Благодаря шарнирному креплению стрелы, рукояти и ковша, а также наличию гидроцилиндров на каждом узле машинист имеет возможность переместить ковш при копании по любой траектории и создать на зубьях ковша значительные усилия. Этим рабочее оборудование с гидравлическим приводом выгодно отличается от рабочего оборудования «механической лопаты», которое имеет только продольное движение и поворот одной рукояти.

### Список литературы

1. Петрова В.Н. Организация трудовой деятельности : учеб. пособие. – Томск : Издательский Дом Томского государственного университета, 2014. – 128 с.
2. Эргономические усовершенствования экскаваторов как способ повышения производительности труда. Часть 1: <https://exkavator.ru/articles/designer/~id=1156>
3. ГОСТ 12.2.130-91. Система стандартов безопасности труда. Экскаваторы одноковшовые. Общие требования безопасности и эргономики к рабочему месту машиниста и методы их контроля (утв. Постановлением Госстандарта СССР от 28.11.1991 N 1825). М.: Издательство стандартов, 1992
4. Эргономические усовершенствования экскаваторов как способ повышения производительности труда. Часть 2: <https://exkavator.ru/articles/designer/~id=1157>
5. Электронный ресурс: [https://www.profdst.ru/img/kak\\_pravilno\\_vibrat\\_kovsh\\_new.pdf](https://www.profdst.ru/img/kak_pravilno_vibrat_kovsh_new.pdf)
6. Лодусов К. В., Хусаинов В. Г. Обзорность с рабочего места машиниста как эргономический показатель экскаватора // Известия УГГУ. 2003. №17. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obzornost-s-rabocheho-mesta-mashinista-kak-ergonomicheskii-pokazatel-ekskavatora> (дата обращения: 07.04.2021).

УДК 622.236

## ИССЛЕДОВАНИЕ МАШИННОГО И АППАРАТНОГО СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОМОЛОТА

Митусов А.А.<sup>1</sup>, проф., Решетникова О.С.<sup>2</sup>, ст. преп.

<sup>1</sup>Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова, г.Барнаул, РФ

<sup>2</sup>Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан

*В статье рассмотрены возможности изменения энергетических параметров гидромолота МГК-1, в частности, энергии удара в диапазоне от 1000 до 3000 Дж и частоты ударов от 5 до 11 Гц, в зависимости от конструктивных параметров силовой части и системы управления гидромолота, что позволяет его применять для различных видов работ - от рыхления и трамбовки до дробления негабаритов горных пород.*

**Ключевые слова:** импульсный гидропривод, гидромолот, дробление, рабочий объем, ход бойка, энергия удара, частота ударов

### RESEARCH OF MACHINE AND HARDWARE METHODS OF REGULATING OF A HYDRAULIC HAMMER CHARACTERISTICS

Mitusov A.A.<sup>1</sup>, prof., Reshetnikova O.S.<sup>2</sup>, senior lecturer

*The article deals with the possibility of changing the energy parameters of the MGK-1 hydraulic hammer, in particular, the impact energy in the range from 1000 to 3000 J and the impact frequency from 5 to 11 Hz, in depending on the constructive parameters of the power unit and the control system of the hydraulic hammer, which makes it possible to use it for various types of work - from loosening and tamping to crushing oversized rocks.*

**Keywords:** pulsed hydraulic drive, hydraulic hammer, crushing, displacement, striker stroke, impact energy, impact frequency

Представленные исследования подчинены задаче обеспечить для гидромолота МГК-1 (молот гидравлический «Караганда») возможность изменения величин энергии и частоты ударов приемами настройки и регулирования. Молот с энергией удара до 3000 Дж разработан в КарГТУ по теме МОН РК проекта №АР05134109. Однако практика применения гидромолотов характеризуется большим количеством параметрически различающихся конструкций. Это обстоятельство обуславливает при решении проблем импортозамещения экономическую целесообразность создания единой конструкции с параметрами, обеспечивающими изменения величин энергии удара в диапазоне 1000...3000Дж.

На рисунке 1 приведены принципиальная и конструктивная схемы гидромолота МГК-1 [1]. На схемах поршень-боек ПБ с двумя посадочными поверхностями образует в ударном гидроцилиндре (УГЦ) переднюю камеру К1. Задняя камера К2 образована автономным одноступенчатым плунжером ПЗ, выполняющим функции поршня для камеры К2 и золотникового элемента первого каскада системы автоматического распределения. Система представляет собой замкнутый гидравлический контур, второй каскад которого Р является исполнительным элементом, соединяющим камеру К2 попеременно с напорной Н или сливной С линиями. В линии

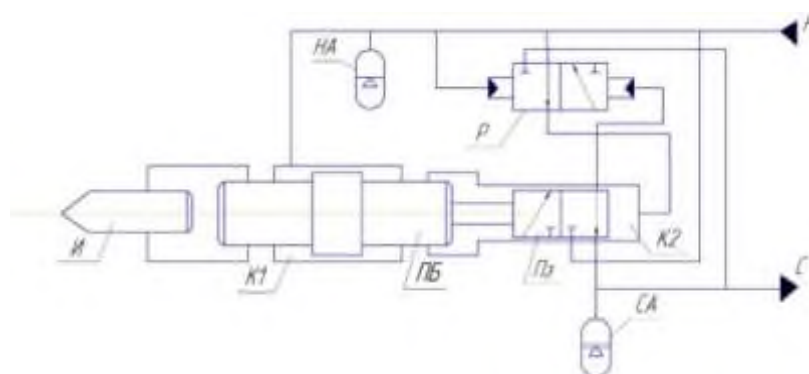
встроены аккумуляторы НА и СА, соответственно. Инструмент И является исполнительным органом молота.

Для проведения исследований использованы имитационные модели компьютерных программ «Research» и «Zolotnik» [2], чем обеспечивается, кроме того, проведение сопутствующих машинных испытаний. Исследовательские задачи решаются в проектировочной постановке: определить конструктивные параметры силовой части и системы управления, обеспечивающие возможности изменения величины энергии и частоты ударов приемами настройки и регулирования.

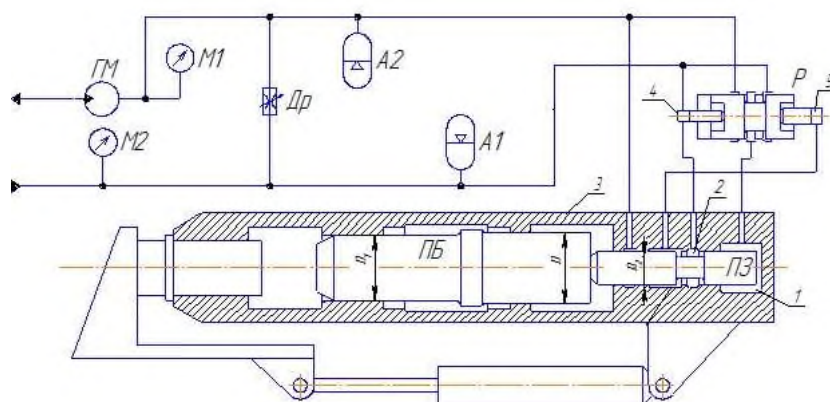
Анализ конструктивной схемы на рисунке 1,б показывает, что изменение выходных характеристик молота возможно за счет изменения параметров силовой части (объемное регулирование) или устройства управления (аппаратное регулирование).

Обобщенным конструктивным параметром гидромолота является его рабочий объем  $q$ , величина которого зависит от площадей передней  $K1$  и задней  $K2$  камер УГЦ, определяющихся диаметрами  $D$ ,  $D1$  и  $D2$ , а также от величины хода бойка  $h$ . При этом оперативно в процессе работы гидромолота возможно изменение только хода бойка  $h$ , а диаметры  $D$ ,  $D1$  и  $D2$  могут изменяться только при ремонте гидромолота в процессе его настройки.

а)



б)



НА, СА – аккумуляторы; Р – распределитель; ПБ – поршень-боек; ПЗ – поршень-золотник; ГМ – гидромотор; M1, M2 – манометры, Др – дроссель;

а) принципиальная; б) конструктивная на стенде для исследований физической модели гидромолота

Рисунок 1 - Схемы гидромолота МГК-1



Таблица 1 – Влияние регулирования хода бойка и давления питания на изменение выходных параметров гидромолота МГК -1

h, мм	P, МПа	A, Дж	n, 1/с	$\eta$	N, кВт
60	10	840	8.5	0.67	7,14
	15	1260	10.5		13.2
	20	1690	12.1		20.45
	25	2190	13.8		30.25
80	10	1070	6.9	0.66	7.4
	15	1620	8.6		13.9
	20	2190	10.0		21.9
	25	2710	11.2		30.35
100	10	1260	5.8	0.62-0.65	7.3
	15	1940	7.2		13.97
	20	2540	8.3		21.1
	25	3300	9.5		31.35
120	10	1470	4.9	0.61	7.2
	15	2240	6.1		13.7.
	20	2960	7.1		21
	25	3705	7.9		29.3
140	10	1630	4.1	0.59	6.7
	15	2460	5.2		12.8
	20	3290	6.0		19.7
	25	4200	6.05		25.2

Настроечным также является давление питания  $P_d$ , однако этот параметр на практике рассматривается, как регулировочный, ввиду возможности легко изменяться в оперативной ситуации посредством аппаратного регулирования.

В таблице 1 представлены обобщенные результаты исследований, где заданному значению хода бойка соответствуют 4 установки давления питания 10–25 МПа. Кроме того, приведены изменения выходной мощности, позволяющие судить о рациональных ограничениях на ход бойка и давление питания. Интенсивность изменений энергетических параметров хорошо прослеживается при их графическом представлении.

Результаты эксперимента отражены на рисунке 2, где графически проиллюстрирована картина управления выходными параметрами УГД гидромолота при переводе его из режима дробления и отбойки с энергией ударов от 1.4 кДж до 2.9 кДж и частотой от 5 Гц до 7.3 Гц в легкий режим, например, рыхления, трамбовки или бурения, с энергией ударов от 0.7 кДж до 1.3 кДж и частотой от 8.3 Гц до 11 Гц, что целесообразно для некоторых технологических процессов, например, проведения траншейной прокладки трубопроводов, ремонта горных выработок или проходки вертикальных стволов, где ударный способ разрушения требуется и для обурирования забоя, и для додрабливания невыгруженной части породы после буро-взрывного процесса. На диаграмме построены энергочастотные характеристики, для настроек УГД на ход  $h' = 120$  мм, 110 мм, 100 мм, 80 мм, 60 мм. Пунктирными линиями соединены точки значений выходных характеристик при постоянных давлениях  $P_d=10$  МПа,

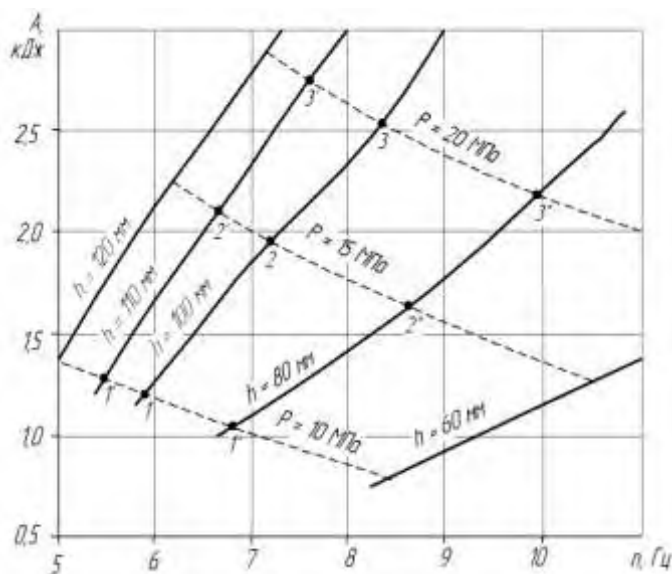


Рисунок 2 - Характеристики режимов работы гидромолота МГК-1 при регулировании энергочастотной характеристики  $A(n)$ , связанных изменением давления питания  $P$  и настройкой хода бойка  $h'$

– переходом с одной энергочастотной характеристики на другую с изменением значения  $K_H$ . В качестве примера иллюстрации данной методики на рисунке 2 перестройки режимов осуществляются в два этапа. На первом, при параметрах молота, соответствующих режиму отбойки при  $h' = 100$  мм:  $P_d = 10$  МПа,  $A = 1200$  Дж,  $n = 5,9$  Гц (точка 1); переход на  $P_d = 15$  МПа,  $A = 1950$  Дж,  $n = 6,8$  Гц (точка 2); переход на  $P_d = 20$  МПа,  $A = 2550$  Дж,  $n = 8,3$  Гц (точка 3). Переход на более легкий режим:  $h' = 80$  мм, коэффициент настройки  $K_H = 16$  Дж·с<sup>2</sup> (точка 3'). При этом молот переходит без изменения давления на более высокочастотный режим,  $A = 2150$  Дж,  $n = 10$  Гц (точка 3'). Далее адаптация к условиям работы производится снижением давления питания: 15 МПа – 1600 Дж и 8,7 Гц (точка 2'); 10 МПа - 1050 Дж и 6,9 Гц (точка 1').

15 МПа и 25 МПа.

Состояние характеристик определяется, кроме значений энергии и частоты ударов  $A$  и  $n$ , также значениями коэффициента настройки  $K_H$ , характеризующего их взаимосвязь и выражающегося через обобщенные конструктивные параметры:  $q$  – рабочий объем и  $Ru$  – инерционное сопротивление УГД [3]:

$$K_H = Ru(x) \cdot q^3.$$

Регулирование величиной давления  $P_d$  характеризуется движением вдоль каждой энергочастотной характеристики с сохранением значения коэффициента настройки  $K_H$ , а настройка величиной хода  $h'$

### 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, 2018. – 68 с. – № ГР 0118РК00681. – Инв. № 0218РК00418.
2. Митусов А.А. Митусов В.А. «САД УГД» (программный комплекс для ЭВМ) // Свидетельство о государственной регистрации РК № 060 ИС 03995 26.01.2010 г.
3. Митусов А.А. Автоматизированное проектирование гидродвигателей ударного действия: учеб. пособие. - Караганда: КарГТУ, 2002. - 109 с.

УДК 622.271

## ПОДГОТОВКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Набиуллин Р.Ш., доц.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*В работе приведена математическая модель функционирования главных механизмов рабочего оборудования гидравлического экскаватора, полученная в результате проведения теоретических исследований, а именно выявления закономерностей формирования нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора. Метод не может помочь в полной мере оценить степень нагруженности элементов рабочего оборудования экскаватора так как процесс работы главных механизмов рабочего оборудования связан со взаимодействием зубьев ковша экскаватора с горными породами и его следует рассматривать как плохо организованную систему. Характеристики этого процесса определяются множеством неконтролируемых факторов, которые не учитываются в предложенной модели. Поэтому для оценки точности полученной математической модели необходимо использовать экспериментальные методы, основанные на результатах, полученных при исследовании объекта в реальных условиях.*

**Ключевые слова:** рычажно – гидравлический механизм, рабочее оборудование гидравлического экскаватора, кинематическая передаточная функция, динамическая передаточная функция, нагруженность металлоконструкций рабочего оборудования.

## PREPARATION OF AN EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE WORKLOAD OF THE WORKING EQUIPMENT OF MINING EXCAVATORS

Nabiullin R.Sh.

*This work presents a mathematical model of the functioning of the main mechanisms of the working equipment of a hydraulic excavator, obtained as a result of theoretical research, namely, to identify patterns of formation of loads on the working equipment of the hydraulic excavator. However, this method cannot help to fully assess the degree of strain on the elements of the working equipment of excavator as the process of the main mechanisms of working equipment associated with the interaction of excavator bucket teeth with rocks and it should be regarded as a poorly organized system. Characteristics of this process are defined by set of uncontrollable factors which are not considered in the offered model. Therefore, to assess the accuracy of the obtained mathematical model, it is necessary to use experimental methods based on the results obtained in the study of the object under real conditions.*

**Keywords:** lever - hydraulic mechanism, working equipment of a hydraulic excavator, kinematic transfer function, dynamic transfer function, operating characteristic of a hydraulic excavator, the load on the steelwork of the working equipment.

Гидравлический экскаватор – это техническая система. Рабочее оборудование карьерного экскаватора является базовым элементом, этой системы. Функционально рабочее оборудование экскаватора есть рычажный передаточный механизм. От других механизмов рычажные механизмы отличаются тем, что они обладают «индивидуальными» кинематическими свойствами, которые определяются структурной схемой механизма, видом кинематических связей между звеньями и геометрическими параметрами (длинами) звеньев. Рабочий процесс технической системы в данном случае представляет собой процесс взаимодействия подсистем этой технической

системы с горной породой. Таким образом, для упрощения анализа технической системы целесообразно использовать ее блочно-иерархическое представление, когда на определенном иерархическом уровне используется своя математическая модель.

**Цель исследования** – анализ математической модели функционирования рабочего оборудования карьерного экскаватора и выявление возможностей повышения ее точности и универсальности применения.

**Задачи исследования:**

обоснование метода создания главной математической модели функционирования рабочего оборудования карьерного экскаватора;

определение вида и схемы эксперимента с учетом требований точности и универсальности к математической модели;

**Решение задач исследования.** Наиболее крупными и часто используемыми при анализе технических систем иерархическими уровнями являются уровни, которые принято называть: микроуровень (уровень В), макроуровень (уровень Б), мета уровень (уровень А) [1].

В нашем случае, когда объектом исследования является рабочее оборудование гидравлического экскаватора интерес, представляют уровни В и Б. Так как системам уровня А соответствуют сложные устройства и комплексы.

Элементами микроуровня являются, например, деформации, напряжения в элементах отдельных узлов, несущих конструкций и т.д. В качестве внутренних параметров рассматриваются геометрические размеры элементарных участков, их упругие и прочностные характеристики. Выходные параметры: деформации (напряжения), перемещения (усилия). Типичными математическими моделями данного уровня являются дифференциальные уравнения в частных производных.

На макроуровне в качестве элементов рассматриваются объекты, которые на микроуровне рассматривались как системы (скажем оси, валы, подшипники, элементы металлоконструкций и т.п.). Параметры этих элементов, будучи на микроуровне выходными (напряжения, усилия и т.д.) на этом уровне становятся внутренними. Здесь в качестве выходных параметров рассматриваются усилия, моменты, скорости в механических системах; потоки, давления в гидравлических системах и т.д. [1].

Такой принцип позволил провести теоретические исследования и выявить закономерности формирования нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора и таким образом получить математическую модель функционирования главных механизмов, которая позволяет определять нагрузки с учетом параметров конструктивных схем и вида динамических передаточных функций рычажно – гидравлических механизмов, что дает возможность выявления резервов повышения надежности и эффективности функционирования рабочего оборудования гидравлических экскаваторов.

В общем случае выражение для кинематической передаточной функции рычажно – гидравлического механизма имеет вид [2]:

$$\Phi_v = \frac{V_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}}{V_{\text{ШТ.}}} = f(l_i, \alpha_i, X_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}, Y_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}) \quad (1)$$

где  $V_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}$ ,  $V_{\text{ШТ.}}$  - скорость характерной точки выходного звена и скорость штока соответственно;  $l_i$  - длина звеньев;  $\alpha_i$  - угловые расстояния между звеньями;  $X_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}$  и  $Y_{\text{ВЫХ.ЗВ.}}$  - координаты характерной точки выходного звена.

Математическая модель, получена с помощью теоретических методов, основанных на использовании физических закономерностей. Основу модели составляют уравнения, решением которых являются зависимости между переменными, определяющими функционирование механизмов рабочего оборудования. Однако этот метод не может помочь в полной мере оценить степень нагруженности элементов рабочего оборудования экскаватора, так как процесс работы главных механизмов рабочего оборудования связан со взаимодействием зубьев ковша экскаватора с горными породами и влиянием на процесс множества неконтролируемых факторов. Поэтому для оценки точности полученной математической модели необходимо использовать экспериментальные методы, основанные на результатах, полученных при исследовании объекта в реальных условиях. В результате после проведения специальной математической обработки будут получены зависимости между параметрами и фазовыми переменными главных механизмов рабочего оборудования экскаватора.

Опираясь на труд В.И. Саитова в области теории планирования эксперимента, процесс экскавации горной породы из забоя следует рассматривать как плохо организованную систему. Его производительность и энергоемкость зависят от качества подготовки забоя, физико-механических свойств горной массы, паспорта ведения работ в забое, времени года, от общей организации работ на предприятии, от квалификации обслуживающего персонала, времени суток, степени износа экскаватора и его исполнительного органа и т.д. Все эти укрупненные факторы различаются по своей природе и, конечно же, влияют друг на друга. При изучении плохо организованных систем к нам на помощь приходит теория планирования эксперимента. [1].

Математическая теория планирования эксперимента позволяет максимально правильно поставить эксперимент и при меньших затратах получить необходимую информацию.

При изучении плохо организованных систем целесообразно прибегнуть к помощи активного эксперимента, который, несмотря на сложность реализации в промышленных условиях, может обеспечить требуемое качество полученных результатов.

При активном эксперименте в объект исследования по определенному режиму вводятся возмущения, рис.1

Режим «рабочий цикл», необходимо осуществить  $100 \pm 10$  рабочих циклов экскавации с погрузкой в большегрузные самосвалы. Работа экскаватора в данном режиме должна соответствовать обычной практике экскавации породы в «среднестатистическом» забое. В этом режиме набирается статистика по нагруженности металлоконструкций рабочего оборудования в реальном цикле экскавации.

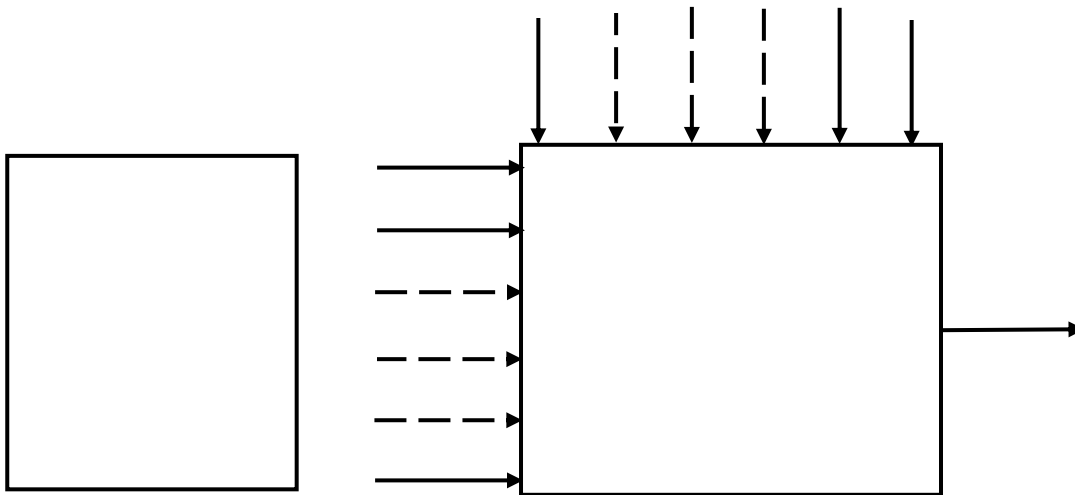


Рис.1 Схема проведения эксперимента:

$X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n$  – независимые переменные;

$Z_1, Z_2, \dots, Z_k$  – неконтролируемые факторы;  $y$  – выходная переменная.

Здесь важно обеспечить активную работу главных механизмов рабочего оборудования в крайних положениях в пределах всей рабочей зоны экскаватора. Так как установлено [2, 5, 6], что скорости ведомых звеньев и усилия, действующие на ведомых звеньях, а также механические характеристики рычажных механизмов в целом изменяются в широком диапазоне в течение рабочего хода и зависят от относительных положений звеньев механизмов. При этом механические характеристики некоторых механизмов не соответствуют закономерностям изменения внешних нагрузок. Так, в механизме поворота ковша усилия на режущей кромке ковша возрастают при выдвижении штока гидроцилиндра примерно на половину рабочего хода, а затем уменьшаются. Следовательно, механическая характеристика рассматриваемого механизма поворота ковша не обеспечивает соответствия между значениями силовых параметров, реализуемых на ковше, и режимом нагружения механизма, характеризующимся ростом величины внешних нагрузок в процессе копания.

При постановке эксперимента важно обратить внимание на возможность того, что наряду с независимыми переменными  $X_1, \dots, X_n$  на результат эксперимента могут оказать влияние не регистрируемые, но случайно изменяющиеся переменные  $Z$  рис.1. Может оказаться так же, что переменные  $Z_i, \dots, Z_k$  сильно коррелированы (взаимосвязаны) с переменными  $X_i$  и

тогда все оценки (если даже они получены на научно обоснованных методах) окажутся смещенными [1]. Такое часто возможно в исследованиях, когда результат во многом зависит от оператора, так нагрузка на рабочее оборудование экскаватора может сильно изменяться на фоне эмоционального состояния оператора и его манеры управления. Для исключения смещения оценок необходимо рандомизировать эксперимент относительно контролируемых условий, т.е. сделать случайными те факторы, которые трудно поддаются учету и контролю, тогда их можно будет рассматривать как случайные величины и, следовательно, учитывать статистически.

Для экспериментального определения нагруженности рабочего оборудования, предполагается использовать метод определения деформаций в металлоконструкциях рабочего оборудования, основанный на электротензометрии, измерении малых деформаций с помощью тензорезисторов, установленных в характерных точках и последующем переходе от деформаций к напряжениям пользуясь законом Гука.

Элементы рабочего оборудования (стрела, рукоять) представляют собой сварные металлоконструкции коробчатого сечения, изготовленные из листовой высокопрочной, стали. Данные конструкции в характерных точках находятся преимущественно в плоском напряженном состоянии.

Известно, что плоское напряженное состояние в каждой точке характеризуется тремя параметрами – это либо три компоненты тензора напряжения  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$ , либо главные напряжения  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и угол  $\alpha$ , определяющий ориентацию главных осей. Поэтому очевидно, что для полного описания плоского напряженного состояния необходимы, как минимум, три независимых измерения при различных ориентациях тензодатчиков. [3]. При экспериментальном решении подобной задачи используют трехэлементные «розетки» тензорезисторов – группу тензодатчиков, расположенных на единой подложке и определенным образом ориентированных относительно друг друга.

Тензодатчики не могут передавать деформации сдвига, поэтому в характерных точках, с помощью прямоугольных трехэлементных тензорозеток рис. 2 [4] измеряются линейные деформации  $\varepsilon_\alpha$ ,  $\varepsilon_\beta$  и  $\varepsilon_\gamma$ .

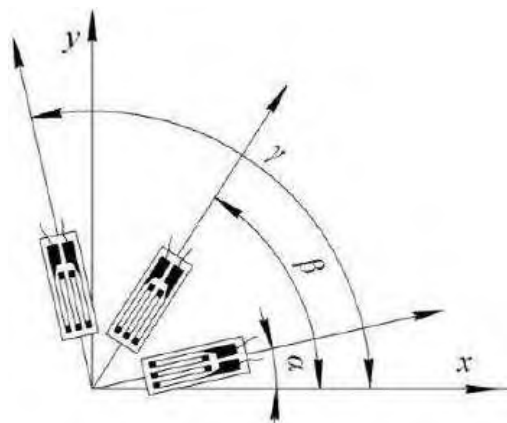


Рис.2 Прямоугольная трехэлементная тензорозетка

Из решения системы уравнений, описывающих связь деформаций при повороте осей, находят искомые деформации  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  и  $\gamma_{xy}$

$$\begin{cases} \varepsilon_\alpha = \varepsilon_x \cos^2 \alpha + \varepsilon_y \sin^2 \alpha + \gamma_{xy} \cos \alpha \cdot \sin \alpha; \\ \varepsilon_\beta = \varepsilon_x \cos^2 \beta + \varepsilon_y \sin^2 \beta + \gamma_{xy} \cos \beta \cdot \sin \beta; \\ \varepsilon_\gamma = \varepsilon_x \cos^2 \gamma + \varepsilon_y \sin^2 \gamma + \gamma_{xy} \cos \gamma \cdot \sin \gamma. \end{cases} \quad (5)$$

**Выводы.** В результате проведенного анализа установлено, что математическая модель, основанная на теоретических методах исследования, не позволяет в полной мере оценить степень нагруженности элементов рабочего оборудования экскаватора так как процесс работы главных механизмов рабочего оборудования связан со взаимодействием зубьев ковша экскаватора с горными породами и влиянием на процесс множества неконтролируемых факторов.

Для повышения точности и универсальности применения полученной математической модели предложено использовать экспериментальный метод исследования. С применением предложенной схемы активного эксперимента и метода электротензометрии.

### Список литературы

1. **Саитов В.И.** Основы научно-исследовательских работ. Учебное пособие. – Екатеринбург. УГГУ, 2017г. - 217с.
2. **Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С.** Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 11. С. 9 – 14.
3. **Саченков А.А., Бережной Д.В., Саченков О.А.** Экспериментальные методы исследования напряжений. Учебное пособие. – Казань. КФУ, 2017. – 43с.
4. **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.
5. **Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С.** Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 232с.: ил. С. 30-32.
6. **Комиссаров А. П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Телиман И.В.** Соотношения активных и реактивных нагрузок в механизмах рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. - № 1. – 2018, С. 7-9.



УДК 621.879.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭГ-12А ПРИ РАБОТЕ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ МАШИНЫ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ

*В настоящей работе представлены новые материалы, связанные с исследованиями геометрических свойств рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов. На основании рассмотрения важного для прямых гидравлических лопат режима - движения зубьев ковша и копания ковшом на уровне стоянки машины - получены и проанализированы графики, описывающие характер поведения шарнирных углов рабочего оборудования, экстремальных углов, ограничивающих положение ковша, и угла, характеризующего разницу между этими двумя углами. Кроме этого, представлен график изменения манипулятивности для экскаватора ЭГ-12А и показано, как может выглядеть сопоставление этого графика с таким же графиком для иной подобной машины - экскаватора ЭГ-20. Представленные результаты могут быть использованы при разработке систем управления экскаваторами и при разработке методов оптимизации их параметров.*

**Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; геометрические свойства; манипулятивность; шарнирные углы

### INVESTIGATION OF SOME GEOMETRIC PARAMETERS OF THE EG-12A DURING OPERATION AT THE PARKING LOT LEVEL

**Pobegailo P.A.**

*This paper presents new materials related to our research on the geometric properties of hydraulic excavator working equipment. Based on the consideration of the important mode for straight hydraulic blades - the movement of the bucket teeth and digging with the bucket at the parking level of the machine - graphs describing the behavior of the hinge angles of the working equipment, extreme angles limiting the position of the bucket, and the angle characterizing the difference between these two angles are obtained and analyzed. In addition, a graph of manipulability changes for the EG-12A excavator is presented and it shows how this graph can be compared with the same graph for another similar machine-the EG-20 excavator. The results presented by us can be used in the development of excavator control systems and in the development of methods for optimizing their parameters.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; geometric properties; manipulability; hinge angles

**Введение.** В работах [1 - 7 и многих др.] уделено значительное внимание исследованию геометрических свойств рабочего оборудования (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ). При этом существенный объем полученных при этом интересных научных и практических результатов пока еще не опубликован.

В рамках настоящей публикации остановимся только на рассмотрении движения ковша вдоль уровня стоянки экскаватора типа прямая лопата с гидравлическим приводом. Кроме этого, рассмотрим характер поведения шарнирных углов РО при копании в этом режиме – при допущении того, что машина реализует свои максимальные усилия на своих зубьях.

Из значительной гаммы геометрических параметров РО ОГЭ интересовать сейчас нас будут, кроме указанных выше шарнирных углов, харак-

тер поведения коэффициента сервиса (манипулятивности) и характер поведения экстремальных углов установки ковша (для каждой рассматриваемой точки) - а также характер поведения угла, определяющего разницу между этими двумя экстремальными углами.

**Основные результаты.** В настоящей работе, при исследовании, мы опирались на: методологию проектирования РО ОГЭ на ранних стадиях проектирования, её отдельные методы и созданное на их основе программное обеспечение. На этой капитальной базе получен график, представленный на рисунке 1 - он характеризует поведение коэффициента сервиса (манипулятивности) [1 - 7 и многие др.] ОГЭ ЭГ-12А при движении зубьев ковша вдоль уровня его стоянки.

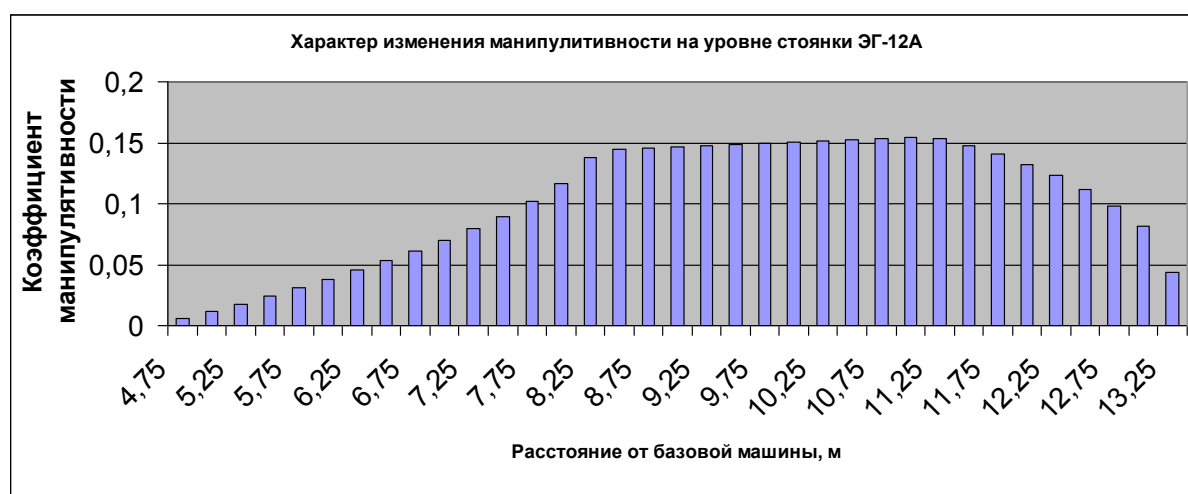


Рис. 1 Изменение коэффициента сервиса на уровне стоянки ЭГ-12А

Из этого рисунка видно, что на первой половине траектории движения зубьев ковша (при любом его допустимом положении) значения коэффициента сервиса монотонно растут - потом наступает некоторая условная стабилизация – после чего его значения монотонно уменьшаются. "Расположение" экстремальных значений коэффициента сервиса очевидны из рисунка 1.

Если работа ковшом (по сути, необходимая технологическая операция) требует его максимальной манипулятивности - то работать машина должна от середины рабочей зоны и до участка резкого падения значения коэффициента сервиса. По-видимому, работа рядом с базовой машиной также должна быть исключена (на уровне метра - двух, как минимум). Это несомненно нужно учитывать при разработке технологии экскавации.

На рисунке 2 показан характер поведения экстремальных углов [1 - 7 и др.], определяющих положение ковша в каждой точке рабочей зоны - формирующую интересующую нас сейчас прямолинейную траекторию на уровне стоянки экскаватора. Линия, показанная на рисунке 2 сверху (розовая), характеризует поведение максимальной границы установки ковша, линия, которая слева на этом рисунке является второй сверху (голубая) -

описывает характер поведения минимальной границы установки ковша. Третья линия на этом рисунке (желтая) характеризует поведение разницы между этими экстремальными границами (очевидна её связь с манипулятивностью - см. рис. 1).

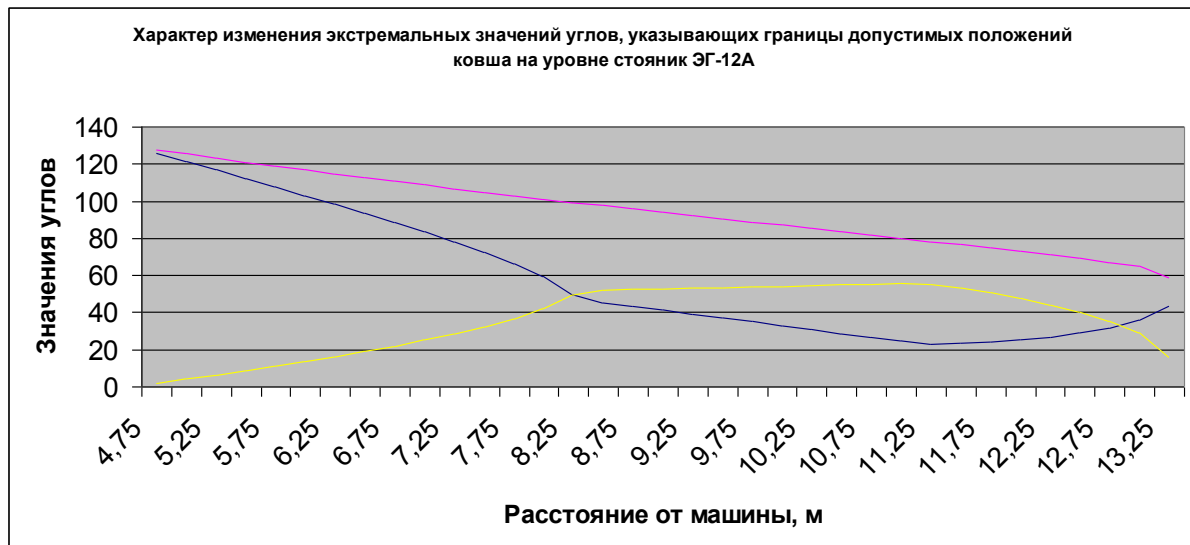


Рис. 2 Характер поведения углов, характеризующих допустимые положения ковша ЭГ-12А при движении зубьев на уровне стоянки машины

Рисунок 2 тесно "связан" с параметрами РО и, при накоплении данных, его можно использовать как оценочный - используя для этого и площадь между линиями и их вид, и т.д. - что является важным вкладом в тему управления параметрами рабочей зоны ОГЭ.

В общем виде рисунок 2 иллюстрирует нелинейность связей в РО и может быть полезен при создании систем управления - нет никаких проблем в том, чтобы для такого рода графиков выписать зависимости в аналитическом виде.

Известно, что мы уделяем большое внимание вопросам оценки статической нагруженности ОГЭ [8 - 12 и многие др.]. При этом большой интерес представляет изучение характера изменения ряда геометрических параметров РО.

На рисунке 3 - для случая копания ковшом, на уровне стоянки, ОГЭ ЭГ-12А - представлен характер поведения шарнирных углов РО. На этом рисунке нижняя линия показывает колебания значений шарнирного угла стрелы; линия сверху - ковша; линия в середине - рукояти.

Из рисунка 3 видно, что:

- углы тесно связаны между собой;
- их поведение и связь имеют сложный, нелинейный характер;
- в середине рабочей зоны есть некоторая "вертикальная граница", относительно которой происходят определенные любопытные "события" [10-12] на рисунке 3, например, резко меняются значения угла поворота

ковша (два других значения также существенно меняются - но это не так заметно на рисунке из-за его масштаба);

- значительный интерес представляет тут и анализ фактических численных значений этих углов - относительно их экстремальных границ.

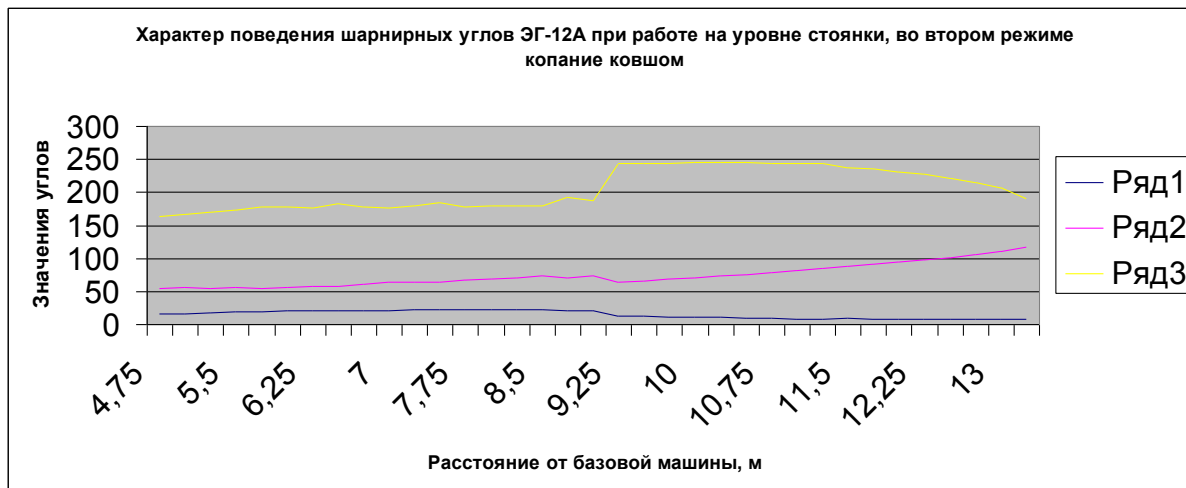


Рис. 3 Характер изменения шарнирных углов ЭГ-12А при работе на уровне стоянки - второй режим нагруженности

Далее, на рисунке 4, представлен график подобный графику приведенному на рисунке 1 - построенный для экскаватора ЭГ-20. Не сложно увидеть, что они похожи. Но насколько?

Совместим эти графики на рисунке 5. На нём более длинная линия соответствует экскаватору ЭГ-20, у которого РО длиннее.

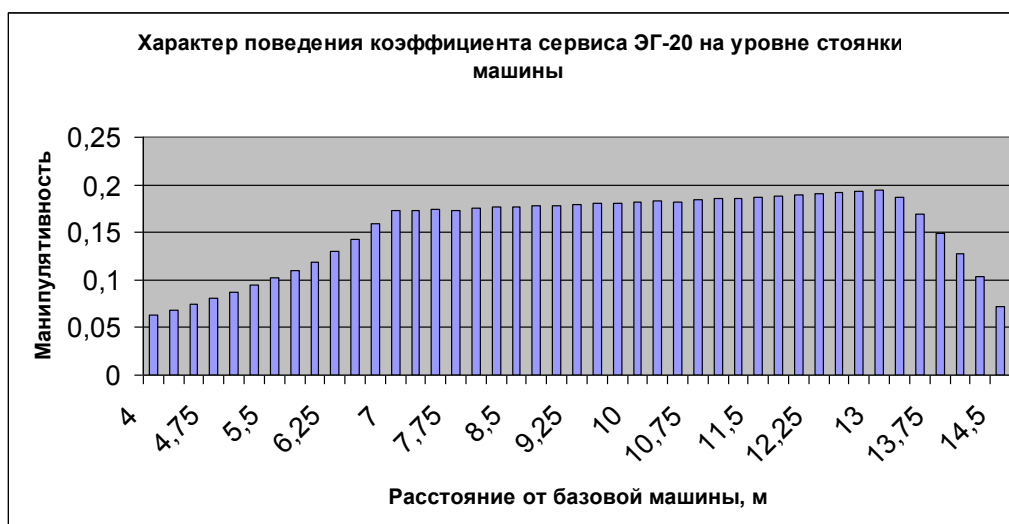


Рис. 4 Изменение коэффициента сервиса на уровне стоянки ЭГ-20

Графики на рисунке 5 можно сопоставлять визуально, что, однако, несколько неудобно. Можно ввести некий коэффициент соотношения площадей этих плоских фигур; можно использовать метод наименьших квад-

ратов. Возможно, можно использовать и коэффициент Пирсона, если доказать, что это методически допустимо.

В любом случае, опуская вычисления, отметим, что характер поведения графиков идентичен.

При необходимости график 5 можно перестроить и в логарифмических координатах, что иногда может быть более наглядно и удобно.

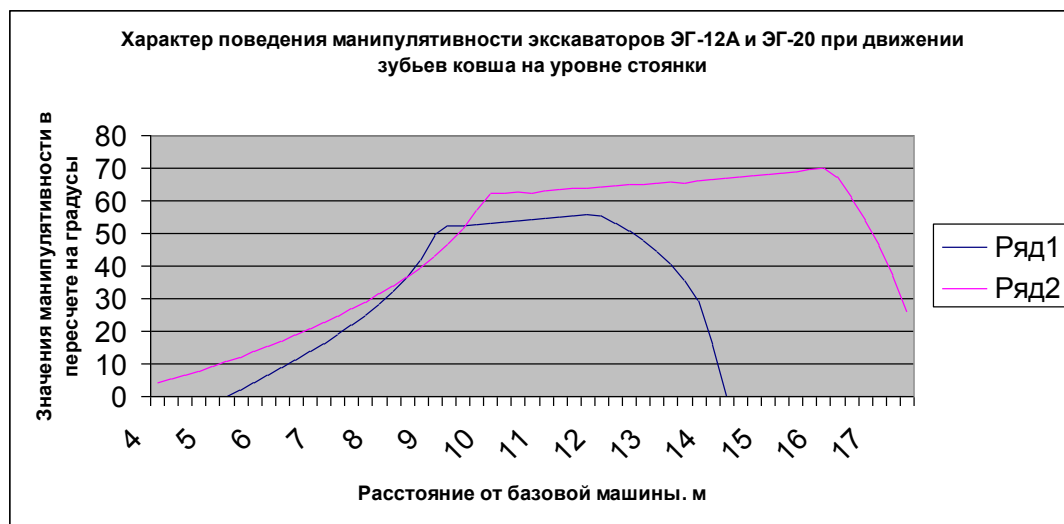


Рис. 5 Сопоставление характера поведения коэффициентов сервиса у экскаваторов ЭГ-12А и ЭГ-20 при движении зубьев ковша вдоль уровня стоянки

В завершение заметим, что очень полезно и любопытно сопоставлять между собой характеристики разных экскаваторов, являющихся, в некотором роде, подобными.

**Заключение.** В работе представлены, не публиковавшиеся до этого, материалы, связанные с исследованиями геометрических свойств РО ОГЭ.

На основании рассмотрения важного для прямых гидравлических лопат режима – движения зубьев ковша и копания ковшом на уровне стоянки машины - получены и проанализированы графики, описывающие характер поведения шарнирных углов РО, экстремальных углов, ограничивающих положение ковша, и угла, характеризующего разницу между этими двумя углами. Кроме этого, представлен график изменения манипулятивности для экскаватора ЭГ-12А и показано, как может выглядеть сопоставление этого графика с таким же графиком для иной подобной машины - экскаватора ЭГ-20.

Представленные результаты могут быть использованы при разработке систем управления ОГЭ и при разработке методов оптимизации их РО.

### 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. 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.
3. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.
4. Побегайло П.А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 2, с. 143 - 147.
5. 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.
6. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.
7. Побегайло П.А. Исследование пропорций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2016, № 5, с. 107 - 114.
8. 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.
9. 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
10. Побегайло П.А. Направление вектора  $P_0$  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.
11. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 11. С. 9 – 14
12. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 232с.: ил. С. 30-32.

УДК 621.879.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ КОВШОМ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А: АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Ильина А.Н.<sup>2</sup>, доц., к.физ.-мат.н.; Крицкий Д.Ю.<sup>3</sup> инж.  
<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благоднарова РАН, Москва, РФ;  
<sup>2</sup> - ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ; <sup>3</sup> - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

*В настоящей работе представлены некоторые результаты наших исследований статической нагрузки 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 силы сопротивления грунта копанию при упоре ковша в абсолютно жесткое, непреодолимое препятствие – иными словами, при стопорении ковша. При этом рассмотрены два основных режима, характеризующихся различным положением вектора силы сопротивления грунта копанию. После этого нами показана польза от применения при анализе статической нагрузки методов гармонического анализа – приведены график и соответствующий ему ряд Фурье, что позволяет определить работу, затрачиваемую на копание.*

**Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; копание ковшем; максимальные реализуемые усилия; нагрузка экскаваторов

## INVESTIGATION OF THE PROCESS OF DIGGING WITH A BUCKET AT THE PARKING LEVEL OF THE EG-12A EXCAVATOR: LOAD ANALYSIS

Pobegailo P.A., Ilyina A.N., Kritckij D.Y.

*This paper presents some results of our research on the static loading of hydraulic excavators with different types of working equipment. Namely: for the digging mode at the excavator parking level (one of the most important for straight shovel excavators) graphs are obtained and presented in the text that characterize the behavior of the ground resistance force to digging when the bucket rests on an absolutely rigid, insurmountable obstacle - in other words, when the bucket is stopped. At the same time, two main modes are considered, characterized by a different position of the vector of the resistance force of the soil to digging. After that, we show the benefits of using harmonic analysis methods in the analysis of static loading – the graph and the corresponding Fourier series are given, which allows us to determine the work spent on digging.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; digging with a bucket; maximum realized forces; loading of excavators

Давным-давно известно, что для прямых гидравлических лопат режим копания на уровне стоянки машины является основным. Поэтому естественно выделить этот 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 нагрузки – оценки максимально реализуемой силы сопротивления грунта копанию (ССГК), которая выполняется по методике [1-9 и многие др.].

Обсудим процесс копания ковшем вдоль гусениц, без учёта сил трения грунта о ковш (рабочее оборудование (РО) и ССГК рассматриваются в рамках плоской задачи; машина стоит на абсолютно ровном и жестком основании; ковш считается наполненным полностью).

В работах [1-9 и многих др.] принято выделять два режима исследования нагруженности – при первом мы считаем, что вектор ССГК  $P_0$  перпендикулярен так называемому радиусу копания [10, 11]; во втором случае мы считаем, что указанный вектор может занимать любое возможное положение на плоскости. Рассмотрим второй режим, т.к. именно он представляет основной интерес для расчётов РО на статическую прочность.

Используя методику анализа статической нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) [1-9 и многие др.], для задачи поставленной выше, получены искомые значения ССГК. Их характер изменения имеет вид иллюстрируемый рисунками 1–3. На первом графике рассмотрен первый случай нагружения на метровой сетке, на втором и третьем – второй случай нагружения, на двух разных сетках (для проверки допустимости возможности ограничиться в проектной работе достаточно большими сетками, которые требуют при вычислениях меньше компьютерных ресурсов).

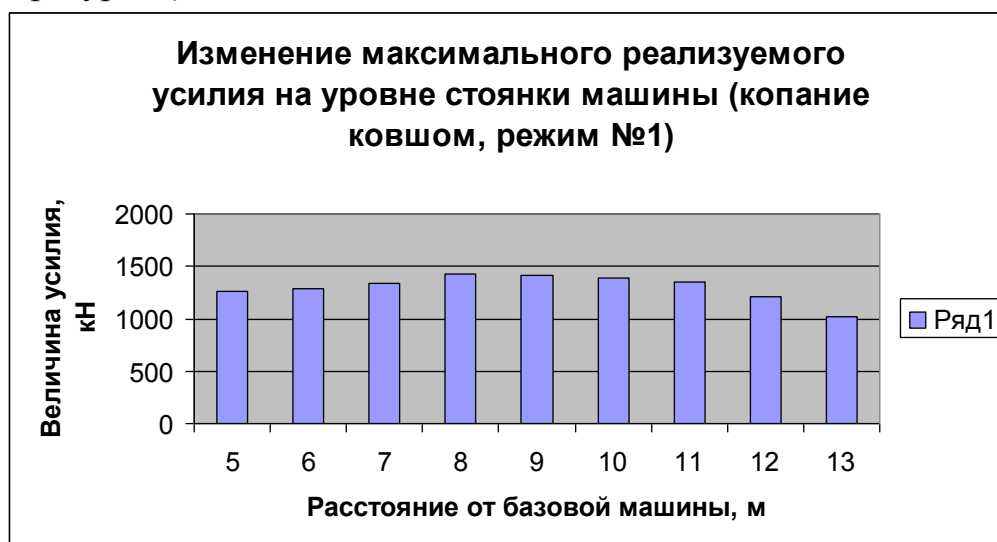


Рис. 1 Изменение ССГК ЭГ-12А в первом режиме

Анализ рисунков 1–3 показывает, что:

- характер поведения ССГК в разных режимах отличается друг от друга;
- в первом режиме нагружения максимум ССГК наблюдается в районе середины рабочей зоны (на уровне стоянки машины);
- во втором случае максимум усилия находится ближе к базовой машине, а в районе середины рабочей зоны можно говорить о минимуме ССГК;
- измельчение сетки может оказывать некоторое влияние на анализ статической нагруженности ОГЭ, что полезно учитывать при создании новых машин и выполнении тонких исследований;
- существенна разница между ССГК в первом и втором режимах, что требует очень тщательно подходить к вопросу о том, какие значения ССГК использовать в различных проектных процедурах.





Рис. 2 Изменение ССГК ЭГ-12А во втором режиме - метровая сетка

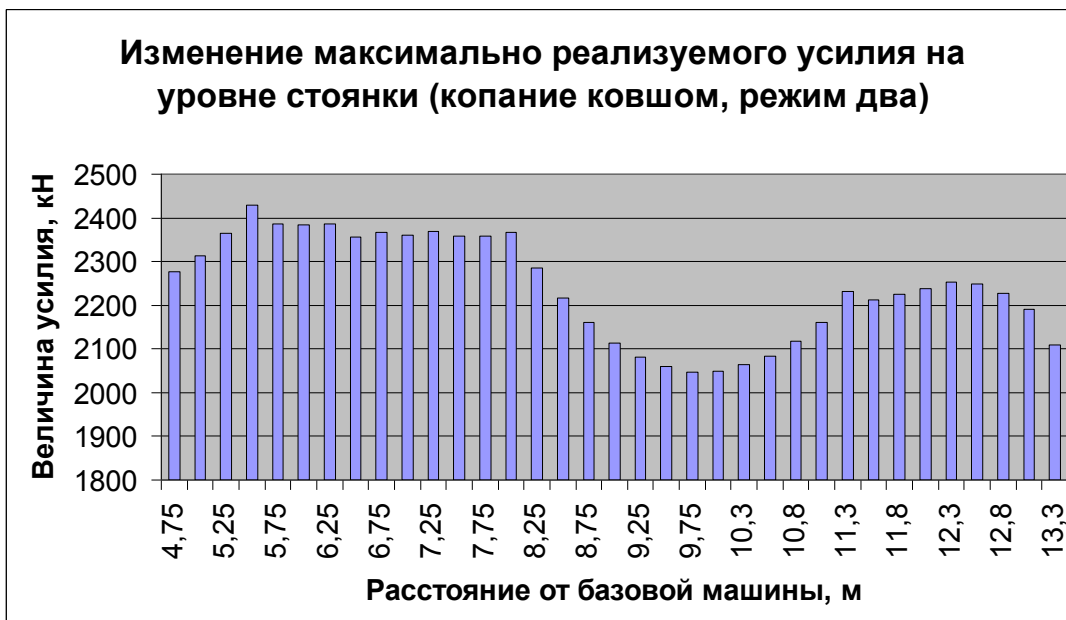


Рис. 3 Изменение ССГК ЭГ-12А во втором режиме - сетка с шагом 0,25 м

Любой из представленных рисунков может быть обработан с использованием методов гармонического анализа. На рисунке 4 представлен пример такой обработки (на базе рисунка 2). Это может быть полезно как при разработке системы управления ОГЭ, так и при решении ряда иных проектных задач, в частности тех, где полезно заранее иметь представления о характере поведения ССГК (заметим, что нет проблем получить аналоги графиков 2 и 4 для любой допустимой траектории движения зубьев ковша).

Иными словами, рисунок 2 "представлен" как кусочно-гладкая функция. С помощью инструментов среды MATLAB получено её представление в виде суммы гармоник по синусам:

$$f(x) = 1.0897 \cdot 10^3 \cdot \sin\left(\frac{\pi x}{13}\right) - 485.7829 \cdot \sin\left(\frac{2\pi x}{13}\right) - 42.1014 \cdot \sin\left(\frac{3\pi x}{13}\right) - 282.8405 \cdot \sin\left(\frac{4\pi x}{13}\right) + 219.2588 \cdot \sin\left(\frac{5\pi x}{13}\right) - 0.0291 \cdot \sin\left(\frac{6\pi x}{13}\right) + \dots, (1)$$

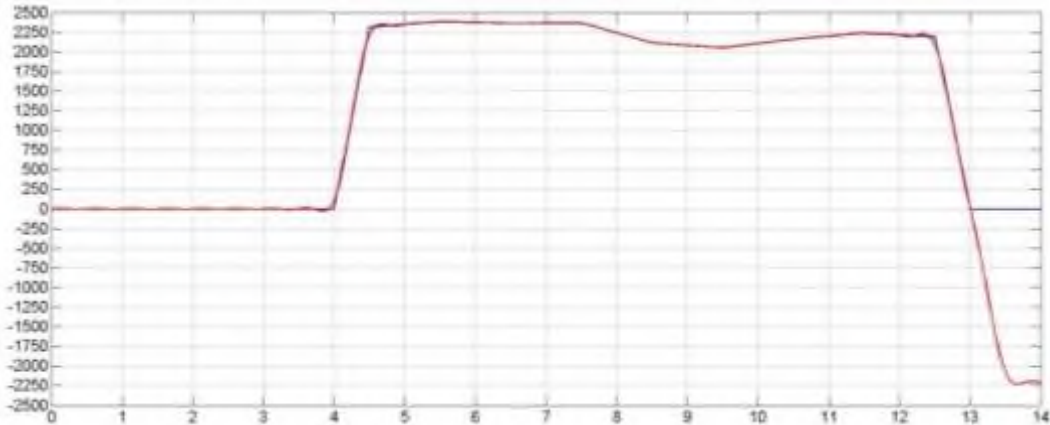


Рис. 4 Характер изменения ССГК ЭГ-12А при копании ковшом на уровне стоянки машины для второго режима нагружения для случая 50 гармоник по синусам

Заметим, что площадь части графика, приведенного на рисунке 4, а именно области по оси абсцисс от 4 и до 13 метров, есть работа, затрачиваемая на разрушение грунта и наполнение ковша (копание)  $A_k = \int_0^l P_0 \cdot dl$ , где  $l$  - длина траектории движения зубьев ковша; отметим, что принятое выше допущение о том, что ковш считается уже полным идёт в запас). Она может быть определена, при необходимости, в виде вполне конкретных численных значений.

Очевидно, что знание указанной работы позволяет ввести новый критерий качества (эффективности) как РО ОГЭ, так и отдельных точек рабочей зоны (а также и их совокупностей).

**Заключение.** Авторами представлена незначительная часть полученных результатов при исследовании статической нагруженности ОГЭ с разными видами РО. Здесь речь идет лишь о копании ковшом на уровне стоянки машины, как об особом и важном режиме работы прямых гидравлических лопат. Из всей возможной гаммы полученных материалов приведены лишь графики, характеризующие изменение ССГК в двух расчётных режимах - когда вектор ССГК  $P_0$  перпендикулярен радиусу копания; и когда указанный вектор 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 практике проектной деятельности.

Также заметим, что впервые в мировой науке выполнена обработка полученных графиков, характеризующих поведение ССГК, методами гармонического анализа и выписаны соответствующие этому ряды Фурье. Отмечено также, что площадь такого графика есть работа, затрачиваемая ОГЭ на копание, что, в свою очередь, позволяет получить ее численное

значение для реальных машин. Знание численных значений может послужить основой для введения ряда показателей качества РО ОГЭ, точек рабочей зоны, выделенных её областей, а также использоваться в ряде процедур проектирования (возможно - при оптимизации РО). Отметим, что значительный интерес для будущего представляет введение в представленную методику отдельных фрагментов как уральского подхода [11 - 14 и многих других], так и некоторых зарубежных идей [15 - 17 и др.].

### 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., 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. 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.
6. Побегайло П.А. Направление вектора  $P_0$  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.
7. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
8. 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.
9. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СвР-АРГУС, 2017. 210 с.
10. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 133 с.
11. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Моделирование механизма рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Екатеринбург: Известия УГГА. Серия: Горная электромеханика. 2005, № 20. с. 21 – 27.
12. Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8 с. 20 – 24.
13. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. с. 10 - 15.
14. 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.
15. 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.
16. 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.
17. 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 ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА КОВША

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Смоляницкий Э.А.<sup>2</sup>; Крицкий Д.Ю.<sup>3</sup> инж.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благоднарова РАН, Москва, РФ; <sup>2</sup> - Независимый исследователь, Москва, РФ; <sup>3</sup> - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

*В настоящей работе предложен подход к оценке единичного синтезированного варианта механизма привода ковша одноковшового гидравлического экскаватора. Такой подход позволяет отобрать наиболее лучший вариант механизма привода ковша из полученного множества рациональных. В основу предложенного подхода положены "энергетические" соображения.*

**Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; механизм привода ковша; исполнительный механизм

## OF ON THE QUESTION OF CHOOSING RATIONAL PARAMETERS BUCKET DRIVE

Pobegailo P.A.<sup>1</sup>; Smolyanitsky E.A.<sup>2</sup>, Kritckij D.Y.<sup>3</sup>

*In this paper, we propose an approach to evaluating a single synthesized version of the bucket drive mechanism of a hydraulic excavator. This approach allows us to select the best variant of the bucket drive mechanism from the resulting set of rational ones. The proposed approach is based on "energy" considerations.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; bucket drive mechanism; actuating mechanism

**Введение.** Известны различные подходы к синтезу привода поворота ковша у одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) [методики Смоляницкого Э.А.; Тимошенко В.К.; Крикуна В.Я.; Крикуна А.В. и др.]. Однако, в них нет четких и удобных к применению при проектировании рекомендаций для того, чтобы оценить полученный вариант привода, либо чтобы выбрать рациональный из нескольких лучших единичных вариантов привода. Покажем один из возможных подходов к устранению указанного недостатка.

**Основные результаты.** Предложено оценивать единичный вариант привода ковша по значению фактического энергетического запаса механизма  $W_\phi$ , который должен быть выше некоторой константы. Иными словами, должно выполняться условие вида:

$$W_\phi > A \cdot V_r, \quad (1)$$

где  $V_r$  - геометрическая емкость ковша;  $A$  - удельная энергоемкость копания грунта, величина которой известна для всех категорий грунта (как известно, ОГЭ проектируется для работы в конкретных грунтовых условиях) [1 - 4 и др.].

Видно, что константа вида  $A \cdot V_r$  может быть выписана один раз и навсегда для всех основных типов ковшей и видов грунта.

В свою очередь, само значение  $W_\phi$  можно оценить по формуле:

$$W_\phi = K_r \cdot K_x \cdot W_{MAX}, \quad (2)$$

где  $K_r$  - коэффициент использования усилия;  $K_x$  - коэффициент использования хода штока гидроцилиндра (численные значения этого и указанного выше коэффициентов нужно оценить из опыта проектирования для конкретного завода);  $W_{MAX}$  - энергетический запас механизма поворота ковша, который можно найти по формуле:

$$W_{MAX} = R^{MAX} \cdot X_{MAX}, \quad (3)$$

где  $R^{MAX}$  - максимальное усилие на штоке гидроцилиндров привода ковша при копании;  $X_{MAX}$  - полный ход гидроцилиндра ковша.

Кроме первой оценки, вида выписанного выше условия (1), важно и полезно пользоваться еще одной оценкой вида:

$$A_\phi \approx A, \quad (4)$$

Иными словами, желательно иметь такой механизм привода ковша, у которого фактическая энергоёмкость копания не сильно отличается от рекомендуемой (для той или иной категории грунта) - в пределах  $\pm 25\%$  - (и тем точнее, чем лучше мы знаем значение констант для грунта).

Заметим, что достаточно существенный разброс в этом значении вызван также и тем, что ОГЭ проектируют иногда для работы с несколькими видами грунта и пока не ясно, какой грунт в таком случае считать основным (в случае конкретного проектирования уникальной карьерной машины этот вопрос должен решаться существенно проще).

При этом фактическая энергоёмкость копания может быть найдена по формуле:

$$A_\phi = \frac{\sum_0^i A_i}{V_{\text{эл}}}, \quad (5)$$

где  $V_{\text{эл}}$  - объем вырезаемого элемента грунта;  $\sum_0^i A_i$  - суммарная работа при копании.

Объем  $V_{\text{эл}}$  определяется, в свою очередь, по формуле:

$$V_{\text{эл}} = B \cdot F, \quad (6)$$

где  $F$  - площадь вырезаемого элемента грунта;  $B$  - ширина ковша.

Отметим, что тут следовало бы разобрать вопрос о том, что такое типовой расчётный забой ОГЭ - например, какая траншея для ОГЭ обратного копания является таковой и почему, собственно, траншея.

Суммарная работа при копании равна:

$$A_K = \int_0^l P_0 \cdot dl = \sum_1^{nn} \frac{P_0^i + P_0^{i-1}}{2} \cdot \Delta l = \sum_0^i A_i, \quad (7)$$

где  $\Delta l$  - элемент пути режущей кромки ковша;  $P_0$  - усилие на зубьях ковша при копании ковшем (выражение в центральной части формулы (7) указывает на то, что эту работу можно вычислить разбив траекторию движения зубьев на некоторое количество частей).

Значение усилия  $P_0$  может быть оценено различными способами - от натуральных и до аналитических. В случае, если натуральный эксперимент невозможен, можно рекомендовать использовать либо подход, изложенный в работах [5 - 6 и многих др.], рассматривая первый случай нагружения - когда вектор усилия  $P_0$  перпендикулярен радиусу копания, либо воспользоваться известной формулой вида (приняв, что  $P_0 \equiv P_{01}$ ):

$$P_{01} = c \cdot h^n \cdot (1 + 2,6 \cdot B) \cdot (1 + 0,007 \cdot \alpha) \cdot z \cdot \zeta + D, \quad (8)$$

где  $c$  - характеристика плотности грунта;  $h$  - толщина стружки по нормали к траектории;  $n$  - показатель степени;  $\alpha$  - передний угол резания;  $z$  - коэффициент, учитывающий наличие зубьев;  $\zeta$  - коэффициент, учитывающий изменение поверхности скола при радиусном резании по сравнению с послойным;  $D$  - дополнительное сопротивление от затупления зубьев.

Безусловно, что вместо формулы (8) можно применить и иные, что требует осознанности; так, в частности, формула (8) не удобна, если нет полных данных по ковшу ОГЭ.

Отметим, что снижение численного значения работы копания ведет к снижению времени операции копания. Кроме этого, используя указанные выше оценки, можно выбрать наиболее рациональный единичный вариант механизма привода ковша из спроектированных и рациональных в целом.

**Заключение.** В настоящей работе предложен один из возможных подходов к оценке синтезированного единичного варианта механизма привода ковша, который позволяет отбирать из множества рациональных вариантов привода наиболее лучший. Для этого введены два критерия, в основу которых положены "энергетические" соображения.

Описанный подход может быть использован в любой известной методике синтеза исполнительного механизма привода ковша ОГЭ, да и для других исполнительных механизмов рабочего оборудования ОГЭ с соответствующими уточнениями и правками.

### Список литературы

1. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 424 с.
2. Королев А.В., Перлов А.С., Смоляницкий Э.А. Рабочее оборудование полноповоротных гидравлических экскаваторов. Обзор. ЦНИИТЭстроймаш. М., 1971. 75 с.
3. Мокин Н.В., Смоляницкий Э.А. Гидравлические экскаваторы. Ч. I. Определение параметров. Новосибирск: НИИЖТ, 1976. 85 с.
4. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. М.: АСВ, 2001. 104 с.
5. 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.
6. Побегайло П.А. Направление вектора  $P_0$  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.

УДК 62-722, 62-728

## ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ПЕРЕДВИЖНОГО СМАЗОЧНО-ЗАПРАВОЧНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН КАРЬЕРОВ

Сафрончук К. А.<sup>1</sup>, Иванов С. Л.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский горный университет; <sup>2</sup>ООО «Эпицентр»

*С целью сокращения экономических затрат и снижения рисков отказов горных машин карьеров все больше получают распространение передвижные ремонтные мастерские. Наиболее востребованными являются смазочно-заправочные агрегаты, в которых подача смазочных веществ осуществляется насосами. Однако существующие на российском рынке насосы обладают рядом конструктивных недостатков, которые приводят к их быстрой наработке на отказ. В связи с этим предложено новое решение, связанное с приводом насоса, которое позволит избежать быстрой наработки на отказ насосного агрегата в целом.*

**Ключевые слова:** передвижные ремонтные мастерские, ТОиР, смазочно-заправочные работы, горные машины, насос

## SELECTION OF DESIGN PARAMETERS OF THE DRIVE FOR MOBILE LUBRICATION AND REFUELING UNIT FOR MAINTENANCE OF MINING MACHINES IN OPEN-PIT

Safronchuk K.A., Ivanov S.L.

*In order to reduce economic costs and reduce the risk of failure of mining machines in quarries, mobile workshops are becoming more widespread. The most in-demand are lubrication and refueling units, in which lubricants are supplied by pumps. However, the pumps existing on the Russian market have a number of design drawbacks, which lead to a quick failure time. In this connection a new solution related to the pump drive, which will allow avoiding the fast failure of the pump unit as a whole, is proposed.*

**Keywords:** mobile workshop, maintenance and repair, lubrication and refueling, mining machines, pump

Главный фактор, влияющий на стабильную безаварийную работу горных машин и оборудования – это качественное и своевременное техническое обслуживание и ремонт (ТОиР). В регулярные операции по техническому обслуживанию (ТО) входят смазочно-заправочные работы, на которые может отводиться до 30% времени [1, 2]. Конечно, применение автоматической централизованной системы смазки (АЦСС) на горных машинах значительно уменьшает временные затраты на данный вид работ [3]. Однако в смазочно-заправочные работы входят не только заправка и дозаправка систем смазки, но и замена, и полное удаление смазочных веществ, и регенерация масел, при наличии специализированного оборудования [4]. Такой большом объем работ требует увеличения механизации, а именно появляется необходимость в применении передвижных смазочно-заправочных агрегатов. Агрегаты, которые могут размещаться на различных базах (автомобильных, гусеничных и т.д.), позволяют в период напряженных горных работ сократить загрузку мастерских предприятий [5].

Главным элементом агрегата является насос возвратно-поступательного действия, который предназначен для централизованных систем смазки, в частности для распределения отмеренных доз смазывающего материала, подающихся к трущимся парам. Важное преимущество таких насосов в отличии от шестеренчатых – это возможность регулирования подачи смазочных веществ путем изменения длины хода плунжера/штока без остановки рабочих процессов [6].

Однако в ходе эксплуатации насосного оборудования возникают проблемы, связанные с малыми создаваемыми давлениями и небольшой производительностью [7]. Увеличение параметров (давление и производительность) приводит к интенсивному изнашиванию привода червячно-кривошипного узла с образованием свободного хода, повышает динамику износа и снижает его долговечность. Что, в свою очередь, может вызвать аварийную остановку объектов подготовки и сбора смазочных вещества и привести к отказам горной техники.

В связи с этим предложен зубчато-эксцентрикый привод с детерминированным сложным движением приводного и ведомого зубчатых колес, отвечающих за возвратно-поступательное движение поршня. Для преобразования вращательного движения коленчатого вала в возвратно-поступательное линейное движение поршня в предлагаемом устройстве используется только два зубчатых колеса. Установка первого и второго зубчатых колес с эксцентриситетом относительно их центров симметрии, а именно, оси вращения коленчатого вала с первым зубчатым колесом и продольной оси кривошипного элемента со вторым зубчатым колесом, обеспечивает сложное вращательно-поступательное движение центров зубчатых колес в плоскости их зацепления.

С целью подтверждения выполненных ранее теоретических исследований [8] был собран стенд привода насоса в лаборатории Горного университета на рис.1.

В ходе эксперимента удалось смоделировать 14 начальных положений зацепления зубчатых колес, которые позволяют менять точку зацепления звеньев при неизменном постоянном межосевом расстоянии. Вследствие изменения положения первоначального зацепления приводного и ведомого колес на угол  $\varphi$  удастся регулировать ход плунжера, изменяя величину эксцентриситета, тем самым, увеличивая или уменьшая подачу смазочных веществ.

Полученные экспериментальные данные были обработаны при помощи программы ANSYS на рис. 2.



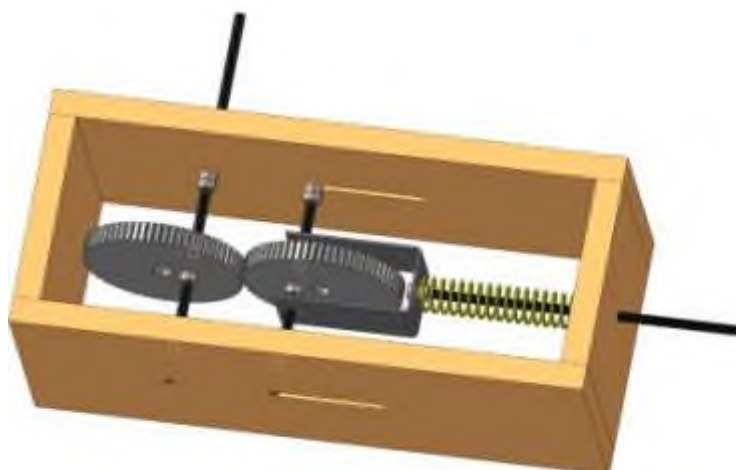


Рисунок 1 - 3D- модель станда

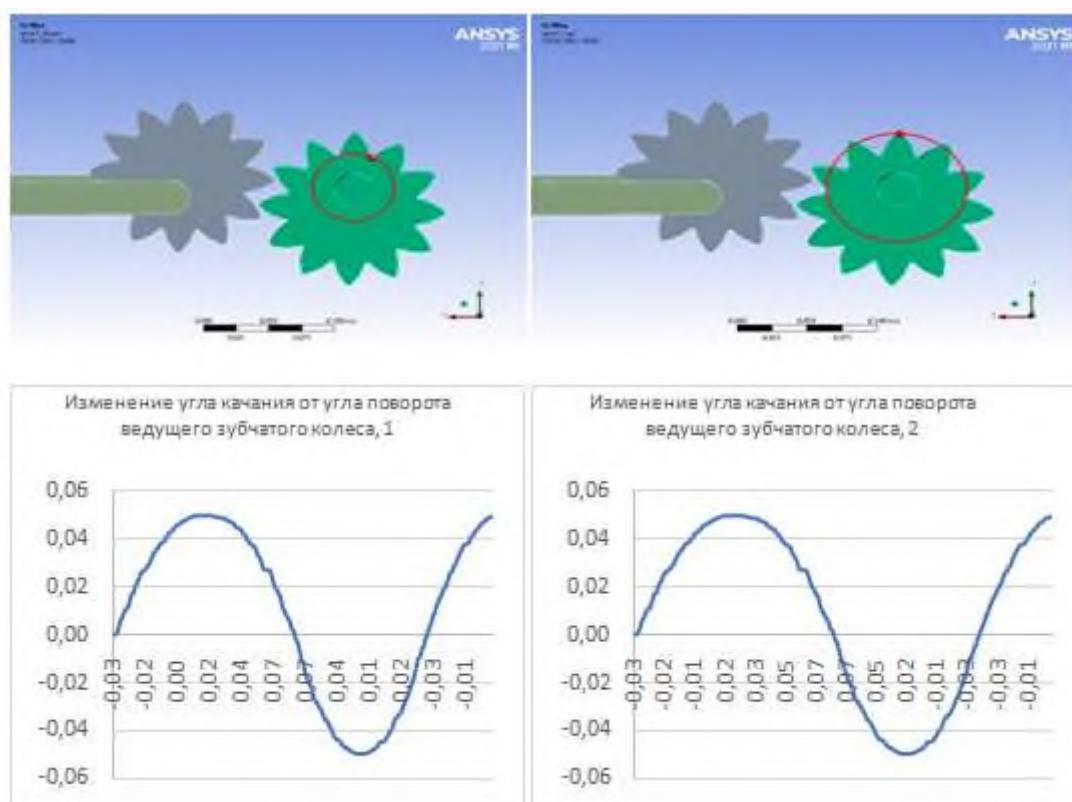


Рисунок 2. Два из четырнадцати смоделированных первоначальных положений зубчатых колес, графики изменения углов

Графики изменения угла качания  $\varphi$  ведомого зубчатого колеса от угла поворота  $\gamma$  ведущего совпадают с построенными ранее графиками, полученными путем теоретических вычислений. Таким образом, правильность теоретических исследований не подвергается сомнениям. Возможность поворота эксцентрика и его фиксации в различных угловых положениях позволяет формировать нужный суммарный эксцентриситет и, тем самым, задавать требуемый ход поршня.

Насос, оснащенный предложенным механизмом преобразования движения, позволит упростить конструкцию поршневого насоса, обеспечит его компактность при возможности передачи значительных усилий на поршень, и, кроме того, повысит долговечность и надежность работы устройства.

### Список литературы

1. Великанов В.С. Прогнозирование нагруженности рабочего оборудования карьерного экскаватора по нечетко логистической модели // Записки Горного института. 2020. Т.241. С. 29-36. DOI:10.31897/PMI.2020.1.29.
2. Safronchuk K.A. Mobile lubrication and filling units to reduce mining machines and equipment downtime when providing maintenance //K A Safronchuk, V I Knyazkina and S L Ivanov / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 560 (2019) 012088 IOP Publishing DOI: 10.1088/1757-899X/560/1/012088.
3. Госманн А. И., Елисеев Е. В., Коновалов Д. Б. Новые проекты с использованием автоматической системы смазки Lincoln // Горная промышленность. – 2009. – №. 3. – С. 30-33.
4. Morad A. M., Pourgol-Mohammad M., Sattarvand J. Application of reliability-centered maintenance for productivity improvement of open pit mining equipment: Case study of Sungun Copper Mine //Journal of Central South University. – 2014. – Т. 21. – №. 6. – С. 2372-2382.
5. Квагинидзе В. С., Корецкий В. Б., Чупейкина Н. Н. Передвижные ремонтные мастерские на открытых горных работах //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2007. – Т. 17. – №. 3.
6. Wszelaczyński G. et al. Operating Problems of Lubrication of Friction Nodes in Mining Machines Working in an Aggressive Environment //International Scientific-Technical Conference on Hydraulic and Pneumatic Drives and Control. – Springer, Cham, 2020. – С. 228-238.
7. Бурданов В. Н. Непрерывное дозирование жидкости насосами возвратнопоступательного действия. – 2012.
8. Сафрончук К. А., Князькина В. И., Иванов С. Л. Оценка параметров механизма масляного насоса с зубчато-эксцентриковым преобразователем движения / Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), № 33, 2020. С 3 - 11.

УДК 622.621

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЗАНИЯ СМЕРЗШИХСЯ УГЛЕЙ ДРОБИЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫМИ МАШИНАМИ В ПОРТОВЫХ УГОЛЬНЫХ ТЕРМИНАЛАХ

Секачев Д. Е., аспирант, Рахутин М. Г., профессор

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

*Раскрыты существующие методы расчета параметров резания смерзшихся углей дробильно-фрезерной машиной. Приведены результаты расчетов по существующей методике для машины, эксплуатируемой в Дальневосточном регионе. Даны фактические нагрузки, возникающие на исполнительном органе исследуемой машины при дроблении смёрзшегося угля в зимний период. Проанализированы и представлены возможные причины расхождения теоретических результатов расчета с фактическими параметрами.*

**Ключевые слова:** дробильно-фрезерная машина, портовый угольный терминал, режущий барабан, шаг резания, мощность привода резания, резец, скорость подачи.

## RESEARCH PARAMETERS OF CUTTING OF FROZEN COALS BY CRUSHING AND MILLING MACHINES IN PORT COAL TERMINALS

Sekachev D. E., Rakhutin M. G.

*The report reveals the existing methods for calculating the parameters of cutting frozen coals by a crushing and milling machine. The results of calculations by the existing methodology for a machine operated in the East region are presented. The actual loads arising on the executive body of the investigated machine during crushing of frozen coal in winter are given. Possible reasons for the discrepancy between the theoretical calculation results and the actual parameters are analyzed and presented.*

**Keywords:** crushing and milling machine, port coal terminal, cutting drum, cutting pitch, power drive cutting drum, cutter, feed rate.

На современном этапе развития технологий выгрузки угля в портовых углеприёмочных комплексах одной из основных задач для поддержания высоких показателей по отгрузке угля в осенне-весенний и зимний период является повышение эффективности оборудования для восстановления сыпучести смерзшегося материала. Угольный концентрат после переработки транспортируется в угольные терминалы в железнодорожных полувагонах. В осенне-весенний и зимний период ввиду конструкции вагона происходит увлажнение переработанного угля за счет атмосферных осадков. При отрицательных температурах происходит смерзание угольной массы. Перед выгрузкой смерзшегося угольного массива в пункте назначения вагоны проходят через специальные тепляки, где происходит оттаивание лишь поверхностного слоя угольного массива. После этого массив угля выгружается на надбункерную решетку. Но через ячейки этой стальной решётки просеивается лишь часть оттаявшего массива. Остальные смёрзшиеся глыбы, высота которых достигает 1,5 метра остаются на надбункерной решетке. Дополнительное дробление этих кусков вручную является низкопроизводительной и весьма опасной работой. Поэтому для механи-

зации процесса разрушения смерзшегося угля используется дробильно-фрезерная машина (ДФМ), осуществляющая их дробление.

Режущий барабан ДФМ представляет собой толстостенный цилиндр, установленный на валу и приводимый во вращение от силовых электродвигателей через два редуктора. Его конструкция подобна шнековым исполнительным органам очистных комбайнов с установленными тангенциальными резцами, снабженных твердосплавными вставками на остриях, непосредственно взаимодействующих с массивом угля.

Расчет нагрузок, возникающих на режущем инструменте исполнительного органа ДМФ, основан на отраслевом стандарте ОСТ 12.44.258-84 для очистных комбайнов. Методика расчета параметров резания смерзшегося угля сформулирована Пучковым Л.А., Кантовичем Л.И., Гетопановым В.Н., Берлявским Г.П. Для расчета теоретических параметров резания были приняты следующие исходные данные: диаметр фрезы  $D_{\text{ф}}=1,2$  м; частота вращения исполнительном органе  $n_{\text{ио}} = 129$  об/мин; ширина активной зоны резания  $B_{\text{ф}} = 6$  м; общее количество резцов на исполнительном органе 122 шт.; рабочая площадь решётки  $6,5 \text{ м}^2$ ; сопротивляемость угля резанию  $A_{\text{р}}=100$  Н/мм. В результате расчета были определены теоретические параметры резания, а также силовые параметры привода исполнительного органа для ДМФ.

В Дальневосточном регионе в портовых угольных терминалах эксплуатируются машины дробильно-фрезерные. Машины расположены на надбункерной решетке под двойными роторными вагоноопрокидывателями. В течение декабря-февраля были получены данные по эксплуатации дробильно-фрезерных машин, установленных в угольном балкерном терминале в Хабаровском крае. От предприятия получены графики нагрузочных характеристик, представленные на рисунке 1 и 2. Ток электродвигателей режущей части обозначен розовым цветом. Значение скорости подачи обозначено синим цветом. На рисунке 1 и рисунке 2 в верхней части показаны значения параметров при увеличенной скорости подачи, в нижней части – при номинальной. При этом марка угля в обоих случаях одинаковая, чистота путей передвижения соответствует норме (были зачищены). Из графиков следует, что токовая нагрузка при увеличении скорости подачи, практически не вырастает. Механическая нагрузка, возникающая при увеличении скорости подачи на 130%, в среднем, увеличивается два раза (для МДР №1).

По результатам теоретического расчета параметров резания эксплуатируемых машин, было определено, что оптимальная скорость подачи для данных машин с суммарной мощностью привода исполнительного органа 264 кВт (2x132) составляет 15 м/мин при частоте вращения фрезы 128 об/мин. В ходе анализа полученных данных по эксплуатации ДФМ был установлено, что исследуемые машины работают при скорости подачи 20 м/мин, что является выше паспортного рабочего значения ДФМ. При уве-

личении скорости подачи до 20 м/мин электродвигатели привода фрез работают в номинальном режиме работы с суммарной мощности 259 кВт.

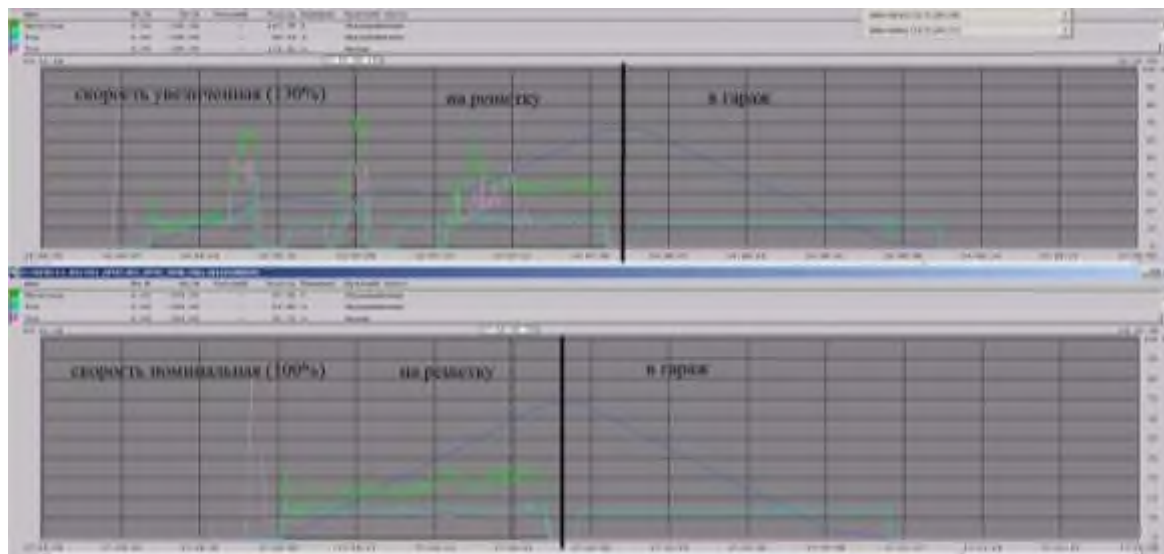


Рисунок 1 - Графики нагрузочных характеристик машины дробильно-фрезерной №1.

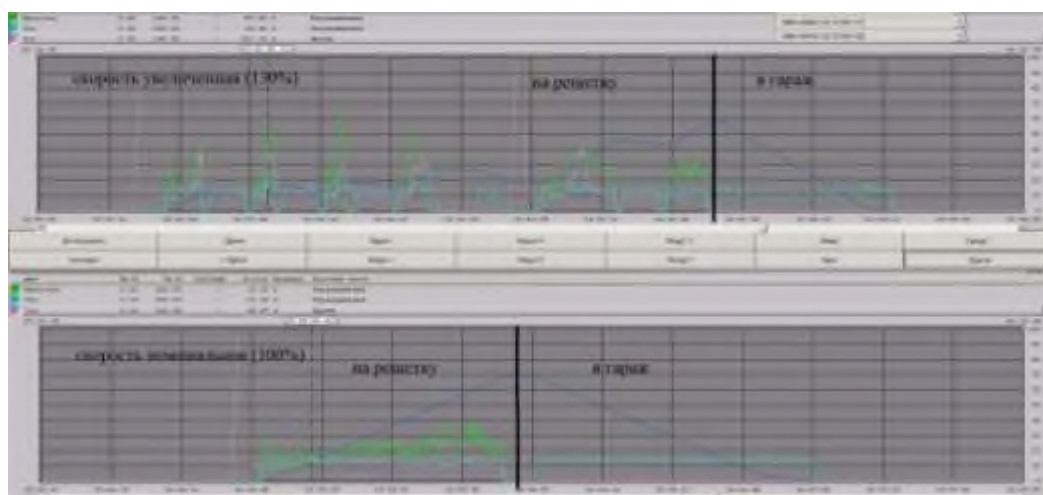


Рисунок 2 - Графики нагрузочных характеристик машины дробильно-фрезерной №2

На основании испытаний с увеличенной скоростью подачи проведен корректирующий расчет, согласно которому для обеспечения необходимого крутящего момента на исполнительном органе ДФМ необходимо два электродвигателя с суммарной мощностью 300 кВт. Однако на практике исследуемая машина способна производить дробление смёрзшихся глыб угля за нормативное время при существенно меньшей мощности электродвигателя.

Основной причиной расхождения теоретических и фактических значений показателей резания (на 10 % - 20 %) является значительное различие параметров угля в пласте и смёрзшегося угля или угольного концентрата. Смерзшийся уголь или угольный концентрат представляет собой отдельные куски, скрепленные между собой ледяными прослойками. Прогноз производительности или ресурса ДФМ и ее отдельных узлов требует

создания модели взаимодействия резцов со смерзшимися кусками угля или концентрата с учетом распределения размеров кусков угля, удельной площади и толщины ледяных прослоек.

Выводы:

1. Фактические затраты энергии при разрыхлении смерзшегося угля отличаются от расчетных значений на 10-20 %.
2. Для прогноза производительности и ресурса дробильно-фрезерных установок необходима разработка модели взаимодействия резца с кусками смерзшегося угля или концентрата.

### Список литературы

1. Габов В.В. Особенности формирования элементарных сколов в процессе резания углей и изотропных материалов эталонным резцом горных машин / В.В.Габов, Д.А.Задков, Нгуен Кхак Линь // Записки Горного института. 2019. Т. 236. С. 153-161.
2. Пучков Л. А. Технологические процессы и машины для измельчения смерзшегося и крупногабаритного угольного топлива / Л. А. Пучков, Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов, Г.П. Берлявский // - М.: Издательство Московского государственного горного университета/ 2003. 144 с.
3. Секачев Д.Е. Проблемы восстановления сыпучести угольного топлива в осенне-весенний и зимний периоды в угольных терминалах / Д.Е. Секачев, М.Г. Рахутин // Уголь. 2019. № 11. с. 54-57.
4. ОСТ 12.44.258-84. Отраслевой стандарт. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика. Донгипроуглемаш. 107 с.
5. Gabov V.V. Energy-saving modular units for selective coal cutting / V.V. Gabov, D.A. Zadkov // Eurasian mining. 2016. № 1. P. 37-40.
6. Khair A.W. Research and Innovations for Continuous Miner's Cutting Head, for Efficient Cutting Process of Rock/Coal // 17 International Mining Congress and Exhibition of Turkey-IMCET 2001. P. 45-55.

УДК 622.022

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАЯТНИКОВОЙ И ВЫПУКЛОЙ ТРАЕКТОРИЙ КАЧАНИЯ ПИЛ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ

Секретов М. В., доцент, Пецык А. А., аспирант

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

*В статье даны общие сведения о штрипсопильных станках: область применения, наиболее эффективные траектории качания пил при распиливании горных пород средней крепости и крепких. Дан анализ действия общей вертикальной нагрузки со стороны пильной рамы на распиливаемый блок. Процесс распиливания происходит при выпуклом качании, в отличие от маятникового, за счёт сосредоточенного контакта.*

**Ключевые слова:** штрипсовый станок, пильная рама, маятниковая и выпуклая траектория качания пил, распиливаемый блок, ходовой винт, ходовая гайка, узел вертикальной подачи.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF THE PENDULUM AND CONVEX ROLLING TRAJECTORIES OF STRIPS SAWS

Sekretov M. V., Petsyk A. A.

*In the story of the article, general information about strip sawing machines is given: the scope, the most effective swinging trajectories of saws when sawing rocks of medium strength and strong. The analysis of the action of the total vertical load from the side of the saw frame on the block being sawn is given. The sawing process takes place with convex swing, in contrast to pendulum swing, due to concentrated contact.*

**Keywords:** strip machine, saw frame, pendulum, and convex swing trajectory of saws, sawed block, lead screw, lead nut, vertical feed unit.

Последние два десятилетия строительная промышленность в нашей стране растёт значительными темпами, что нельзя сказать про другие смежные области промышленности. Увеличение числа крупных строительных проектов диктует необходимость в производстве всё более больших объёмов каменных плит, которые применяются для облицовки зданий и сооружений [1,2]. Такая тенденция диктует необходимость усовершенствования технологий разрушения крепких горных пород, делая актуальной научной задачей разработку новых конструкций горных машин, а также модернизацию существующих моделей.

Штрипсопильные станки, используемые на камнеобрабатывающих предприятиях России, предназначены для распиливания блоков горных пород крепких и средней крепости (коэффициент крепости по шкале проф. Протоdjeяконова составляет  $f = 3 \div 20$ ) на плиты-заготовки.

На основании ранее опубликованным научных трудов, авторами был проведен сравнительный анализ действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсопильных станков с маятниковой и выпуклой траекторией качания пил.

На рис.1. схематично представлены наиболее часто применяемые траектории качания пил штрипсопильных станков во время рабочего процесса по разделению гранитных блоков на плиты.

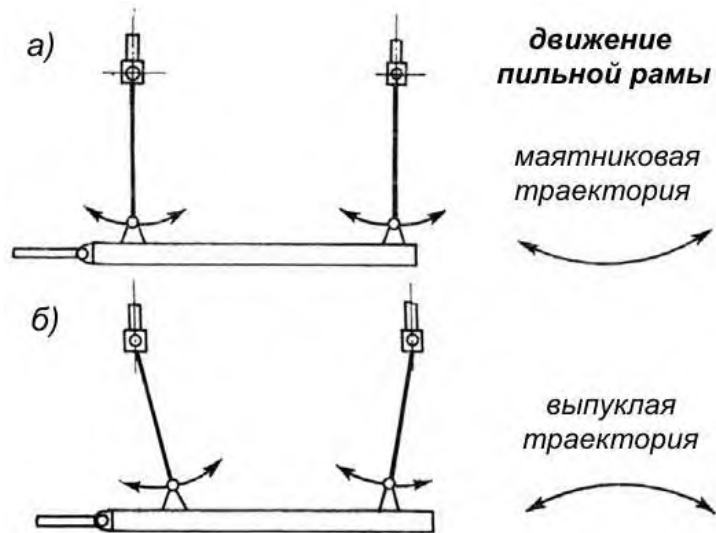


Рис.1. Маятниковая (а) и выпуклая (б) траектории качания пил и рамы

Расчёт величины силы, действующей со стороны пил на блок, осуществляется по формуле [2,4]

$$Q_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^n F_{iXB} + Y_{G+ин}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где  $\sum_{i=1}^n F_{iXB}$  – суммарное усилие подачи (Н), создаваемое ходовыми винтами;

$Y_{G+ин}$  – суммарная величина силы тяжести и вертикальной проекции сил инерции (Н), возникающие при качании узла «пильная рама» [2,3,5]. Сила  $Q_{\text{ПР}}$  определяется по формуле:

$$Q_{\text{ПР}} = nqL_{\text{БЛ}}, \quad (2)$$

где  $n$  – число установленных полосовых пил в станке;  $q$  – действующая на блок распределённая нагрузка со стороны одной полосовой пилы, Н/м;  $L_{\text{БЛ}}$  – длина распиливаемой ставки из блоков, м. Полученная формула (1) является универсальной для большинства штрипсопильных станков.

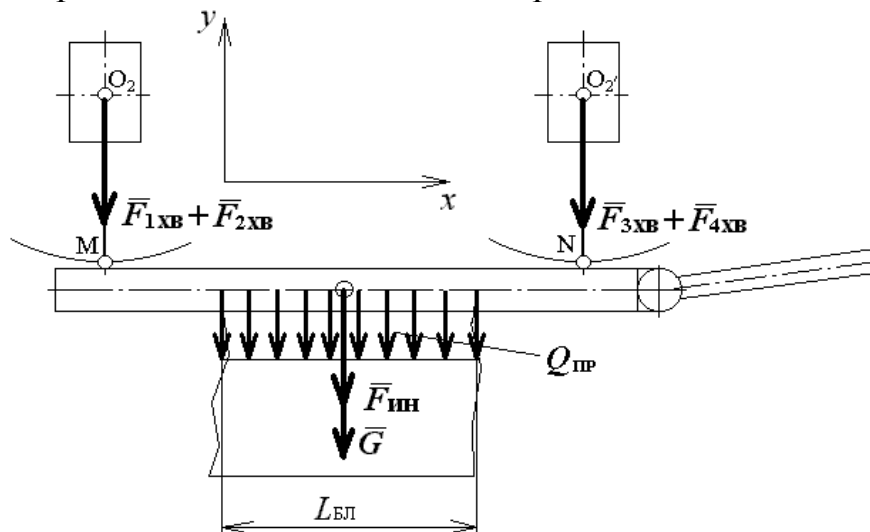


Рис.2. Составляющие силы  $Q_{\text{ПР}}$



Анализ показывает, что в случае маятникового качания пил возникают высокие нагрузки  $Q_{\text{пр}}$  (рис.5), контакт пил с распиливаемым материалом начинается в центре блока (рис.3), далее пилы прогибаются и одновременно протаскиваются вместе с дробью по дну пропила. Затем прогиб пил начинает уменьшаться, и они выходят из контакта с материалом. Нагрузка  $Q_{\text{пр}}$  имеет скачкообразный характер и меняется в широком диапазоне.

При выпуклом качании пил возникают меньшие по отношению к маятниковому нагрузки  $Q_{\text{пр}}$  (рис.5), контакт пил с распиливаемым материалом начинается на краю блока (рис.4), пилы в этом же месте начинают прогибаться, захватывать дробь и протаскивать её по дну пропила. Затем пилы начинают перекашиваться по дну пропила с перетаскиванием дробы до противоположного края блока с постоянной нагрузкой  $Q_{\text{пр}}$ . При достижении противоположного края прогиб пил уменьшается до нуля, и они выходят из контакта.

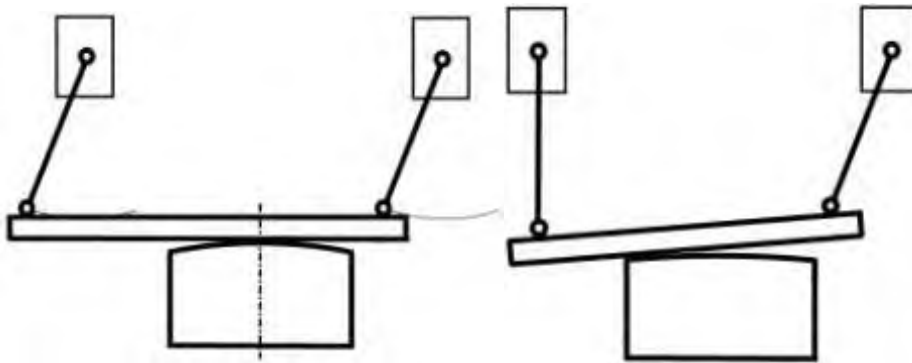


Рис.3. Запиливание при маятниковой траектории движения пильной рамы

Рис.4. Запиливание при выпуклой траектории движения пильной рамы

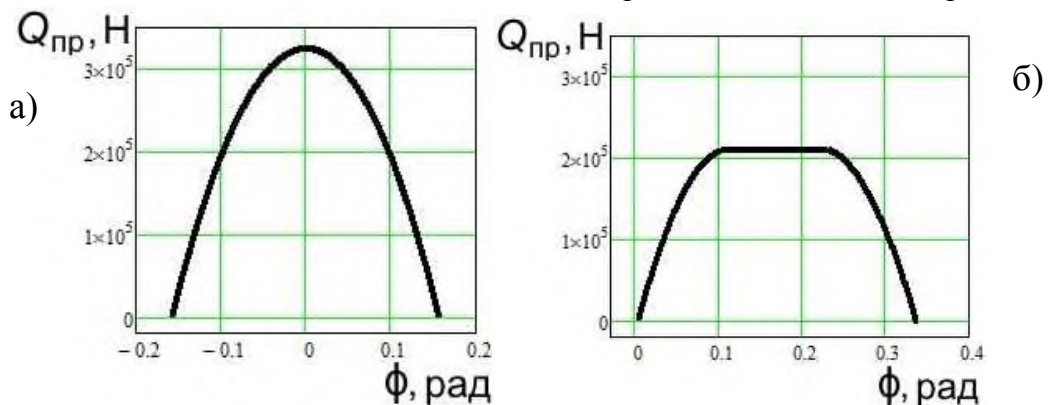


Рис.5. Графики зависимости общей вертикальной нагрузки, действующей со стороны пильной рамы штрипсового станка на распиливаемый блок, от угла наклона рамных подвесов  $\phi$ : а) для маятниковой, б) и выпуклой траектории движения пильной рамы

Маятниковое качание пил характеризуется распределённым контактом пил почти по всей длине пропила блока, нагрузку  $Q_{\text{пр}}$  можно считать распределённой. Во время контакта изогнутые пилы приближённо принимают форму дна пропила блока.

Выпуклое качание пил характеризуется точечным контактом пил с блоком. Точка контакта имеет перемещения от одного края блока к другому во время одного хода пильной рамы. При этом напряжения, возникающие в распиливаемой породе больше, чем при маятниковом качании, что даёт высокую производительность распиливания. Также преимуществом при выпуклом качании пил является эффективная очистка пропилов от шлама и значительное снижение ударных нагрузок, вследствие чего повышается качество распила, улучшается питание пропилов абразивной пульпой.

### Список литературы

1. Секретов М.В., Губанов С.Г. Экспериментальное исследование нагрузок привода вертикальной подачи в раме пилы ленточнопильного станка. (2019) *Mining Informational and Analytical Bulletin*, 2019 (1), pp. 154-161.
2. Секретов М.В., Губанов С.Г. Методика расчета нагрузки на привод вертикальной подачи ленточнопильного станка с вертикальной подачей (2019) *Mining Informational and Analytical Bulletin*, 2019 (2), pp. 136-145.
3. Секретов М.В., Рахутин М.Г., Губанов С.Г. Перспективы использования ударно-пильных станков при производстве высокопрочного размерного камня (2019) *Gornyi Zhurnal*, (8), pp. 65-69.
4. Секретов В.В., Секретов М.В. Расчёт нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пильной рамы. – *Горные машины и автоматика*, – М.: Новые технологии, 2003, №11, с. 38 – 40.
5. Секретов М.В., Секретов В.В., Губанов С.Г. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков. *Горное оборудование и электромеханика*, – М.: 2011, №4, с. 44-49.

УДК 622.6

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Селянинов А.О., Микрюков А. Ю., доцент

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь, Россия

*В работе рассмотрены основные критерии эксплуатации шахтных подъемных установок и способы их улучшения. Предложены способы повышения эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок, на основе выдвинутых критериев.*

**Ключевые слова:** подъемный сосуд, вертикальный шахтный ствол, шахтная подъемная установка, эксплуатация, производительность, безопасность шахтных подъемных установок.

### INCREASING THE EFFICIENCY OF MINE LIFTING UNITS

Selyaninov A.O., Mikryukov A.Yu.

*The paper considers the main criteria for the operation of mine hoisting installations and ways to improve them. Methods of increasing the efficiency of operation of mine hoisting installations are proposed, based on the criteria put forward.*

**Keywords:** hoisting vessel, vertical shaft shaft, mine hoisting plant, operation, productivity, safety of mine hoisting plants.

Шахтные подъемные установки (ШПУ) являются основными звеньями в технологической схеме производства горнодобывающих предприятий. От устойчивой работы оборудования шахтных стволов и их технического состояния в процессе эксплуатации зависит успешная работа не только рудника, но и предприятия в целом. Для обеспечения возможности повышение эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок в условиях интенсивной работы подъема необходимо обратить внимание на условия эксплуатации скипов. Приведены примеры скипов эксплуатируемых на калийных рудниках.

1. Скип СН 19,5 предназначен для транспортирования по вертикальному стволу на поверхность полезного ископаемого или породы при одноканатном подъеме с односторонней загрузкой и выгрузкой [4].

*Технические характеристики:* максимальная грузоподъемность – 27000 кг; вместимость – 19,5 м<sup>3</sup>; тип разгрузки – односторонняя с неподвижным кузовом; габаритные размеры, мм: 1630×1882×15240; масса скипа - 15890 кг.

2. Скип СН 22,5 предназначен подъема руды по вертикальным стволам, оборудованным одноканатными и многоканатными подъемными установками [5].

*Технические характеристики:* максимальная грузоподъемность - 31000 кг; вместимость – 22,5 м<sup>3</sup>; тип разгрузки – односторонняя с неподвижным кузовом; габаритные размеры, мм: 1993×2062×16160; масса скипа - 20000 кг.

3. Скип НОР 30 жёсткий коробчатый сосуд с косым дном, предназначенный для подъема руды по вертикальным стволам [3].

*Технические характеристики:* максимальная грузоподъемность – 30000 кг; вместимость – 23 м<sup>3</sup>; тип разгрузки – односторонняя с неподвижным кузовом; габаритные размеры, мм: 2030×1926×17615; масса скипа – 22830 кг.

На эффективность эксплуатации ШПУ в основном влияют критерии два критерия производительность и безопасность шахтной подъемной установки.

Рассмотрим первый критерий - производительность шахтной установки, а именно способы её повышения. Исходя из описания технических характеристик видно, что у каждый скип обладает своим параметрами, грузоподъемностью, габаритами и вместимостью. Выбор наиболее оптимального скипа позволит увеличить производительность подъемной установки.

Рассмотрим способы повышения производительности ШПУ с заменой и без замены подъемной установки (барабана, привода подъемной установки). Увеличение производительности без замены ШПУ достигается за счёт нескольких методов. Одним из таких методов – это увеличение скорости движения скипа до максимально возможной в пределах предусмотренными проектом. В практике эксплуатации ШПУ очень часто встречается, эксплуатационная скорость движения скипа на 10-20% меньше предусмотренной проектной, в виду нехарактерных причин эксплуатации. К примеру: в соответствии с исходными данными “Оценка состояния ...” допустимая скорость подъема при существующем состоянии армировки и крепи ствола не должна превышать 10 м/с (ограничения предусмотренный проектом). Для более полного использования ресурсов подъемной машины, а именно повышения скорости подъема, например, до 12,7 м/с, необходимо выполнить мероприятия по реконструкции крепи и армировки ствола включающие замену элементов армировки [4].

Так же один из возможных способов замена именно подъемного сосуда, с целью увеличения его грузоподъемности, и как следствие увеличение интенсивности работы ШПУ. Но в данном случае следует учитывать, что не каждый скип подойдет под заданные условия эксплуатации конкретных подъемных установок. Из характеристик скипов, представленных ранее, можно сделать вывод, что при схожих длине и ширине, высота скипов будет отличаться. Скип с большей высотой имеет и большую грузоподъемность, один метр длины скипа дает грузоподъемность на одну тонну больше. Чем больше циклов подъема руды мы произведем, тем больше мы получим производительность.

Дополнительно можно увеличить суточную работу ШПУ, за счёт внедрения систем непрерывного контроля плавности движение скипа [2].

Второй способ повышения производительности ШПУ связан с заменой самой подъемной установки наиболее сложный и трудоемкий. При полной замене ШПУ возникает больше выбора в плане модернизаций. Можно увеличить скорость движения скипа, за счёт увеличения мощности самой подъемной машины, или увеличить его грузоподъемность. Так же

можно изменить сам тип подъемной машины, к примеру, перейти с одноканатной подъемной машины на многоканатную. Но данные методы повышения производительности имеют свои отрицательные стороны, такие как: потребуется перерасчет на армировку, реконструкция армировки и шкива, перерасчет нагрузок на армировку, полный расчет нового проекта с нуля. Всё это потребует большого количества времени, соответственно будут огромные простои, и окупаемость полной замены оборудования может составлять огромный срок, зависящий от масштаба замены оборудования.

Вторым критерием эффективности ШПУ является безопасность работы подъема. Одним из основных способов обеспечения безопасной эксплуатации шахтных подъемных установок в настоящее время являются ежесуточные визуальные осмотры и проверки электромеханического оборудования подъемных машин, оборудования, крепи и армировки шахтных стволов [2]. Современные скиповые подъемные установки отличаются высокой интенсивностью работы и значительные затраты времени на ежедневные визуальные осмотры снижают их производительность. Кроме того, существующие методы контроля не всегда позволяют выявить неисправности в состоянии армировки ствола и предотвратить возникновение аварийных ситуаций.

Наиболее приемлемой для современных подъемных установок является применение систем непрерывного контроля параметров подъемной установки (регистраторов параметров), ежесуточный анализ записей которых позволяет судить о состоянии электромеханического оборудования подъемных машин. О состоянии армировки шахтного ствола можно судить по результатам контроля динамики движения подъемных сосудов. Продолжительные тестовые испытания аппаратуры позволили установить взаимосвязь между ее показаниями и состоянием системы «подъемный сосуд-жесткая армировка» [2].

Деформационно-прочностные расчеты, выполненные с учетом фактических поперечных значений динамических нагрузок и значений остаточной толщины стенок проводников и расстрелов, показывают, какие именно участки в стволе эксплуатируются с запасом прочности, сниженным до потенциально опасного уровня 1.0-1.25. Такое состояние требует проведения специальных мероприятий по приведению армировки в надлежащее состояние. Мероприятия могут заключаться либо в проведении коррекции профиля проводников для снижения контактных нагрузок либо в ремонте и усилении изношенных расстрелов и проводников [1].

Непрерывный автоматизированный контроль движения основных параметров и остаточного ресурса элементов ШПУ повышает эффективность и безопасность эксплуатации установки.

Для непрерывного контроля состояния системы «подъемный сосуд-жесткая армировка» разработана и испытана в шахтных условиях система непрерывного контроля плавности движения скипов. Испытания системы показали, что четкое определение горизонтальных ускорений скипа в ло-

бовом и боковом направлениях плоскостях, а так же вертикальных ускорений скипа обеспечивает объективный контроль и оценку состояния армировки шахтного ствола.

Создание идеальной системы непрерывного контроля плавности движения скипа требует решения основных взаимосвязанных задач:

1. Детальное изучение динамики движения подъемного сосуда с целью выявления наиболее уязвимых мест и составление перечня выхода параметров контроля за допустимые нормы безопасной эксплуатации.
2. Обнаружение повышенной колебательной активности.
3. Выбор необходимых средств контроля параметров и мест размещения датчиков на подъемном сосуде.
4. Определение математических моделей и динамических характеристик с целью построения модели контроля.
5. Изменение признаков контроля, чувствительных к изменению параметров технического состояния ШПУ, определения их предельных значений по исходной информации о вибрационных параметрах, по результатам обработки и математическим моделям ШПУ.
6. Разработки алгоритмов определения текущего технического состояния ШПУ.

Информация о нагрузках и отработанном ресурсе может служить при проведении экспертизы промышленной безопасности для оценки остаточного ресурса ШПУ

Полученные данные и последующие принятые меры поспособствуют уменьшению количества аварийных случаев, что в свою очередь уменьшит простои на ремонт или замену оборудования и увеличит производительность

**Заключение:** В статье рассмотрены возможные способы повышения эффективности работы шахтных подъёмных установок на основании двух критериев: производительности и безопасности. Предложены варианты реализации некоторых из методов.

### Список литературы

1. Трифанов Г.Д., Ильин С.Р., Воробель С.В. Динамическая диагностика и оценка состояния армировки шахтных стволов // Горное оборудование и электромеханика.
2. Трифанов Г.Д., Микрюков А.Ю. Повышение эффективности эксплуатации шахтных подъёмных установок оборудованных системами мониторинга плавности движения скипов // Горное оборудование и электромеханика. – 2016 г. – С. 3-4;
3. Инструкция по применению Скип 23м<sup>3</sup>, 30т, Березники ЕвроХим-Усольский калийный комбинат Горнодобывающий комплекс
4. Руководство по эксплуатации, Березники ОАО «Уралкалий», скип неопрокидной СН-19,5;
5. Руководство по эксплуатации, Березники ОАО «Уралкалий», скип неопрокидной СН-22,5;

УДК 622.271

## ОБЗОР ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Ситдикова С. В., аспирант, Белов С.В., к.т.н., доц.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

*Целью работы является проведение обзора различных конструкций опорно-поворотных устройств и анализ путей повышения их эффективности*

*Ключевые слова:* опорно-поворотное устройство, цикл поворота, центральная цапфа

### OVERVIEW OF STEERING UNITS OF QUARRY EXCAVATORS

Sitdikova S.V., Belov S.V.

*The aim of the work is to review various designs of slewing bearings and analyze ways to improve their efficiency.*

*Keywords:* slewing bearing, slewing cycle, center pin.

При разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом выемочно-погрузочные работы являются одним из основных производственных процессов, а экскаваторы, выполняющие эти работы, – ведущими машинами комплексов механизации.

Совершенствование конструкции карьерных экскаваторов связано с увеличением вместимости ковша, повышением эксплуатационной надежности, а также модернизацией рабочих механизмов, в частности, *опорно-поворотного устройства* (ОПУ).

Поворотный механизм экскаватора служит для вращения поворотной платформы с целью осуществления рабочего движения. Современные опорно-поворотные устройства являются многоприводными, работающими на общий зубчатый венец. По числу приводов механизмы поворота можно разделить на одноприводные (ЭШ-4/40), двухприводные (ЭКГ-2; ЭКГ-3,2; ЭКГ-5; ЭКГ-8И; ЭВГ-15/40), трехприводные (ЭКГ-6,3У, ЭКГ-12,5), четырехприводные (ЭВГ-35/65М, ЭШ-15/90Б, ЭШ-25/100, 8300-М), шестиприводные (3850-В, 8900-М), восьмиприводные (ЭШ-80/100, ЭВГ-100/70, 6360-М), десятиприводные (4250-В) и двенадцатиприводные (9600-М). Один из таких механизмов представлен на рис.1. /1-5/

Вращение от вертикального фланцевого электродвигателя 1 передается через две зубчатые пары на вертикальный поворотный вал 2. Нижняя шестерня 3 сцепляется с зубчатым венцом 4, закрепленным на нижней раме экскаватора. Двигатель устанавливается на крышке редуктора. Тормоз 5 устанавливается на втором конце вала двигателя. Скорость вращения поворотной платформы колеблется от 3 об/мин у малых экскаваторов до 1,4 об/мин у мощных. Двигатели применяются с номинальным числом оборотов 800-1000 в минуту, поэтому редуктор вместе с открытой парой имеет передаточное число порядка 400...700.

Особенности работы поворотных механизмов: отсутствие сопротивления повороту на рабочем органе, большие ускорения, кратковременность или полное отсутствие периода равномерного движения (после разгона сразу начинается торможение).

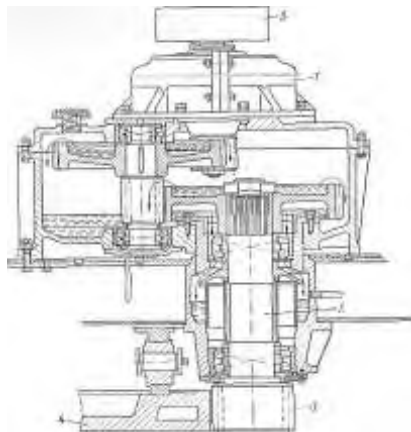


Рис.1 - Механизм поворота экскаватора ЭКГ-8

При таком режиме работы основной нагрузкой поворотных двигателей являются силы инерции. Поворотное движение занимает 60-80 % цикла экскаватора. За счет сокращения продолжительности поворота можно значительно повысить производительность экскаватора. Поэтому мощность современных поворотных механизмов почти равна мощности привода подъема.

Передаточное число механизмов поворота у многоковшовых экскаваторов в 10-20 раз выше, поэтому в редукторах поворотной платформы этих экскаваторов применяются обратимые червячные передачи.

У многоковшовых экскаваторов поворотный механизм преодолевает значительное сопротивление на рабочем органе; имеет место длительный период равномерного движения; разгон и торможение занимают относительно меньше времени, поэтому инерционные нагрузки невелики и большую часть сопротивления составляют нагрузки статические. Поворотные механизмы многочерпаковых экскаваторов снабжаются предохранительными устройствами. Опорно-поворотное устройство служит для восприятия вертикальных нагрузок, возникающих от веса поворотной платформы, механизмов рабочего оборудования, боковых нагрузок от сил инерции неуравновешенных масс и от веса частей поворотной платформы при нестрого горизонтальной установке экскаватора.

Все ОПУ можно разделить на две группы: устройства, у которых усилия от силы тяжести передаются через ось опорных катков, и устройства, у которых эти усилия передаются непосредственно на ролики или шарики (рис.2) /1-5/.

На одноковшовых экскаваторах чаще применяют ОПУ со свободными катками, оси которых не воспринимают нагрузку (см. рис.2).

Катки выполняются цилиндрическими или коническими. Цилиндрические катки с одной внутренней ребордой применяются на всех моделях



отечественных карьерных лопат, конические двухребордные - на американских карьерных и вскрышных лопатах.

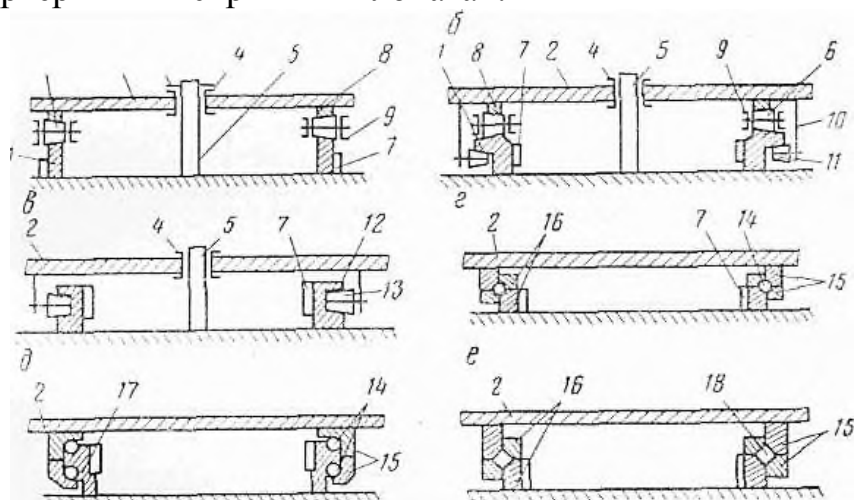


Рис.2. Схемы опорно-поворотных устройств в карьерных экскаваторах

*a* – многокатковое опорное устройство с центральной цапфой и гайкой; *б* – многокатковое устройство с захватными роликами и центральной цапфой; *в* – малокатковое устройство с опорно-захватными роликами, обкатываемыми по нижнему и верхнему опорному кольцу; *г* – однорядное шариковое опорно-поворотное устройство; *д* – двухрядное опорно-поворотное устройство; *е* – роликовое крестообразное опорно-поворотное устройство (оси вращения роликов пересекаются); 1 – нижний круг катания; 2 – поворотная платформа; 3 – центральная втулка; 4 – центральная цапфа; 7 – зубчатый венец (с внутренним или наружным зацеплением); 8 – нижняя ходовая рама; 9 – роликовая обойма; 10 – захват; 11 – захватные ролики; 12 – опорный круг с верхней и нижней дорожками катания; 13 – опорно-захватные ролики; 14 – шарики; 15 – опорное и захватное кольца поворотной платформы; 16 – опорное и захватное кольца нижней ходовой рамы с зубчатым венцом; 17 – опорно-захватное кольцо с зубчатым венцом; 18 – ролик.

На мощных машинах конический каток выполняется с небольшой бочкообразностью по плоскости контакта его с рельсом катания. Под нагрузкой каток деформируется, и точка контакта переходит в линию. Конические катки меньше изнашиваются, чем цилиндрические.

На рис. 3 представлено ОПУ экскаватора ЭКГ-8И. Типовая конструкция включает 40 цилиндрических одноребордных роликов 1, расположенных на осях 2 на биметаллических втулках 3. Ось закреплена в сепараторе 4, наружное кольцо которого состоит из двух связанных вальцованных швеллеров 5 и 6. Внутреннее кольцо 7, представляет отливку, обеспечивающую центровку роликового круга за счет посадки на центральную цапфу. Связь наружного и внутреннего колец сепаратора осуществляется швеллерами 8. Между роликами и сепаратором помещены чугунные шайбы 9. Каждый ролик имеет индивидуальную смазку через отверстие в оси ролика 1. Смазка внутреннего кольца 7 по трубке 10.

От бокового смещения поворотную платформу удерживает центральная цапфа. Она же воспринимает и отрывающие нагрузки, возникающие при чрезмерном смещении равнодействующей.

В схемах без центральных цапф или с центральными цапфами без гаек, но с подхватывающими роликами ОПУ воспринимает также и усилия,

направленные снизу вверх (отрывающие усилия), появляющиеся из-за неполной уравновешенности поворотной платформы.

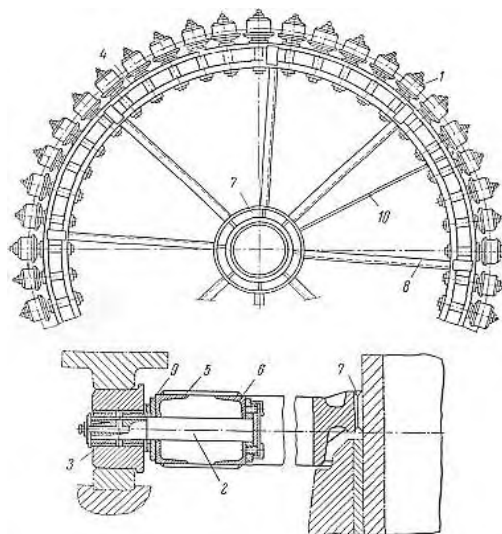


Рис.3. Опорно-поворотное устройство экскаватора ЭКГ-8И

Шариковые ОПУ применяются на многоковшовых экскаваторах. Они могут быть однорядными и двухрядными. Внутренняя обойма (по отношению к шарикам) крепится к ходовой тележке, а наружные обоймы на болтах соединяются с поворотной платформой. Шариковые опорно-поворотные устройства меньше по размеру и весу, чем опорно-поворотные устройства с катками, и более долговечны.

Представляют интерес появившиеся конструкции роликовых кругов, не имеющих центральной цапфы. Оси роликов в сепараторе установлены через один под прямым углом. Центровка опорных и захватных колец происходит по всем четырем плоскостям качения. Такой роликовый круг представляет собой современное и компактное конструктивное решение ОПУ для экскаваторов небольших размеров.

### Список литературы

1. Квагинидзе В. С., Антонов Ю. А., Корецкий В. Б., Чупейкина Н. Н. Экскаваторы на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет: Учебное пособие – М.: Издательство «Горная книга», Издательство МГГУ, 2009. – 409 с.
2. Атанор-инжиниринг - <https://drive-v.ru>
3. <https://helpiks.org/7-2654.html>
4. <https://findpatent.ru/patent/252/2524739.html>
5. [https://yandex.ru/patents/doc/RU2425193C2\\_20110727](https://yandex.ru/patents/doc/RU2425193C2_20110727)

УДК 622.341.23

## АНАЛИЗ РОТОРНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ШАГАЮЩЕЙ МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ ЖМК

Смирнов А.И., студ.,

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

*Приведены технические предложения по созданию активного рабочего органа шагающей машины для глубоководной добычи железомарганцевых конкреций с поверхности дна океана. Для снижения энергоемкости добычи железомарганцевых конкреций необходимо уменьшать потери энергии, на преодоление сил сопротивления водной среды при вращении эластичного ротора с учетом механических потерь.*

**Ключевые слова:** железомарганцевые конкреции, глубоководная добыча, шагающая машина, роторный рабочий орган, эластичный ротор

## ANALYSIS OF THE ROTARY WORKING BODY OF A WALKING MACHINE FOR IRON ORE EXTRACTION

Smirnov A.I.

*Technical proposals for the creation of an active working body of a walking machine for deep-sea extraction of ferromanganese nodules from the surface of the ocean floor are presented. To reduce the energy intensity of the extraction of ferromanganese nodules, it is necessary to reduce the energy loss to overcome the resistance forces of the water environment during the rotation of the elastic rotor, taking into account mechanical losses.*

**Keywords:** ferromanganese nodules, deep-sea mining, walking machine, rotary working body, elastic rotor.

Постепенное истощение невозобновляемых континентальных месторождений твердых полезных ископаемых, разработанных традиционными открытым и подземным способами, а также текущий объем геологических исследований определить необходимость ведения работ по освоению минеральных ресурсов Мирового океана. Приоритет освоения океана (определение его рудного потенциала) определялся из потребности марганца и кобальта как стратегического сырья для многих отраслей тяжелой промышленности. Было установлено, что мировой океан обладает огромными запасами минерального сырья в виде растворенных в воде химических элементов, а также золотых, алмазных, оловянных и других россыпей и конкреций, находящихся на морском дне [1].

Россия является одним из лидеров в области разведки месторождений твердых полезных ископаемых морского дна: Месторождение железомарганцевых конкреций (ЖМК) (Mn – 30%, Ni – 1,41%, Cu – 1,07%, Co – 0,2-0,3%, Mo – 0,05%) – уникальное по Mn и Co, крупнейшее по Ni и Cu – Кларион-Клиппертон (Тихий океан). Месторождение ЖМК – комплексно восполняет национальную базу по Ni, Cu, Co, Mo [2].

В настоящий момент добыча ЖМК со дна моря практически не осуществляется. Первый этап представляет собой сбор ЖМК на поверхности месторождения. В данной работе представлен анализ принципов, которым должен удовлетворять механический многофункциональный рабочий ор-

ган машины, шагающей по морскому дну. Принцип передвижения машины способом шагания был проверен в опытных экспериментах на дне Балтийского моря. В качестве рабочего органа машины рассматривается рабочий орган с двумя параллельными вращающимися навстречу друг другу эластичными роторами. Вращающиеся роторы подхватывают ЖМК с поверхности дна и, создавая водно-массовый поток, направляют его по криволинейному желобу в приемный бункер для последующего подъема собранного материала на поверхность [3].

При реализации данного технического решения значительная часть энергии роторного рабочего органа тратится на деформацию и его трение о ЖМК, преодоление сил сопротивления морской воды при вращении и на механические потери, что значительно уменьшает КПД данного устройства и увеличивает энергоемкость добычи ЖМК со дна моря. Для повышения эффективности данного процесса необходимо уменьшить потери энергии, за счёт уменьшения влияния внешних сопротивлений.

Исследования на лабораторной установке показали, что при увеличении частоты вращения ротора рабочего органа циркуляция воды в около добычной зоне достигает турбулентного режима, из-за чего увеличивается сопротивление воды и энергопотери при вращении ротора. Для решения данной задачи необходима разработка конструкции защитного кожуха, применение которого позволит уменьшить энергоемкость сбора ЖМК. Данное усовершенствование рабочего органа позволит создать направленный плотный турбулентный водно-массовый поток для сбора и транспортирования железомарганцевых конкреций с большей эффективностью и при этом уменьшить энергоемкость процесса.

В заключении необходимо отметить, что техническое решение требует дополнительных лабораторных исследований и разработки инженерных методов расчета рабочего органа. Так же, необходимо провести моделирование процесса сбора ЖМК со дна моря для анализа закономерностей подбора ЖМК эластичным рабочим органом, создание плотного водно-массового потока и транспортирования в приемный бункер с учетом размерно-массовых характеристик и гидравлической крупности железомарганцевых конкреций.

### Список литературы

1. Королев И.А., Тимофеев И.П. Оптимизация параметров шагающей установки для освоения ресурсов морского дна // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 6. С. 60-73.
2. Каширский А.С. Перспективы развития морской горнодобывающей отрасли России // Горная Промышленность. 2016. №2. С. 64-66.
3. Михайлов А.В., Тимофеев И.П., Смирнов А.И. Щеточный рабочий орган шагающей машины для освоения ресурсов морского дна. Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: тезисы докладов 78-й междунар. научно-техн. конфер. Магнитогорск: Изд. Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2020. Т.1. С. 110.

УДК 621.879.323

**РЕКУПЕРАЦИЯ ЭНЕРГИИ В ГИДРОСИСТЕМЕ МЕХАНИЗМА  
ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА  
ЗА СЧЕТ ГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ**

**Суслов Н.М.**, профессор, **Чернухин С.А.**, аспирант  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*В статье представлена гидравлическая схема трехопорного механизма шагания, оснащенная гидроаккумулятором, позволяющая исключить недостаток присущий этому механизму, а именно, отсутствие возможности использования энергии поднятой передней кромки базы экскаватора для горизонтального перемещения экскаватора-драглайна.*

***Ключевые слова:** механизм шагания драглайна, гидроаккумуляторы, гидравлическая система, рекуперация энергии*

**ENERGY RECOVERY IN THE HYDRAULIC SYSTEM OF THE EXCAVATOR-  
DRAGLINE EXCAVATOR EXCAVATOR'S HYDRAULIC SYSTEM  
AT THE EXPENSE OF HYDRAULIC ACCUMULATORS**

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

*The article presents a hydraulic diagram of a three-bearing walking mechanism, equipped with a hydraulic accumulator, which makes it possible to eliminate the disadvantage inherent in this mechanism, namely, the inability to use the energy of the raised leading edge of the excavator base for horizontal movement of the dragline excavator.*

***Keywords:** dragline walking mechanism, hydraulic accumulators, hydraulic system, energy recovery*

Применение шагающего оборудования в качестве механизма передвижения для экскаваторов-драглайнов на открытых горных работах обоснованно его эффективностью в условиях карьера. Шагающий механизм, за счет больших опорных поверхностей, обеспечивает низкое удельное давление на грунт, что весьма важно, так как грунты на карьере обладают низкой несущей способностью [1]. Самым распространенным шагающим механизмом стал трехопорный, благодаря надежности и простоте конструкции. Чаще всего в качестве привода шагающего хода используют гидропривод, позволяющий обеспечить плавность хода и регулировку длины шага [2].

Анализ работы трехопорного гидравлического шагающего механизма помог выявить основной недостаток присущий такому типу механизма передвижения. Ввиду особенностей осуществления шага [3] существует необходимость подъема передней кромки базы экскаватора для обеспечения требуемой длины шага. Затраты энергии на подъем передней кромки базы, которые составляют значительную часть (до 80 %) от всей затрачиваемой энергии на перемещение не используется для осуществления перемещения машины. Конструктивная особенность механизма шагания [4] не позволяет рекуперировать энергию поднятой передней кромки базы драглайна.

Для решения данной проблемы предлагается осуществить внедрение гидроаккумуляторов в гидравлическую систему механизма шагания, как представлено на рисунке 1, такое решение позволяет рекуперировать энергию поднятой передней кромки базы в гидроаккумуляторы, с целью дальнейшего ее использования при осуществлении перемещения машины.

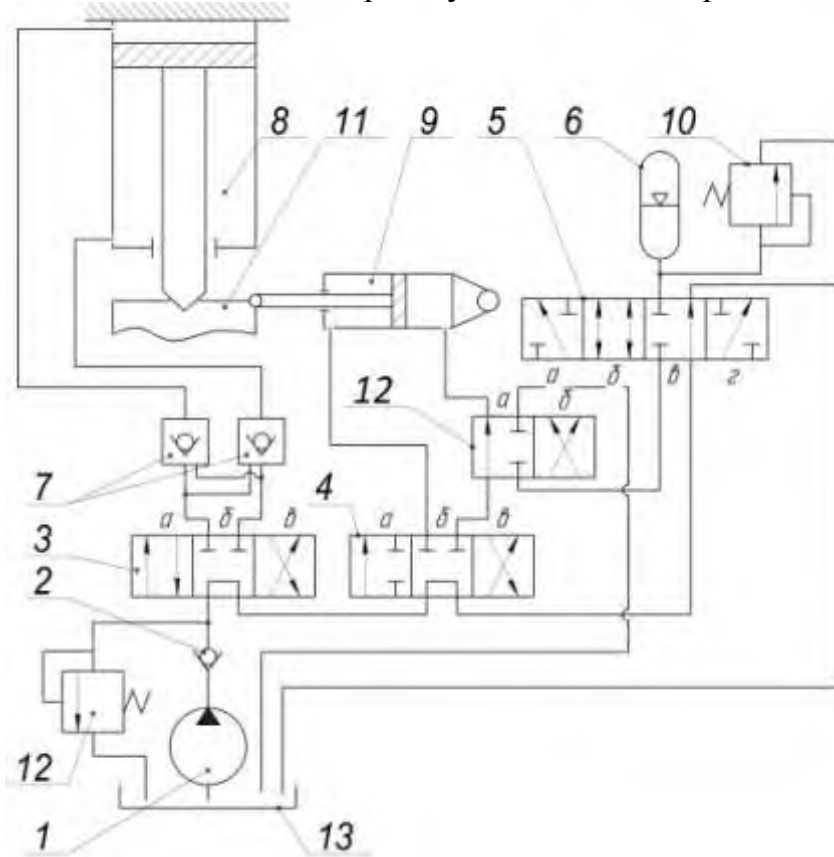


Рис. 1. Гидравлическая схема механизма шагания экскаватора-драглайна:

1 – насосная установка, 2 – обратный клапан, 3-5, 12 – распределители, 6 – гидроаккумулятор, 7 – гидрозамок, 8 – подъемный гидроцилиндр, 9 – тяговый гидроцилиндр, 10, 12 разгрузочный клапан, 11 – скользящий.

Работа гидравлического привода механизма шагания оснащенного гидроаккумуляторами осуществляется следующим образом. Перед началом первого шага при помощи давления, создаваемого насосом 1, рабочая жидкость поступает в штоковую полость тягового гидроцилиндра 9, через распределители 3 (положение б), 4 (положение а). Рабочая жидкость из поршневой полости тягового гидроцилиндра 9 через распределители 12 (положение б) и 5 (положение з) по сливной магистрали уходит в сливной бак 13. Опорные башмаки подаются в направлении движения. После подачи опорных башмаков происходит их опускание на грунт. При помощи давления, создаваемого насосной установкой 1, рабочая жидкость, через распределитель 3 (положение а) проходит гидрозамок 7 и попадает в поршневую полость подъемного гидроцилиндра 8, вытесняя рабочую жидкость из штоковой полости, которая проходя через распределители 3 (положение а), 4 (положение б) и 5 (положение в) направляется в сливной бак. Далее при помощи давления из гидроаккумулятора 6 через распределители

5 (положение б), 12 (положение б) рабочая жидкость поступает в поршневую полость тягового гидроцилиндра 9, происходит перемещение экскаватора драглайна, по мере разрядки гидроаккумулятора. Рабочая жидкость вытесняемая из штоковой полости тягового гидроцилиндра 9 при перемещении драглайна поступает через распределители 4 (положение в) и 5 (положение б) по сливной магистрали в сливной бак 13. После завершения шага база драглайна опускается на грунт, в этот момент в результате вытеснения рабочей жидкости из поршневой полости подъемного гидроцилиндра 8 происходит зарядка гидроаккумулятора б. Рабочая жидкость из поршневой полости подъемного гидроцилиндра 8 через распределители 3 (положение в), 4 (положение б) и 5 (положение а) поступает в гидроаккумулятор б. Для осуществления последующих шагов цикл повторяется.

Такое решение по использованию представленной гидравлической схемы с гидроаккумулятором позволяет существенно сократить энергозатраты на перемещение экскаватора, за счет аккумуляции энергии поднятой передней кромки базы и использования ее в момент перемещения драглайна, тем самым, повышая эффективность трехопорного механизма шагания драглайна.

### Список литературы

1. Деревяшкин И. В., Кашпар Л. Н. Условия эффективного применения драглайнов на горно-капитальных работах //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2008. – №. 7.
2. Чернухин С.А. Анализ и перспективы развития шагающего ходового оборудования горных машин // Вестник ЗабГУ. 2018. № 9. С. 29-35.
3. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ: Учебник для вузов — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Недра. 1985.- 544 с.
4. Суслов Н.М. Чернухин С.А.Совершенствование шагающих механизмов, повышающее эффективность их использования // Известия УГГУ. 2018. Вып. 3(51). С. 108-113.

УДК 621-192

## АСПЕКТЫ НОВОЙ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ В УСЛОЖНЯЮЩИХСЯ ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВАХ

Ткачева Т.А., доцент

Московский государственный открытый университет, г. Москва

*Рассмотрены основные результаты по разработке некоторых аспектов теории надежности горной техники (ГТ) на примере комплексов «Экскаватор-Автотранспортные средства (АТС)», эксплуатируемых в усложняющихся горно-добывающих производствах.*

**Ключевые слова:** новая теория надежности ГТ, усложняющееся горно-добывающееся производство, показатели использования ГТ, время-пространственные характеристики ГТ, средне-квадратическое отклонение показателей эксплуатации ГТ.

## ASPECTS OF THE NEW THEORY OF RELIABILITY OF MINING EQUIPMENT IN THE INCREASINGLY COMPLEX MINING INDUSTRIES

Tkacheva T. A.

*The main results on the development of some aspects of the theory of reliability of mining equipment (GT) are considered on the example of "Excavator-Motor Vehicles (PBX)" complexes operated in increasingly complex mining industries.*

**Keywords:** new theory of GT reliability, increasingly complex mining production, GT utilization indicators, time-spatial characteristics of GT, mean-square deviation of GT operation indicators

На современном этапе совместное развитие многих базовых систем: метрологических, контрольно-измерительных, калибровочных и др., а также технологий для горнодобывающих производств (ГДП) имеет первостепенное значение. Это подтверждается аналитическим обзором и анализом материалов функционирования горной техники на различных месторождениях полезных ископаемых (МПИ), в т. ч. по материалам отраслевых отечественных и зарубежных выставок. Комплексный анализ специфики работы каждого ГДП, их систем сервисного ремонтно-профилактического обслуживания (СРПО) и эксплуатации основной и специальной горной техники (ГТ) показал, что им присущи экологически сложные и энергоемкие процессы. И это подтверждает необходимость разработки новой теории надежности ГТ, совершенствования и разработки новых компьютерных технологий.

Современные технологические схемы, реализуемые на каждом ГДП, при условии точного нормирования их материальных и энергетических потоков в значительной степени определяют эффективность использования и надёжность ГТ. При этом достигается значительная экономия всех видов ресурсов - за счет минимизации отклонений технологических параметров.

Аналитическое представление важнейшего показателя надежности – коэффициента готовности – Кг ГТ может быть выражено следующим образом.

Если



$$F^{Kr}_{H}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ}) \quad (1)$$

- обобщённая процессно-прецизионная нормированная технологическая время-пространственная функция, где  $t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ}$  - текущие временные и пространственные параметры, характеризующиеся своим уровнем точности.

Её среднеквадратическое отклонение определяется как

$$\sigma^{Kr}_{FH} = \sigma_x(F^{Kr}_{H}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})) + \sigma_y(F^{Kr}_{H}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})) + \sigma_z(F^{Kr}_{H}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})). \quad (2)$$

Т.е. критерием оценки является минимизация отклонений нормированного  $K_{ГТ}$

$$\sigma^{Kr_{ГТ}}_{FH(t,X,Y,Z)} \rightarrow \min. \quad (3)$$

Далее отметим, что ГТ является – с одной стороны уникальной по своим техническим показателям и характеристикам, а с другой, ввиду осуществления ею сложнейших, случайных и часто экстремально складывающихся в т.ч. и природных процессов - мало изученных, зачастую неизвестных в конкретных условиях эксплуатации и СРПО, являющимися к тому же конкурирующими системами. Данные по коэффициентам использования ГТ по некоторым отраслям приведены в табл. 1.

Таблица 1

Эффективность использования ГТ в некоторых отраслях народного хозяйства<sup>X</sup>

Отрасли народного хозяйства	Коэффициент использования	Коэффициент использования времени
<i>Геологоразведочные работы</i>	0,73-0,87	0,75-0,79
<i>Угольная промышленность</i>	0,74-0,82	0,69- 0,72
<i>Строительная</i>	До 0,7	0,63- 0,74

<sup>X</sup> значения коэффициентов могут варьироваться

Но традиционно используемая в настоящее время методика расчётно-го нормирования, а затем в соответствии с ней сравнение с фактическими показателями технологических схем, реализуемых на ГДП, имеет значительную информационную неполноту. Одной из существенных причин ограниченного качества современных технологий СРПО и эксплуатации многих видов ГТ, применяемых на ГДП – это отставание в информационном, аналитическом, метрологическом, методологическом, математическом, а в целом теоретическом их обеспечении. Это подтверждается, в частности, тем, что ГТ имеет в настоящее время не только фактически пониженные  $K_i$  -  $K_{iГТ}(t, T_i) = 0,7$ , но и имеют неблагоприятные закономерности распределения  $K_{iГТ}(t, T_i)$ . Например, имеет место их резко выраженная асимметрия (при недогрузке – левая, а при перегрузке ГТ – правая), с различным эксцессом  $K_{ГТ}$ , зависящим от того, на каком производственно-технологическом участке МПИ используется ГТ.

Для  $K_{iГТ}(t, T_i)$  ГТ применимы модели типа (2)-(3), определяющие точность их нормирования

$$\sigma_{F_H}^{Ки} = \sigma_x(F_{H}^{Ки}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})) + \sigma_y(F_{H}^{Ки}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})) + \sigma_z(F_{H}^{Ки}(t_{ГТ}, X_{ГТ}, Y_{ГТ}, Z_{ГТ})). \quad (4)$$

Т.е. критерием оценки является минимизация отклонений нормированного  $Kи_{ГТ}$

$$\sigma_{F_H(t,X,Y,Z)}^{КиГТ} \rightarrow \min. \quad (5)$$

Использование  $\sigma_{F_H}^{КГ}$  и  $\sigma_{F_H}^{Ки}$  является важным аспектом разработки новой теории надежности ГТ, хотя и требует дополнительного оперативного моделирования и дальнейшего совершенствования всех технологий ГДП в целом.

УДК 656.223

## ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ОСВОЕНИЯ МЕСТОРОЖДЕНИЙ СЕВЕРА И АРКТИКИ

<sup>1</sup>Леонов В. А., <sup>2</sup>Хазин М.Л., проф.,

<sup>1</sup>ООО ЕЗСМ «Континент»; <sup>2</sup>Уральский государственный горный университет

*В арктических и северных регионах широко распространены зимние погодные условия - экстремально низкие температуры, сильный снегопад, ветры и их взаимодействия, что значительно усложняет работу всех видов транспортных средств. Понимание воздействия изменения климата на транспортные системы особенно важно в северных широтах, где отрицательные температуры ограничивают судоходство, но позволяют прокладывать наземные транспортные дороги над мерзлыми грунтами и поверхностями воды. Для этой части России характерны особые условия функционирования экономики и жизни населения, вызванные экстремальной природно-климатической обстановкой и удалённостью от экономически развитых районов страны. Недостаточная развитость транспортной инфраструктуры арктических и северных территорий существенно ограничивает возможности их социально-экономического развития.*

**Ключевые слова:** Арктика, север, транспорт, гусеничные вездеходы, эксплуатация транспортных средств.

## VEHICLES FOR THE DEVELOPMENT OF THE NORTH AND THE ARCTIC

**Leonov V. A., Khazin M. L.**

*Winter weather conditions are widespread in the Arctic and northern regions - extremely low temperatures, heavy snowfall, winds and their interactions, which greatly complicates the work of all types of vehicles. Understanding the effects of climate change on transport systems is especially important in northern latitudes, where negative temperatures limit shipping, but allow land transport roads to be laid over frozen soils and water surfaces. This part of Russia is characterized by special conditions for the functioning of the economy and the life of the population, caused by extreme climatic conditions and remoteness from economically developed regions of the country. The insufficient development of the transport infrastructure of the Arctic and northern territories significantly limits the possibilities of their socio-economic development.*

**Keywords:** Arctic, north, transport, tracked all-terrain vehicles, operation of vehicles.

Арктика является одним из крупнейших регионов мира и считается огромным хранилищем потенциальных ресурсов, включая полезные ископаемые. В последние десятилетия горнодобывающая промышленность расширилась во всем мире, особенно в арктических и субарктических регионах различных стран [1, 2]. Такие действия могут принести новые источники экономических выгод и дальнейших целей для продвижения национальной обороны, но они также могут создавать возможные риски для окружающей среды в Арктике [3, 4.]

В северных регионах России и других странах широко распространены зимние погодные условия, такие как экстремально низкие температуры, сильный снегопад, ветры и их взаимодействия, что значительно усложняет работу всех видов транспортных средств. Понимание воздействия изменения климата на транспортные системы особенно важно в северных широтах, где отрицательные температуры ограничивают судоходство, но позво-

ляют прокладывать наземные транспортные дороги над мерзлыми грунтами и поверхностями воды. Для этой части России характерны особые условия функционирования экономики и жизни населения, вызванные экстремальной природно-климатической обстановкой и удалённостью от экономически развитых районов страны [5].

Большие расстояния, высокая стоимость строительства, экстремальные природно-климатические условия, относительно небольшие объемы грузопотоков (наряду с необходимостью скорейшего освоения месторождений) ориентировали на развитие преимущественно сезонных путей сообщения – речных и морских путей, автозимников, грунтовых и ледовых аэропортов, пропускная способность которых в большой степени зависит от климатических условий [6]. Необходимыми условиями всегда являлись и являются высокая мобильность техники, относительно недорогая эксплуатация, возможность быстрого ввода в работу и надежная эксплуатация в условиях низких температур.

В районах проведения геологоразведочных работ местность в основном равнинная, а покрытие земли представляет собой щебень (гальку) летом и плотное снежное покрытие зимой. Особенностью снежной целины является достаточно высокая плотность снежного покрова, позволяющая держаться на поверхности не только человеку, но и машине.

Основными факторами, влияющими на выбор вида транспортных средств в условиях Арктики, являются: слабая несущая поверхность грунтов; сложный рельеф местности (наличие рек, озер и болот); глубокий снежный покров; преобладание низких температур и сильный ветер.

На основе перечисленных факторов можно сформулировать основные требования к транспортным средствам, предлагаемых для работы в арктических и северных территориях:

- всепогодные;
- плавающие;
- с повышенной проходимостью;
- с большим запасом хода;
- обеспечивающие условия работы персонала в различное время суток,
- высокая надежность.

Анализ функциональных задач геологоразведочных партий в арктических и северных территориях показал, что наиболее целесообразной техникой является гусеничный снегоболотоход на едином базовом шасси. Исходя из условий применения техники в Арктической зоне, наиболее рациональным вариантом транспортного средства, используемого геологоразведочными партиями, является сочлененная гусеничная машина, обладающая наилучшими показателями опорной проходимости и маневренности в условиях Крайнего Севера.

К сожалению, именно в тех условиях, где гусеничные средства передвижения на Севере справляются лучше всего, они приносят наибольший

вред природе, повреждая тонкую тундровую почву. Поверхность грунта оттаивает на малую глубину и на короткий срок летом. При этом вся растительная жизнь сосредоточена в тонком поверхностном слое. Стоит гусеничному вездеходу один раз проехать по тундре - и тонкий покров мхов и лишайников будет разрушен, обнажится мерзлый грунт. В результате образуется заболоченная колея, которая будет расширяться под действием зимнего мороза и летнего тепла. Восстановление природы может затянуться на годы и даже десятилетия [7-10].

Сегодня вездеход - основное транспортное средство в труднодоступных и сложных по рельефу районах. Но вездеход вездеходу - рознь. Каждая из многочисленных моделей имеет свои конструктивные особенности, функциональные возможности, эксплуатационные характеристики, соотношение «цена/качество». Но, пожалуй, наиболее полно принцип универсальности и незаменимости вездехода, как уникальной машины реализован на данный момент в продукции ООО «Екатеринбургский Завод Специализированных Машин «Континент» - гусеничных многоцелевых снегоболотоходах.

ООО «Екатеринбургский Завод Специализированных Машин «Континент» (ЕЗСМ «Континент») с 1997 г. производит промышленные грузовые четырех-гусеничные снегоболотоходы грузоподъемностью 10т и широкую гамму технологических машин на их базе. Машины чрезвычайно востребованы в нефтегазовой отрасли и выгодно отличаются от аналогов большой надежностью, неприхотливостью в обслуживании, универсальностью и, конечно, ценой. Вездеход имеет эффективную грузоподъемность в 10 т при собственной массе 14150 кг и лучшую в классе весовую отдачу – 71 %. Четырех-гусеничная конструкция уверенно преодолевает особо сложные участки топких грунтов и экстремального бездорожья со скоростью до 30 км/ч, при этом на несущую раму можно установить практически любое оборудование.

Специалисты ЕЗСМ «Континент» разработали ряд машин для энергетического комплекса на шасси четырех-гусеничного снегоболотохода ТС, включающего в себя автогидроподъемники коленчато-телескопического типа высотой обслуживания до 28 м, буровую многофункциональную установку, крано-манипуляторные установки, кабеле-размоточные машины, экскаваторные установки (полноповоротные и фронтальные), транспортно-бытовые машины. Оборудование монтируется на шасси четырех-гусеничного снегоболотохода двух основных компоновок: капотное и бескапотное. Шасси имеет независимую торсионную подвеску, четырех-гусеничную компоновку с удельным давлением на грунт 0,22 кг/см<sup>2</sup>, обеспечивающую ему высокую проходимость по слабонесущим грунтам. Болотоход оснащен двигателем ЯМЗ-238 М2 и Д2 (Евро1) мощностью 240 л. с., обеспечивающим средний удельный расход горючего 2,1 л/км при загрузке 10 т.

## Список литературы

1. Heikkinen H. I. Lépy É., Sarkki S., Komu T. Challenges in acquiring a social licence to mine in the globalising Arctic // *Polar Record*. 2016. Т. 52. №. 4. С. 399-411. doi.org/10.1017/S0032247413000843
2. Кузнецов Д. В., Одаев Д. Г., Линьков Я. Е. Особенности выбора технологического автотранспорта для разработки глубоких карьеров Севера // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2017. № 5. С. 54–65.
3. Trump B. D., Kadenic M., Linkov I. A sustainable Arctic: Making hard decisions // *Arctic, Antarctic, and Alpine Research*. 2018. Т. 50. №. 1. С. e1438345. doi.org/10.1080/15230430.2018.
4. Roh H. J., Sharma S., Sahu P. K. Modeling snow and cold effects for classified highway traffic volumes // *KSCE Journal of Civil Engineering*, 2016. Vol. 20, no 4, pp. 1514-1525. doi.org/10.1007/s12205-015-0236-0
5. Тарасов П. И., Зырянов И. В., Хазин М. Л. Новые специализированные виды транспортных средств для Арктики // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2018. № 3. С. 136-147.
6. Кондратов Н. А. Особенности развития транспортной инфраструктуры в Арктической зоне России // *Географический вестник*. 2017. №. 4 (34). С. 68-80.
7. Соколов Ю. И. Арктика: к проблеме накопленного экологического ущерба // *Арктика: экология и экономика*. 2013. № 2 (10). С. 18-27.
8. Бурцева Е. И., Петрова А. Н. Экологические проблемы северных территорий Якутии в условиях промышленного освоения и глобального потепления // *Успехи современного естествознания*. 2017. № 5. С. 83-88.
9. Степанько Н. Г., Степанько А. А., Ткаченко Г. Г. Возможные экологические последствия экономического развития северных территорий Дальнего Востока России // *Арктика: экология и экономика*. 2018. № 1 (29). С. 26-36.
10. Седова Н. Б., Кочемасова Е. Ю. Экологические проблемы Арктики и их социально-экономические последствия // *Всероссийский экономический журнал ЭКО*. 2017. №. 5 (515). С. 160-171.

УДК 62-137

## ГЕНЕЗИС СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ШАХТНОГО ВОДООТЛИВА

**Чураков Е.О.** аспирант.

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

*Проведен анализ динамики исторического развития центробежных насосов, применяемых для главного и участкового водоотлива шахт. Установлены причины низкой энергоэффективности шахтного водоотлива. Предложен перспективный способ повышения гидродинамической нагруженности и эффективности центробежных насосов с помощью применения вихревых методов управления течением в проточной части рабочего колеса.*

**Ключевые слова:** центробежные насосы, шахтный водоотлив, энергоэффективность, решетка рабочего колеса, вихреисточники.

## GENESIS OF IMPROVEMENT OF CENTRIFUGAL PUMPS FOR MINING WATER DRAINAGE

**Churakov E.O.**

*The analysis of the dynamics of the historical development of centrifugal pumps used for the main and local drainage of mines is carried out. The reasons for the low energy efficiency of mine drainage have been established. A promising method for increasing the hydrodynamic loading and efficiency of centrifugal pumps using vortex methods for controlling the flow in the flow path of the impeller is proposed.*

**Keywords:** Centrifugal pumps, mine drainage, energy efficiency, impeller grille, vortex sources.

В историческом развитии центробежного насосного оборудования для водоотлива шахт прослеживается несколько основных этапов. (Рис. 1).

Первый этап – в период до начала 1940-х годов характеризуется использованием центробежных многоступенчатых цельнокорпусных насосов со спиральными отводами типа 8НДВ [1,2,3,4] и центробежных насосов секционного типа КМН и КСМ [1]. Центробежные многоступенчатые цельнокорпусные насосы со спиральными отводами не смотря на то, что обладали существенно большими габаритами, большой удельной массой, являлись более энергоэффективными [3,5]. Секционные насосы КМН и КСМ – серийные, спроектированы на базе унифицированных деталей, но отличались низкой энергоэффективностью, по причине больших потерь в переводных каналах.

Второй этап с 1940-х по 1970-е годы это период существенного развития мощностей горного производства. Период конкуренции конструкций спиральных и секционных насосов. Секционные насосы поэтапно модернизировали от КСМ и КМН к АЯП, далее МС, затем ЦНС. Был сформирован универсальный типоряд на основе унифицированных деталей с достаточным покрытием полей водоотливных режимов, за счет проведения оптимизаций конструкций увеличился КПД.

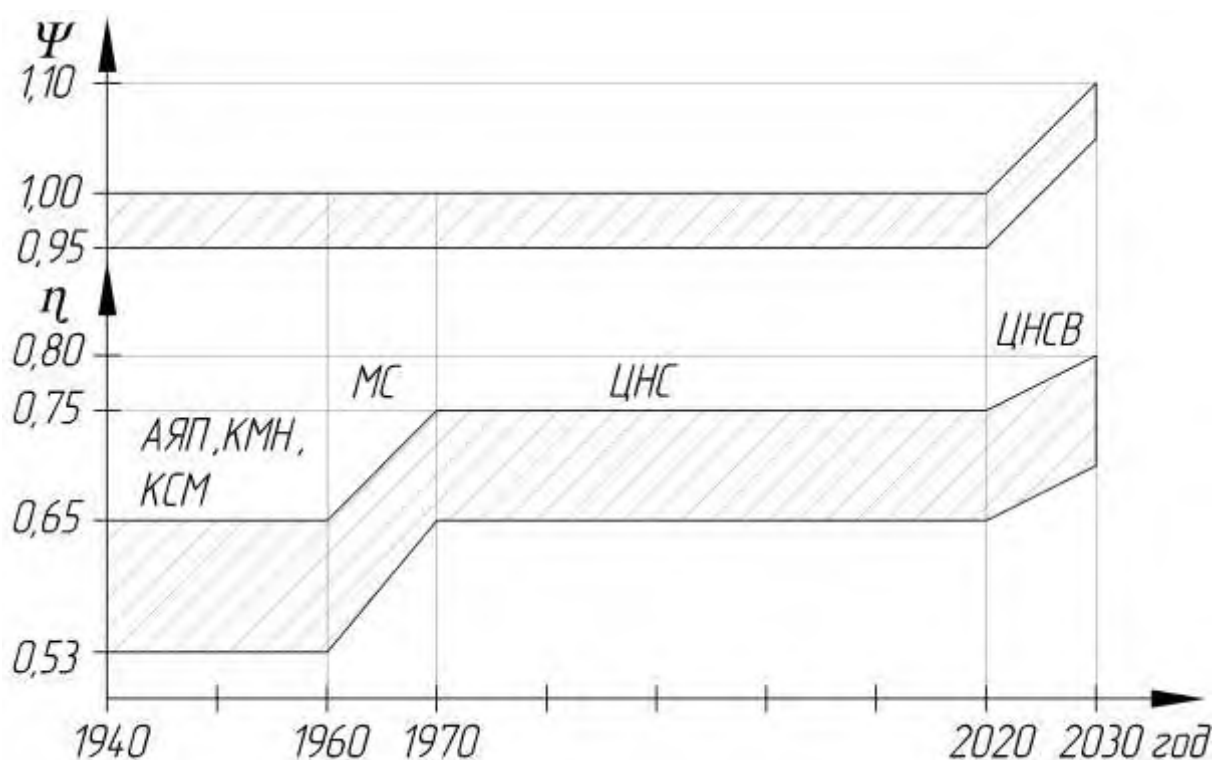


Рис. 1. Основные этапы совершенствования центробежных насосов, применяемых для главного водоотлива шахт

Третий этап с 1970-х годов – более широкое применение секционных насосов ЦНС [6,7]. Спиральные насосы с переводными трубами остаются в горном производстве там, где они уже были установлены по проекту, в новых проектах применяются секционные ЦНС.

Дальнейшее наиболее перспективное совершенствование центробежных насосов типа ЦНС заключается в оптимизации и применении методов вихревого управления течением потока в рабочем колесе [8,9,10].

Каждая лопасть (рис.2) снабжена встроенной в нее цилиндрической вихревой камерой 1 диаметром  $d$ , питающим входным конфузурным каналом 2 с фронтальной поверхностью лопасти 3, и тангенциальными выходными каналами 4 с выходом на сторону фронтальной 3 и тыльной 8 поверхностей.

Гидродинамическая нагруженность классической круговой решетки лопастей определяется положением на поверхности лопасти передней 5 (ПКТ) и задней 6 (ЗКТ) критических точек разделения и смыкания потока. Для круговой решетки лопастей с вихреисточниками гидродинамическая нагруженность определяется положением эффективной критической точки 7 (ЭКТ), смещающейся по отношению к ЗКТ под действием вихреисточника 1. В вихревой камере 1 под воздействием входного потока через питающий конфузурный канал 2 формируется энергия циркуляции вихреисточника, а при ее выходе из тангенциальных каналов 4 и взаимодействии с основным потоком обеспечивает значительное смещение ЭКТ относительно ЗКТ на классической лопасти.



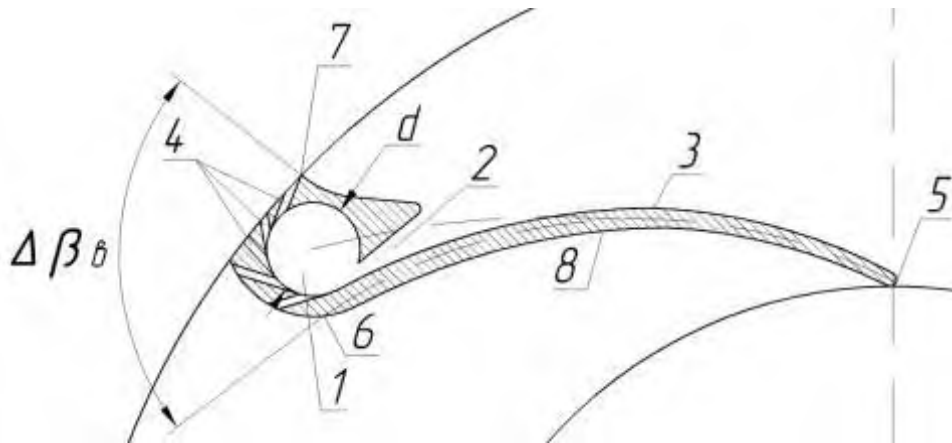


Рис. 2. Лопасть круговой решетки лопастей с вихреисточником

Коэффициент теоретического давления, развиваемого центробежным насосом с круговой решеткой классических лопастей, может быть представлен в виде:

$$\psi_T = C_{u2} = 1 - C_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2л} \quad (1)$$

где  $C_{u2}$  — коэффициент окружной скорости потока на выходе из рабочего колеса;  $C_{r2}$  — коэффициента радиальной (расходной) скорости потока;  $\beta_{2л}$  — угол лопасти на выходе с рабочего колеса.

Коэффициент теоретического давления, развиваемого круговой решеткой лопастей с вихреисточниками с учетом (1) и рис. 3 будет иметь вид:

$$\psi_T^B = C_{u2}^B = 1 - C_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 = 1 - C_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2л} + \Delta \beta_в \quad (2)$$

где  $C_{u2}^B$  — коэффициент окружной скорости потока на выходе из рабочего колеса с учетом действия вихреисточника;  $\beta_2$  — угол выхода потока из рабочего колеса с учетом действия вихреисточника;  $\Delta \beta_в$  — угол поворота ЭКТ по отношению к ЗКТ под действием вихреисточника. Из анализа формул (1), (2) видно, что поскольку  $\Delta \beta_в > 0$ , то  $\psi_T^B > \psi_T$  на всех режимах работы центробежного насоса. Схема изменения кинематических параметров приведена на рис. 3.

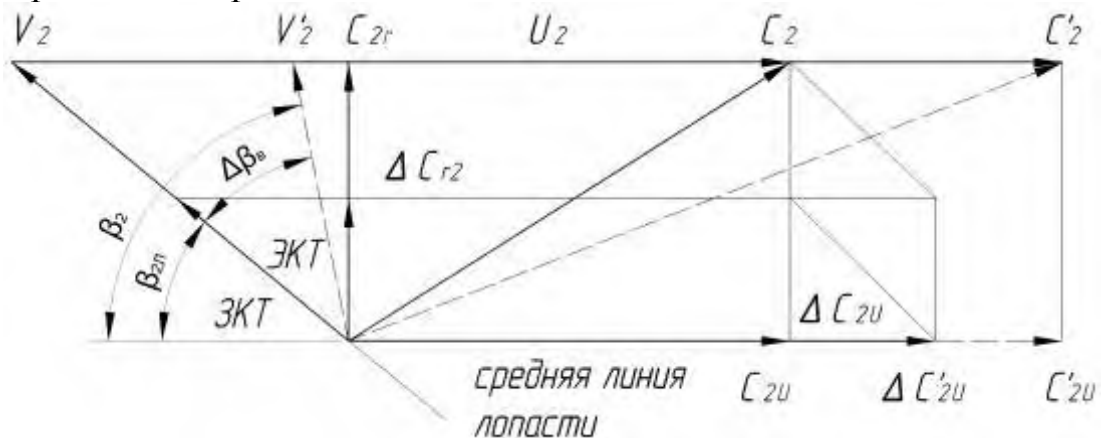


Рис. 3. Кинематические параметры потока на выходе из круговой решетки лопастей

На кафедре ГМ УГГУ были проведены испытания моделей центробежно-вихревых рабочих колес в насосе К-20/30. С применением методов

вихревого управления потоком в рабочем колесе насоса экспериментально получено повышение относительного номинального к.п.д. на 6%.

#### **Выводы:**

Применение методов вихревого управления потоком в рабочем колесе позволило увеличить циркуляцию, повысить его гидродинамическую нагруженность, устранить отрывное вихреобразование, тем самым, повысить энергоэффективность центробежного насоса. Этот метод позволяет существенно повысить экономическую эффективность водоотлива, в том числе с глубоких горизонтов шахт. Что может стать следующей ступенью исторического развития насосного оборудования.

#### **Список литературы**

1. Веселов А.И. Рудничный водоотлив. Свердловск: Metallurgizdat. 1956. – 532 с.
2. Горшков А.М. Насосы. М.: Госэнергоиздат, 1947. – 188 с.
3. Жумахов И.М. Спиральные насосы. М.: Углетехиздат, 1948. – 197 с.
4. Шевяков, Л.Д. Бредихин, А.Н. Шахтный водоотлив. М.: Госгортехиздат, 1960. – 354 с.
5. Азарх Д. Н. Насосы каталог-справочник. Москва: Машгиз, 1953. – 422 с.
6. Паламарчук Н.В., Тимохин Ю.В., Потюгов С.И. Обобщенные показатели шахтного водоотлива. Прогрессивное оборудование шахтных стационарных установок. Сборник научных трудов. Донецк, 1989. С. 111-115.
7. Попов, В.М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация): Справочное пособие. М.: Недра, 1993. – 224 с.
8. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Лифанов А.В., Таугер В.М., Угольников А.В. Модификация вихревой теории для создания аэродинамически устойчивых круговых решеток турбомашин// ГИАБ, 2019. №9 – С.184-194. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194
9. Sanda Budea, Optimization of the Impeller Geometry and its Coating with PTFE to Improve the Hydraulic Performances// Revista de Chimie. 2016. P.1322-1326.
10. Ming Guo, Young-Do Choi, Flow Passage Shape Design of a High Pressure Multistage Centrifugal Pump for Performance Improvement and Miniaturization// The KSFM Journal of Fluid Machinery Vol.23, №2. 2020. P.42-50. DOI: 10.5293 / kfma.2020.23.2.042

УДК 622.322.8

## ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ГОРНОГО МАССИВА КОМБИНИРОВАННЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ

Д.И. Шишлянников, В.И. Шишлянников, В.Ю. Зверев, А.К. Муравский  
Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь

*Повышение эффективности использования выемочных и проходческих машин возможно посредством совершенствования существующих и разработки новых перспективных конструкций исполнительных органов горных комбайнов, обеспечивающих разрушение массивов наименее энергоёмкими способами. Предложена перспективная конструкция, представляющая собой комбинированный исполнительный орган проходческо-очистного агрегата, включающий в себя баровый исполнительный орган и двусторонние гидроцилиндры-отрывники, установленные внутри балки бара. Описан принцип действия и порядок работы предлагаемого исполнительного органа. Использование предлагаемого исполнительного органа позволит разрушать горный массив наименее энергозатратным способом, обеспечивающим высокую производительность и наименьший удельный расход резцов.*

**Ключевые слова:** комбинированный исполнительный орган; разрушение горных пород; резцы; гидроотрывники; повышение эффективности использования горных комбайнов.

## INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE PROCESS DESTRUCTION OF MOUNTAINS BY THE COMBINED EXECUTIVE BODY

D.I. Shishlyannikov, V.I. Shishlyannikov, V.Yu. Zverev, A.K. Muravskiy

*Improving the efficiency of the use of excavation and tunneling machines is possible through the improvement of existing and the development of new promising designs of executive bodies of mining combines, providing destruction of arrays of the least energy-intensive ways. A design is proposed which is a combined executive body of the tunneling-cleaning unit, which includes a bar executive and two-sided hydrocylinders-tappets installed inside the bar beam. The principle of operation and the order of work of the proposed executive body are described. The use of the proposed executive body will allow to destroy the mountain massif in the least energy-intensive way, ensuring high productivity and the lowest specific consumption of cutters.*

**Keywords:** combined executive body; destruction of mountain rocks; incisors; hydrotractors; increasing the efficiency of the use of mountain combines.

Для предприятий, осуществляющих добычу твердых полезных ископаемых, проведение горно-строительных и проходческих работ подземным способом, актуальными остаются задачи повышения эффективности использования выемочных и проходческих машин механизированных комплексов, снижения удельных энергозатрат процесса разрушения забоя и уменьшения количества мелких пылевидных классов в продуктах отбойки. Решение данных задач возможно посредством совершенствования существующих и разработки новых перспективных конструкций исполнительных органов горных комбайнов, обеспечивающих разрушение массивов наименее энергоёмкими способами.

При выборе рациональных параметров режущих исполнительных органов комбайнов наиболее важным критерием является минимальный путь резания, отнесенный к единице объема разрушаемого массива, что обу-

словливает достижение наименьших значений удельной энергоемкости процесса разрушения горных массивов, количества пылевидных классов в продуктах отбойки, износа режущего инструмента. Минимальный путь резания обеспечивается при максимальном значении толщины стружки. В тоже время, увеличение толщины стружки обуславливает повышение нагрузок на породоразрушающий инструмент и приводы исполнительных органов горных машин, что определяет необходимость увеличения стойкости резцов, металлоёмкости и установленной мощности приводов исполнительных органов горных комбайнов [1, 2].

Авторами предложена конструкция, представляющая собой исполнительный орган проходческо-очистного агрегата, включающий в себя баровый исполнительный орган и двусторонние гидроцилиндры-отрывники, установленные внутри балки бара [3]. Исполнительный орган монтируется на каретке, которая крепится на оголовке универсального силового манипулятора, который в свою очередь монтируется на ходовой части проходческо-очистного агрегата. Баровый исполнительный орган разрушает горный массив резанием, внедряясь в него торцевой частью на всю его полезную длину. После заглубления бара в массив, двусторонние гидроцилиндры-отрывники воздействуют на боковые поверхности прорезанной баром щели, осуществляя тем самым отделение от массива объема горной породы путём отрыва в сторону свободной поверхности.

Предлагаемый исполнительный орган агрегата для проходческо-очистных работ (рис. 1) состоит из плоского режущего бара 1 с резцами 2, установленными на режущей цепи 3. Режущий бар 1 смонтирован на каретке 4 универсального силового манипулятора 5. Податчик 6 каретки 4 обеспечивает внедрение режущего бара 1 своей торцевой частью в массив и прорезание в массиве щели размером  $B \times L \times H$ . Вращающий момент на приводную звездочку бара 1 передаётся от привода 7. Фиксация исполнительного органа проходческо-очистного агрегата относительно плоскости забоя осуществляется посредством силового манипулятора 5 и распорных гидроцилиндров 8, пики 9 которых внедряются в массив при зарубке бара 1 и выводятся из контакта с забоем при осуществлении отрыва целика. Внутри корпуса 10 установлен ряд гидроотрывников 11, предназначенных для воздействия на боковые поверхности щелей для отделения от массива подрезанного целика породы посредством отрыва.

Цилиндрические гидроотрывники (рис. 2) содержат корпус 1 с каналами 2, поршневую полость 3, поршень 4, перемещение которого ограничено упором 5. При подаче рабочей жидкости по каналам 2, выполненным в корпусе 1, в поршневой полости 3 цилиндра создаётся избыточное давление, под действием которого перемещаются поршни 4. Величина перемещения поршней ограничивается упорами 5. Пружины 6 обеспечивают возврат поршней в исходное положение при подключении каналов 2 к сливным трубопроводам (не показаны на рисунке).

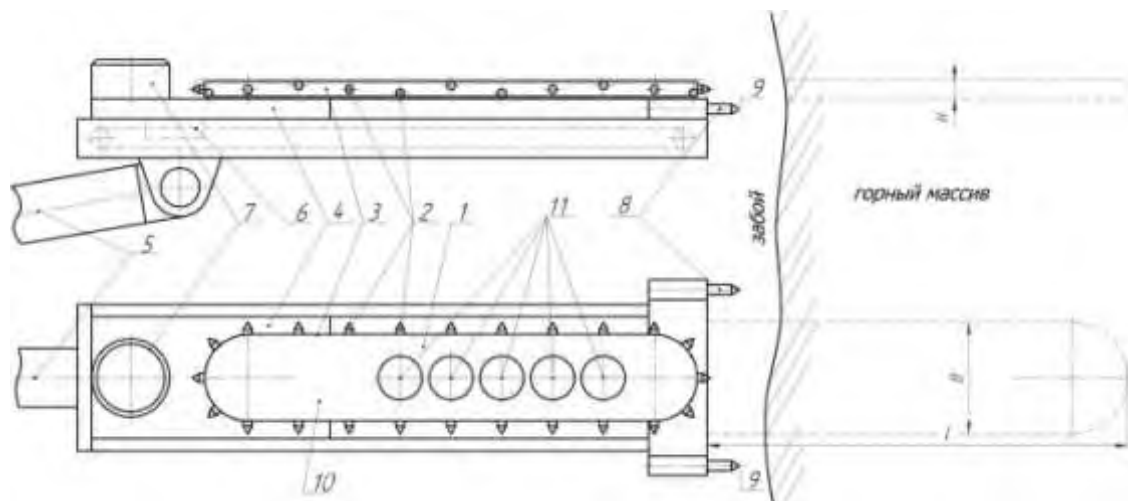


Рис. 1. Схема исполнительного органа агрегата для проходческо-очистных работ:  
 1 – плоский режущий бар; 2 – резцы; 3 – режущая цепь бара; 4 – каретка; 5 – силовой манипулятор; 6 – податчик каретки; 7 – приводной двигатель бара; 8 – распорные гидроцилиндры; 9 – пики распорных гидроцилиндров; 10 – корпус режущего бара; 11 – цилиндрические гидроотрывники

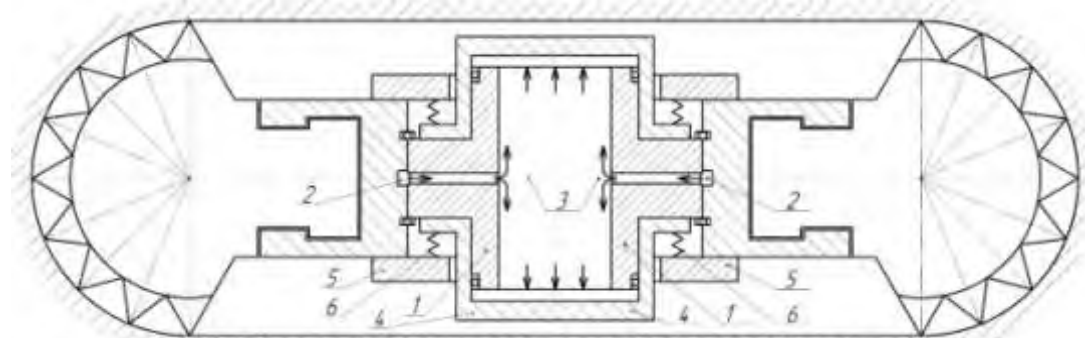


Рис. 2. Поперечный разрез гидроотрывника исполнительного органа:  
 1 – корпус гидроотрывника; 2 – каналы; 3 – поршневая полость; 4 – поршень; 5 – упор; 6 – пружина

На рис. 3 представлен общий вид предлагаемого агрегата для проходческих и очистных работ. Каретка 1 исполнительного органа монтируются на универсальный силовой манипулятор 2, который в свою очередь устанавливается на ходовой части 3 агрегата. В зависимости от условий работы ходовая часть может быть выполнена на колесно-рельсовом, пневмоколесном или гусеничном ходу. Универсальный силовой манипулятор 2 обеспечивает ориентирование исполнительного органа (перемещение в вертикальной и горизонтальной плоскости, поворот вокруг оси симметрии на  $360^\circ$ ), а также жесткую фиксацию устройства по всему сечению проходческого или очистного забоя 4.

Работа устройства осуществляется следующим образом. После установки и фиксации ходовой части перед забоем исполнительный орган с помощью универсального силового манипулятора подводят к поверхности забоя и с помощью распорных гидроцилиндров фиксируют относительно поверхности забоя. После этого включают привод плоского режущего ба-

ра. С помощью податчика режущий бар торцевой частью подают в горный массив, прорезая в нем первоначальные врубы, после чего по заданной схеме осуществляют разрушение остального массива за счет последовательных операций прорезания щели баром и дальнейшего отрыва большого объема породы подрезанного целика от массива с помощью цилиндрических гидротривников.

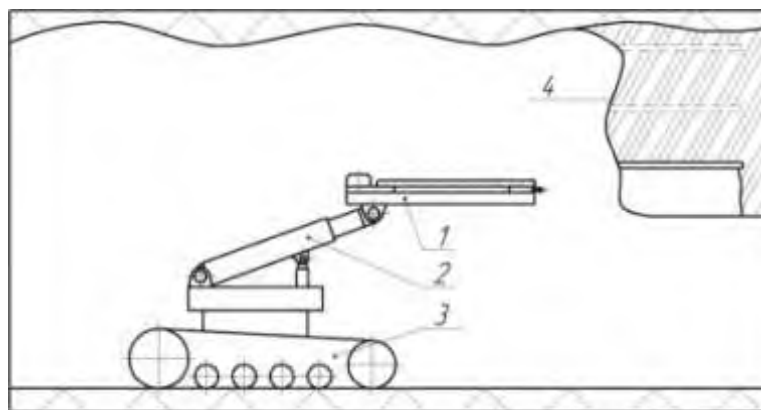


Рис. 3. Общий вид агрегата для проходческо-очистных работ (вид сбоку):  
1 – каретка; 2 – универсальный силовой манипулятор; 3 – ходовая часть агрегата; 4 – забой

Поскольку при использовании предлагаемого устройства отделение от массива существенных объемов горной породы будет производиться путем отрыва, большая часть горного массива будет разрушаться наименее энергоемким способом, обеспечивающим высокую производительность и наименьший удельный расход резцов. Отсутствие излишнего дробления горной породы при отделении ее от массива позволит существенно снизить количество мелких пылевидных классов в отделяемой горной массе.

### Список литературы

1. Позин, Е.З. Измельчение углей при резании / Е.З. Позин, В.З. Меламед, С.М. Азовцева. – М.: Наука, 1977. – 139 с.
2. Лавренко С.А., Труфанова И.С. Экспериментальные исследования процесса разрушения кембрийских глин режущим инструментом // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2015. - № 5. - С. 113–119.
3. Исполнительный орган агрегата для проходческо-очистных работ: пат. 2652778 Рос. Федерация / Л.И. Старков, Д.И. Шишлянников, А.Б. Максимов, С.А. Лавренко. № 2017113633; заявл. 19.04.2017; опубл. 28.04.2018. Бюл. №13. – 10 с.

УДК 622.331.002.5

## ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ ВИТАНИЯ ФРЕЗЕРНОГО ТОРФА, ДОБЫВАЕМОГО ООО «ПИНДСТРУП»

**Яблонев А.Л., Щербакова Д.М.**

Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

*Представлено исследование аэродинамической характеристики верхового и переходного фрезерного торфа, добываемого пневматическим способом предприятием ООО «ПИНДСТРУП». Обоснованы параметры исследуемых образцов, экспериментально определены их плотность, влага, скорость витания. Описаны методики проведения экспериментов.*

**Ключевые слова:** пневмоуборочная машина, торф, степень разложения торфа, влага, плотность, скорость витания, витательная труба.

## STUDY OF WINDING SPEED OF MILLED PEAT PRODUCED BY LLC "PINDSTRUP"

**Yablonev A.L., Scherbakova D.M.**

*The article presents a study of the aerodynamic characteristics of high-moor and transitional milled peat, extracted pneumatically by the LLC «PINDSTRUP» enterprise. The parameters of the samples under study have been substantiated, their density, standard peat moisture content, and soaring speed have been experimentally determined. Experimental techniques are described.*

**Keywords:** pneumatic harvester, peat, peat decomposition degree, standard moisture content, density, winding speed, winding tube

На современном торфодобывающем и перерабатывающем предприятии ООО «ПИНДСТРУП», находящемся на границе Псковской, Новгородской и Ленинградской областей, производятся субстраты и грунты как для сельского хозяйства, так и для комнатных и тепличных растений. Месторождение «Заплюские Мхи», на котором располагается предприятие, сложено, в основном верховым и переходным торфом [1, 2]. Для добычи на предприятии используют механический способ уборки – с применением скреперно-бункерных уборочных машин и пневматический способ. Однако, существенная разница в свойствах верхового и переходного торфа вызывает большие затруднения на предприятии при пневматической уборке: пневмоуборочные машины с легкостью справляются с верховым торфом, в то время, как переходный всасывается машинами гораздо хуже.

В результате вышеобозначенной проблемы, по договоренности с руководством ООО «ПИНДСТРУП», сотрудники ТвГТУ провели данное исследование, целью которого является определение аэродинамических параметров частиц фрезерного торфа для выявления направления модернизации существующих на предприятии пневмоуборочных машин [3, 4].

Главным рабочим органом пневматических машин является всасывающее сопло, конструкция и геометрические параметры которого влияют на производительность машины. Всасывающее сопло может располагаться вертикально или под углом к горизонту. Вертикальное расположение снижает сопротивление потока торфовоздушной смеси [5]. Однако, такая

форма сопла ухудшает его вписываемость в рельеф поверхности, тем самым повышая требования к подготовке и содержанию полей добычи в процессе эксплуатации. Сопла эстонских машин, работающих на предприятии ООО «ПИНДСТРУП» располагается под углом к горизонту, что улучшает вписываемость в рельеф поверхности, но при этом увеличивается сопротивление потоку торфовоздушной смеси.

На основе главных характеристиках пневмоуборочных машин и особенностей торфяного сырья исследование проводилось в несколько этапов.

I этап: с месторождения «Заплюские Мхи» предприятия ООО «ПИНДСТРУП» были отобраны образцы двух видов торфа – переходный  $R = 35\text{--}40\%$  и верховой  $R = 5\text{--}10\%$ .

II этап: в одинаковых условиях из двух видов торфа изготовлены опытные образцы.

III этап: произведена естественная теневая сушка изготовленных образцов.

IV этап: определена средняя плотность исследуемых образцов.

V этап: определена скорость витания исследуемых образцов.

Пробы были отобраны из залежи месторождения «Заплюские Мхи» в ее естественном состоянии, помещены в полиэтиленовые пакеты и доставлены в лабораторию ТвГТУ. Согласно источникам [7–11] для исследования торфяные образцы изготовлены фракцией 25 мм.

Сушка и усадка опытных образцов торфа происходила естественным путем в теневом помещении на протяжении от 7 до 14 суток и контролировалась ежедневно с помощью анализатора влажности «Элвиз 2С» в лаборатории кафедры «Горное дело, природообустройство и промышленная экология». Согласно ГОСТ Р 50902-2011 [8], влага фрезерного торфа, предназначенного для изготовления удобрений или сжигания, не должна превышать 52 %. В результате экспериментального исследования получено около 200 образцов верхового торфа с средним содержанием влаги 44 % и 200 образцов переходного торфа с содержанием влаги 48,45 %.

Определение плотности образцов торфа производилось по стандартной методике объемно-весовым методом с замером диаметра образца штангенциркулем точностью 0,1 мм в трех различных сечениях, определением среднего диаметра и взвешиванием образцов на весах АСОМ JW-1, имеющих точность 0,1 г. Средняя плотность определенная для образцов верхового и переходного торфа составила, соответственно, 0,355 и 0,518 г/см<sup>3</sup>.

Исследования аэродинамических характеристик проводились в лабораторных условиях на экспериментальной установке витательной трубы, согласно методике, описанной в работах [12, 13]. Опытные образцы верхового и переходного торфа забрасывались в коллектор включенной в работу установки. Реостатом подбиралась частота вращения вентилятора, при которой частицы «зависали» в воздухе – витали. С помощью микроманометра измерялось динамическое давление во всасывающем коллекторе, а по



шкале, нанесенной на одной из прозрачных граней – минимальная и максимальная высота от коллектора, на которой происходило витание частиц.

Предварительно определялось атмосферное давление и температура окружающего воздуха.

Результаты измерений и расчетов приведены в таблице.

Таблица. Определение скорости витания торфяных частиц

№ п/п	Параметр	Переходный торф	Верховой торф
1	Средняя влага торфяных частиц, %	48,45	44
2	Средняя высота подъема частиц при витании $H_{cp}$ , см	60	80
3	Скорость воздушного потока на уровне всасывающего коллектора: $v_k$ , м/с	53,17	54,16
4	Скорость витания торфяных частиц: $v_{тр}$ , м/с	14,41	10,79

### Выводы

1. В результате экспериментального исследования определена средняя плотность для образцов верхового и переходного торфа, которые составили, соответственно, 0,355 и 0,518 г/см<sup>3</sup>. При одинаковых условиях изготовления образцов и конечной влаге  $46 \pm 2$  %, плотность переходного торфа выше верхового в 1,45 раза, что объясняет затруднение в отрыве переходного торфа от поверхности расстила при уборке пневматическим способом.

2. Определена скорость витания изготовленных образцов верхового и переходного типа, которая составила, соответственно, 10,79 и 14,41 м/с. Скорость витания переходного торфа в 1,34 раза больше, чем верхового.

### Список литературы

1. URL: <https://www.pindstrup.ru> (дата обращения 24.10.2020).
2. Гейлер В.Л., Дубовиков С.Л. Опыт работы ЗАО «Росторфинвест» // Торф и Бизнес, 2006. № 1(3). С. 18–21.
3. Яблонев А.Л., Щербакова Д.М. Исследование всасывающего факела торфяной пневмоуборочной машины КТТ-2 // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал), 2019. № 12 (S39). С. 47–58. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-12-39-47-58.
4. Yablonev A., Scherbakova D. [Evaluation of KTT-2 Pneumatic Peat Harvesting Machine's Nozzle Suction Capacity](#) // E3S Web of Conferences Vol. 174. V<sup>th</sup> International Innovative Mining Symposium. Electronic edition. 2020. article No. 01044. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017401044>
5. Делегация НП «Российское Торфяное Общество» посетило Канаду // Торф и Бизнес, 2008. № 3(13). С. 2–4.
6. Горцакалян Л.О. Расчет и конструирование пневматических установок для уборки и транспортирования фрезерного торфа. Калинин: КПИ, 1973. 118 с.

7. ГОСТ Р 50902-2011 «Торф топливный для пылевидного сжигания». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200085577> (дата обращения 24.10.2020).
8. ГОСТ 13672-76 «Торф фрезерный для производства брикетов. Технические требования». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200024027> (дата обращения 24.10.2020).
9. ГОСТ Р 52067-2003 «Торф для производства питательных грунтов». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200032117> (дата обращения 24.10.2020).
10. ГОСТ 51213-98 «Торф низкой степени разложения». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200026840> (дата обращения 24.10.2020).
11. ГОСТ 11130-75 «Торф. Методы определения мелочи и засоренности». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200024151> (дата обращения 24.10.2020).
12. Яблонев А.Л., Щербакова Д.М., Андрианова А.А. Экспериментальное определение скорости витания торфяных частиц в пневмотранспортных установках // В сб.: «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики». Мат-лы XIV Междун. конф. под общей ред. Р.А. Ковалева. Тула, 30–31 октября 2018 г. Тула: ТулГУ, 2018. Т. 1. С. 117–124.
13. Соловьев К.Н., Яблонев А.Л., Щербакова Д.М. Исследование зависимости параметров витания частиц торфа в пневмотранспортных устройствах от качественной характеристики фрезерной крошки // В сб. «Проблемы и перспективы устойчивого развития торфяного дела в России». Мат-лы Междун. научно-практ. конф. Тверь: ТвГТУ, 2018. С. 137–141.

УДК 622.331.002.5

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СКРЕПЕРНО-БУНКЕРНОЙ ТОРФОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

**Яблонев А.Л., Некрасова А.И.**

Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Россия

*Проанализированы случаи отказов торфяных скреперно-бункерных уборочных машин. Сформулированы предложения по увеличению надежности скреперно-бункерной торфоуборочной машины. Отмечена, необходимость проведения дефектоскопии хотя бы один раз в год, во время проведения предсезонного технического обслуживания.*

**Ключевые слова:** фрезерный торф, скреперно-бункерная торфоуборочная машина, надежность торфяных машин, дефектоскопия, зарождение и развитие трещин.

## IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE SCRAPER-HOPPER PEAT HARVESTING MACHINE

**Alexander Yablonev and Alena Nekrasova**

*The cases of failures of peat scraper-hopper harvesters are analyzed. Proposals are formulated to increase the reliability of the scraper-hopper peat harvesting machine. It is noted that it is necessary to perform flaw detection at least once a year, during pre-season maintenance.*

**Keywords:** milling peat, scraper-hopper peat harvesting machine, reliability of peat machines, flaw detection, the origin and development of cracks.

Стабильность технологического процесса по добыче фрезерного торфа, находится в прямой зависимости от надежности техники, используемой в производстве. Операции по уборке и транспортированию торфа машинами МТФ-43, будучи конечными в цикле добычи фрезерного торфа и уборке его скреперно-бункерным методом, во многом определяют эффективность и надежность всего производства, а также обуславливают качество конечной продукции.

Согласно исследованиям В.Г. Васильева и А.Н. Волкова [1], уборочные машины по времени безотказной работы можно классифицировать на три группы, с учетом работы на залежах с различной пнистостью разрабатываемого слоя. А.Н. Васильев, исследуя надежность технологического оборудования на верховой, низинной, переходной и смешанной залежах степенью разложения 19–21 % и пнистостью разрабатываемого слоя 1,0–1,6 %, определил параметры эмпирических распределений наработки на отказ и времени восстановления машин МТФ-41 и МТФ-43А [2]. Однако причины выхода из работоспособного состояния машин в перечисленных источниках не приведены.

Поскольку перевод бункерной уборочной машины с гусеничного на пневмоколесный ход, свойственный современному производству, сопряжен с повышением скорости ее работы [3], необходимо тщательно проанализировать опыт эксплуатации этих машин и причины их выхода из строя, так как убытки от простоев машин будут значительно больше.

Полевые исследования были проведены на торфопредприятии «Оршинское-1» (производственный участок № 5). Объем выборок был пред-

ставлен двумя комплектами машин (по 4 шт. в комплекте) МТФ-43 и МТФ-41 с увеличенным объемом бункера, эксплуатировавшихся на залежах с пнистостью поверхностного слоя  $P = 1,5\%$  и  $P = 3\%$  [4].

Перечни неисправностей для обеих выборок, наблюдавшихся в ходе исследований, приведены в таблице. Сам метод расчета статистических характеристик [5] не представлен из-за отсутствия новизны, его однотипности и универсальности.

**Таблица.** Распределение отказов скреперно-бункерных машин, работающих на торфяной залежи с пнистостью  $P = 1,5\%$  /  $P = 3\%$

Неисправность	Кол-во неисправностей	$t_p$ , ч	$\sigma_p$ , ч	$t_b$ , ч	$\sigma_b$ , ч
Заклинивание ковшového элеватора застрявшим пнем	<u>70</u>	<u>5,5</u>	<u>2,5</u>	<u>0,3</u>	<u>0,22</u>
	87	4,3	2,1	0,3	0,22
Поломка муфты и привода включения механизма выгрузки	<u>10</u>	<u>38,2</u>	<u>10,1</u>	<u>0,8</u>	<u>0,4</u>
	8	42,7	11,4	0,8	0,4
Поломка и деформация ковшей	<u>6</u>	<u>50,4</u>	<u>12,3</u>	<u>2,2</u>	<u>1,5</u>
	8	46,7	10,2	2,2	1,5
Неисправности гидросистемы привода включения механизма выгрузки	<u>6</u>	<u>51,6</u>	<u>18,4</u>	<u>1,0</u>	<u>0,6</u>
	4	64,3	23,1	1,0	0,6
Поломка карданной передачи привода машины	<u>10</u>	<u>32,1</u>	<u>8,0</u>	<u>1,5</u>	<u>0,8</u>
	11	31,5	8,3	1,5	0,8
Поломка редуктора привода ковшového элеватора и механизма выгрузки	<u>7</u>	<u>56,4</u>	<u>23,3</u>	<u>2,5</u>	<u>1,7</u>
	10	44,5	17,2	2,5	1,7
Разрыв цепи привода ковшového элеватора	<u>6</u>	<u>50,6</u>	<u>35,7</u>	<u>1,8</u>	<u>1,0</u>
	6	50,6	35,7	1,8	1,0
Неисправности предохранительной муфты включения ковшového элеватора	<u>21</u>	<u>12,3</u>	<u>4,6</u>	<u>0,4</u>	<u>0,3</u>
	26	10,0	3,6	0,4	0,3
Поломка металлоконструкции	<u>5</u>	<u>70,6</u>	<u>25,4</u>	<u>4,2</u>	<u>4,0</u>
	3	90,3	34,4	4,2	4,0

Примечание:  $t_p$  и  $t_b$  – среднее время, соответственно, наработки на отказ и восстановления;  $\sigma_p$  и  $\sigma_b$  – средние квадратичные отклонения от среднего времени, соответственно, наработки на отказ и восстановления.

Наибольшее количество неисправностей скреперно-бункерной машины, как видно из таблицы, вызвано попаданием в скрепер пней и заклиниванием их между ковшами элеватора и металлоконструкцией машины, что, без сомнения, даже при однократном случае может привести к значительной деформации ковшей, сопровождающейся зарождением и развитием трещин в их теле (рис. 1). Вместе с тем, существенных отклонений по времени восстановления и среднего квадратичного отклонения от него на уровне даже десятых долей не выявлено.



Рис. 1. Деформация ковша скреперно-бункерной машины с разрывом и развитием трещин вследствие однократного попадания на пень

Специфика конструкции машин и особенности их эксплуатации заключаются в том, что оператор, сидящий за пультом управления тягача, не в состоянии определить, работает ли ковшовой элеватор или нет, так как бункер машины закрывает весь обзор сзади, а никаких следящих устройств на машинах нет. О работе ковшového элеватора можно было судить лишь по количеству торфа, выгружаемого из бункера при разгрузке.

Для решения этой проблемы две машины МТФ-43 и МТФ-41 с увеличенным бункером были оснащены крыльчатками, установленными на верхнем ведомом валу привода ковшového элеватора (рис. 2) [6].



Рис. 2. Скреперно-бункерная машина с ковшovým элеватором, оборудованная крыльчаткой слежения

Проведенное исследование работы машин с крыльчаткой контрольного слежения показало, что среднее время обнаружения заклинивания ковшového элеватора составляет 18 секунд со среднеквадратичным отклонением от математического ожидания  $\sigma = 10$  секунд. При этом потери торфа в среднем составляют  $2,2 \text{ м}^3$  от одного заклинивания со среднеквадратичным отклонением  $\sigma = 1,05 \text{ м}^3$  [4].

Специалисты ООО «Пиндstrup» для увеличения прочности ковшей элеватора, использовали в качестве основного материала рифленый настил толщиной 4 мм из горячекатаной стали марки Ст 3, а зачерпывающую грань ковша усилили ребром гнутого профиля из этого же рифленого настила (рис. 3).



Рис. 3. Ковши элеватора, изготовленные из рифленого настила на ООО «Пиндstrup»

Тем не менее, анализ работы машин показывает, что поскольку в сварочных швах ковшей все-таки зарождаются и развиваются трещины, конструкция ковша должна быть подвергнута дальнейшей модернизации с периодическим контролем, хотя бы один раз в сезон с использованием ультразвукового дефектоскопа.

### **Выводы**

В результате проведенного исследования было наглядно проиллюстрировано, что основной причиной неработоспособного состояния скреперно-бункерных машин являются столкновения ковшей элеватора с пнем. Увеличить надежность машин оказалось возможным благодаря установке простейшего устройства слежения на валу верхней звездочке ковшového элеватора. Однако факт зарождения и развития трещин в сварочных швах ковшей требует продолжения работ по усилению конструкций ковшей с привлечением один раз в год приборов ультразвукового контроля, способных обнаружить наличие трещин в сварочных швах ковшей.

### **Список литературы**

1. Васильев В.Г., Волков А.Н. Статистические модели отказов скреперно-бункерных торфоуборочных машин // Машины и технология торфяного производства. Минск: Вышэйшая школа, 1979. № 9. С. 34-38.
2. Васильев А.Н. Совершенствование процессов фрезерного торфа: монография. Тверь: ТГТУ, 2003. 172 с.
3. Яблонев А.Л. Пневматический колесный ход и особенности его взаимодействия с торфяной залежью: монография. Тверь: ТГТУ, 2011. 168 с.
4. Яблонев А.Л. Исследование отказов торфоуборочных машин типа МТФ-43 и МТФ-41 с целью повышения их надежности при переводе на пневматический колесный ход // Вестник Тверского государственного технического университета (научн. журнал), 2012. № 20. С. 56-60.
5. Богатов Б.А., Копенкин В.Д. Математические методы в торфяном производстве. М.: Недра, 1991. 240 с.
6. Пат. РФ на пол. мод. № 98473 по заявке № 2010118636. Элеватор для торфоуборочной машины. БИ №29. 2010 /Синицын В.Ф., Авдейчик Е.И., Яблонев А.Л.

УДК 622.331.002.5

## РАСЧЕТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ФРЕЗЕРОВАНИЮ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ФРЕЗЫ С ЗАКРЕПЛЁННЫМ ДРЕВЕСНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ

Яблонев А.Л., Жуков Н.М.

Тверской государственной технической университет (ТвГТУ), г. Тверь, Россия

*Рассмотрен процесс теоретического взаимодействия фрезы с древесными включениями при послойно-поверхностном фрезеровании торфяной залежи. Приведен расчёт момента сопротивления фрезерованию при контакте фрезы с закреплённым пнём.*

*Ключевые слова:* фрезерование, торф, пнистость, древесное включение, фреза, нож фрезы, закон сохранения импульса, момент сопротивления фрезерованию.

## CALCULATION OF THE MOMENT OF RESISTANCE TO MILLING A PEAT LAYOUT WHEN THE MILLER HITS WITH FIXED WOOD INCLUSION

Yablonev A.L., Zhukov N.M.

*The process of theoretical interaction of a milling cutter with wood residues during layer-by-layer surface milling of a peat deposit is considered. The calculation of the moment of resistance to milling at the contact of the cutter with the fixed stump is given.*

*Keywords:* milling, peat, stumpiness, wood inclusion, milling cutter, cutter knife, law of conservation of momentum, moment of resistance to milling.

На этапе проектирования фрезерующих машин следует уделить особое внимание расчёту нагрузок, имеющих резко выраженный знакопеременный характер, которые возникают при встрече рабочего органа с более твёрдым включением, способных в кратчайшие сроки вывести из строя или полностью разрушить элементы трансмиссии фрезерующего агрегата [1, 2]. Следует отметить, что попытки описать данное взаимодействие «не численными» методами уже были предприняты [3], однако в силу многих ошибок и неточностей, не привели к успеху.

При рассмотрении процесса послойно-поверхностного фрезерования следует учитывать, что радиус инерции фрезы, выполненной в виде тонкостенного цилиндра, равен радиусу наружной обечайки  $R$  [4]. При взаимодействии фрезы, имеющей окружную скорость  $v$  и поступательную  $W$ , с жёстко закреплённым в точке  $O$  древесным включением, происходит подбрасывание фрезы вверх, и она, как буксующее ведущее колесо, старается перекатиться через препятствие [5]. При этом фреза получает ударный импульс  $P$ , который раскладывается на две составляющие: горизонтальную и вертикальную, расположенные в направлении движения фрезера и в вертикальной плоскости [6]. Контакт фрезы с пнем заканчивается через время  $\Delta t$ , когда радиус  $OC$  принимает вертикальное положение из-за поворота фрезы на некоторый угол  $\alpha$  относительно оси, проходящей через точку  $O$  (рис.).

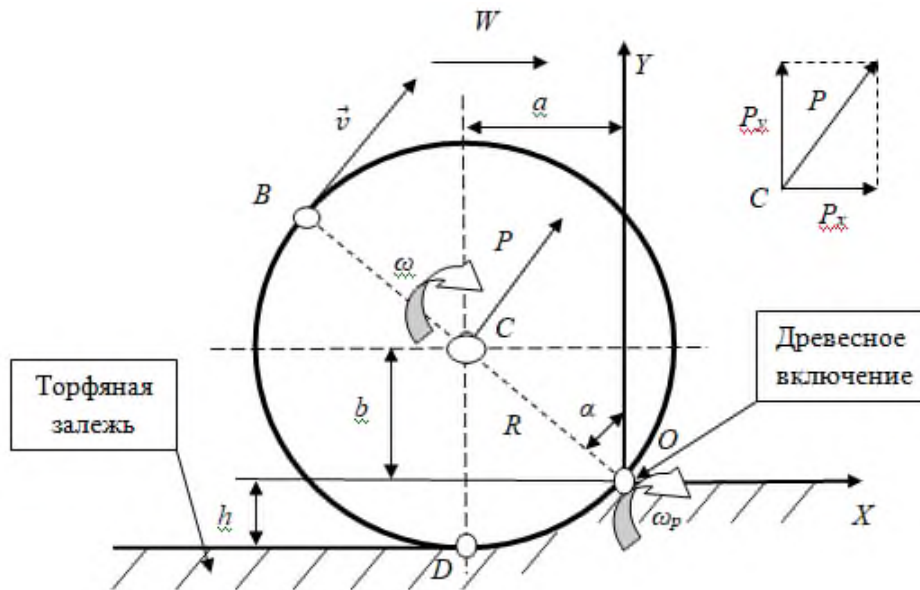


Рис. Расчетная схема взаимодействия фрезы с закрепленным пнем

Согласно теореме об изменении количества движения:

$$mv_{kx} - mv_{ox} = P_x \quad (1)$$

$$mv_{ky} - mv_{oy} = P_y \quad (2)$$

где  $m$  – масса фрезы, кг;  $v_{ox}$  и  $v_{oy}$  – начальные горизонтальная и вертикальная составляющие скорости центра тяжести  $C$  фрезы до удара, м/с;  $v_{kx}$  и  $v_{ky}$  – горизонтальная и вертикальная составляющие скорости центра тяжести  $C$  фрезы после удара, м/с;  $P_x$  и  $P_y$  горизонтальная и вертикальная составляющая импульса,  $[\text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}] = [\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{с}^2] = [\text{Н} \cdot \text{с}]$ .

Соотношение между  $P_x$  и  $P_y$  можно получить из (1) и (2) через коэффициент  $q$  [7]:

$$q = \frac{P_x}{P_y} = \frac{(v_{kx} - v_{ox})}{(v_{ky} - v_{oy})} \quad (3)$$

или:

$$P_x = qP_y \quad (4)$$

Тогда абсолютная величина импульса  $P$  выразится уравнением:

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_x^2} = \sqrt{P_y^2 + q^2 P_y^2} = P_y \sqrt{1 + q^2} \quad (5)$$

Если до удара фреза вращалась относительно оси, проходящей через центр тяжести с угловой скоростью  $\omega$ , то поворот фрезы относительно оси, проходящей через точку  $O$ , осуществляется с некоторой угловой скоростью  $\omega_p$ . Согласно схеме, изображенной на рис. 1, начальная и конечная скорости (до и после удара) входящие в (1) и (2):

$$v_{ox} = W \quad (6)$$



так как до удара центр тяжести фрезы  $C$  двигался поступательно прямолинейно и равномерно со скоростью  $W$ ;

$$v_{oy} = 0 \quad (7)$$

поскольку до удара центр тяжести фрезы  $C$  не совершал движения в вертикальной плоскости;

$$v_{kx} = b\omega_p, \quad (8)$$

$$v_{ky} = a\omega_p, \quad (9)$$

где  $a$  и  $b$  – геометрические плечи (рис. 1), определяющиеся из простых геометрических соотношений и теоремы Пифагора:

$$b = R - h \quad (10)$$

$$a = \sqrt{R^2 - b^2} \quad (11)$$

где  $h$  – глубина фрезерования.

И до и после удара окружная скорость  $v$  фрезы, в т. ч., в точке  $O$ , определялась угловой скоростью вращения фрезы  $\omega$  и ее радиусом  $R$ :

$$v = \omega R \quad (12)$$

Вместе с тем, в момент удара, фреза начинает проворачиваться относительно оси, проходящей через точку  $O$ , скорость точки  $O$  равна нулю, следовательно именно эта точка является мгновенным центром скоростей [6]. Исходя из этого:

$$v = 2\omega_p R \quad (13)$$

откуда:

$$\omega_p = \frac{v}{2R} \quad (14)$$

С учетом (6–9) выражения (1) и (2) можно записать в виде:

$$mb\omega_p - mW = m(b\omega_p - W) = P_x \quad (15)$$

$$ma\omega_p = mv_{ky} = P_y \quad (16)$$

Угол поворота фрезы  $\alpha$ , °, определяется из геометрических соотношений:

$$\alpha = \arccos \frac{b}{R} \quad (17)$$

Учитывая, что уже известна угловая скорость  $\omega_p$  и угол поворота фрезы во время удара, можно определить время удара  $\Delta t$ :

$$\Delta t = \frac{\pi\alpha}{180\omega_p} \quad (18)$$

Усилие, действующее на фрезу во время удара об закрепленный пень  $F$ :

$$F = P / \Delta t \quad (19)$$

Момент, действующий на фрезу во время удара об пень  $M_{y\partial}$ :

$$M_{y\partial} = FR \quad (20)$$

Относительно постоянный момент, действующий на фрезу в процессе фрезерования равнопрочного монолита (торфа, чернозема, глины и т.д.)  $M_\phi$ :

$$M_\phi = N_\phi R / v \quad (21)$$

где  $N_\phi$  – средняя мощность, необходимая для фрезерования равнопрочного монолита без включений.

Следует сделать замечание, что вместо окружной скорости вращения фрезы в формуле (21) должна стоять геометрическая сумма окружной и поступательной скоростей фрезы, но поскольку окружная скорость намного больше поступательной  $v \gg W$ , то она и принимается в качестве единственно параметра.

Коэффициент, учитывающий увеличение нагрузочного момента при встрече рабочего органа с древесными включениями  $k$ :

$$k = M_{y0} / M_\phi \quad (22)$$

Числовой расчет коэффициента увеличения нагрузочного момента для фрезера МТФ-17 показал, что он находится в пределах 20-40.

#### **Выводы:**

1. Уточнены условия теоретического взаимодействия фрезы с закрепленным древесным включением.
2. Представлена методика расчета коэффициента увеличения нагрузочного момента на фрезе при столкновении с древесным включением.

#### **Список литературы**

1. Горлов И.В., Рахутин М.Г. Влияние пнистости залежи на безотказность торфяных машин // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал)*, 2017. № 12. С. 139–145. DOI: [10.25018/0236-1493-2017-12-0-139-145](https://doi.org/10.25018/0236-1493-2017-12-0-139-145)
2. Баловнев В.И. Оценка инновационных предложений в дорожной и строительной технике. М.: МАДИ, 2008. 100 с.
3. Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи. М.: Недра, 1985. 211 с.
4. Яблонев А.Л. Теоретическое и экспериментальное обоснование параметров и режимов моделирования работы фрезеров послонно-поверхностного фрезерования торфяной залежи. Дисс... канд. техн. наук. Тверь. 1993. 150 с.
5. Яблонев А.Л. Пневматический колесный ход и особенности его взаимодействия с торфяной залежью: монография. Тверь: ТГТУ, 2011. 168 с.
6. Никитин Е.М. Теоретическая механика. 12-е изд. М.: Наука, 1988. 336 с.
7. Черногоров Е.П. Теоретическая механика. Элементы теории удара / Е.П. Черногоров. Челябинск: ЮУГУ, 2013. 12 с.

УДК 622.33:621.86.064

## ОСНОВНЫЕ СРЕДСТВА ЭКСКАВАЦИИ И ИХ РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Якупов Д.Р.<sup>1</sup>, асп., Мотяков Н.Ю.<sup>1</sup>, асп., Иванова П.В.<sup>1</sup>, канд. техн. наук,  
Иванов С.Л.<sup>1</sup>, проф.

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

*Рассмотрены основные средства экскавации, выявлены основные типы ходовой части, виды средств экскавации рабочего органа, типы рабочего органа. Описаны распространенные типы ковшей от стандартного универсального до специального. Представлены виды рукоятей. Представлены требования к ковшу для производства работ из затопленного забоя.*

**Ключевые слова:** средства экскавации, виды ковшей, обзор, рабочее оборудование, экскаватор, типы ковшей, специальные ковши.

### MAIN MEANS OF EXCAVATION AND THEIR WORKING EQUIPMENT

Ivanov S.L., Iakupov D.R., Ivanova P.V., Motyakov N.Yu.

*This article describes main means of excavation, types of undercarriage, and working body types. Mostly widespread types of buckets, from a standard general-purpose one to specialized ones, are also covered in the article along with various types of bucket arms. Requirements for buckets that are used for mining in inundated working faces are formulated.*

**Keywords:** means of excavation, bucket designs, review, working equipment, excavator, bucket types, specialized buckets.

Экскаваторы существуют разных типов, отличаясь по видам ходового или рабочего оборудования, производительности и вместимости ковша. Самой распространенной погрузочной машиной является одноковшовый экскаватор. В процессе работы эта машина выполняет операции по черпанию, наполнению, перемещению, разгрузки и обратному перемещению. Помимо применения стандартного универсального ковша существует ряд ковшей, применение которых позволяет экипировать экскаватор для выполнения специальных работ в конкретных условиях применения без снижения его производительности и качества работ [1]. При этом, ходовая часть экскаватора может быть колесной, что актуально для ведения работ на подготовленной площадке при обеспечении высокой мобильности такой машине. В случае значительных удельных нагрузок на грунт и обеспечения повышенной проходимости незаменим гусеничный ход. Для тяжелых машин применяют шагающий и рельсовый ход. Рельсовый ход дает возможность детерминированного перемещения с высокой скоростью при низкой мобильности по рельсам. Шагающие технологические машины характеризуются низкой скоростью перемещения. Канатный ход, например, применяется для работы стационарных скреперов. Для особых условий эксплуатации: болот, снега, грязевых пространств, обводненных территориях применяют ходовые системы со шнековыми, понтонными и мостовыми движителями, которые могут служить еще и для размещения на них дополнительного оборудования, образуя комплексы, и в этом случае не требуется предварительная подготовка рабочих площадок для размещения экскавационного оборудования. Для выполнения специальных задач ходо-

вую часть экскаватора могут выполнять комбинированной. Например, комбинация рельсового и колесного хода позволяет упростить транспортировку экскаватора, а во время ведения работ иметь преимущества рельсового [2, 3, 4].

По типу средства экскавации рабочего органа можно выделить шесть видов: прямая (обратная) лопата, роторный, цепной, драглайн, скрепер и комбинированный. Обратная лопата в основном применяется для разработки пород ниже уровня стоянки, однако могут также применяться для работы выше уровня стоянки с меньшим усилием экскавации. Прямая лопата, в свою очередь предполагает разработку на уровне стоянки и выше ее с высокой производительностью из-за минимума операций и большим усилием копания. Отличительной особенностью драглайна является гибкая канатная связь между ковшом и стрелой. Большой радиус и объем ковша делает драглайн эффективной горной машиной для ведения вскрышных работ, где требуется экскавация значительных объемов. В основе скреперных выемочных машин лежит возможность послойной выемки грунта. Роторные и цепные экскаваторы являются машинами непрерывного действия. В конструкции роторного экскаватора ковши жестко закреплены на роторе, а в цепном – на бесконечной цепи. [5, 6].

Рабочий орган средств экскавации может быть представлен ковшом, фрезой, ротором с ковшами, шнеком, скребками или грейфером. Грейферным рабочим органом возможно осуществлять погрузочные работы, применять при рытье глубоких котлованов, использовать для очистки водоемов и каналов. Шнековый рабочий орган позволяет одновременно разрушать осуществлять экскавацию пород высокой плотности. Широкий спектр работ, выполняемых экскаваторами, обусловил создание ковшей различных конструкций, обеспечивающих эффективность работ при выполнении специфических задач [7].

Можно выделить несколько наиболее распространенных типов ковшей: универсальный, усиленный, прямоугольный, решетчатый, профильный, зачистной, сортировочный, скальный, активный, грейферный, рыхлитель, двухчелюстной, поворотный, погрузочный, с гибкими стенками, траншейный, планировочный, дробильный и специальный. Почти все перечисленные ковши являются модернизацией универсального ковша, получившей распространение. Усиленный ковш по своей сути идентичен универсальному с тем изменением, что он изготавливается так, чтобы срок службы ковша был продлен. Это достигается за счет применения заменяемых защитных пластин и протекторов, изготовленных из износостойких сталей. Скальный ковш является еще более износостойкой версией усиленного ковша для разработки пород высокой плотности. Особенностью конструкции зачистного ковша является наличие отверстий для того, чтобы жидкость стекала, также данные ковши обладают низким весом и вместо зубьев имеют острую кромку. Профильные ковши отличаются своей формой, они могут быть треугольными, трапецеидальными и других форм.

Также все рабочие органы, включая ковши, могут быть разделены на две группы: активные и пассивные. Применение активных рабочих органов является одним из способов повышения эффективности работы и расширения возможностей экскавации. Что касается ковшей, то в отличие от обыкновенного пассивного ковша, ковш активного действия могут содержать устройства для выполнения определенной технологической операции. Это может быть, например, зубья, оснащенные гидроударниками, катки для эффективного перемещения породы при загрузке и разгрузке ковша, дробилки, встроенные в ковш и ряд других устройств. Ковши активного действия, как правило, объединяют в себе потенциал для выполнения дополнительных операций в сочетании с основной своей функцией – загрузке и транспортировке материала, к примеру - дробление, разделение, просеивание, очистка ковша от налипания, прессование и ряд других [8, 9, 10].

Рукояти экскаваторов могут быть универсальными, телескопическими, поворотными, удлинёнными и специальными. Применение телескопической рукояти дает возможность доставать рабочим органом до удаленных участков, не передвигая при этом саму машину. Использование удлинённой рукояти также позволяет увеличить рабочий диапазон экскаватора. Ее комбинация с зачистным ковшом эффективно себя показывает при очистных работах, где нужно разместить экскаватор на твердом грунте вблизи водоема.

Перспективным направлением развития торфодобычи является разработка технических средств добычи, обеспечивающих эффективную экскавацию торфяного сырья без предварительного водопонижения месторождения. Для ведения таких работ экскаваторные ковши следует изготавливать из коррозионностойких и износостойких сталей. Конфигурация ковша должна обеспечивать максимальную заполняемость при выемке сырья. Поскольку торфяное сырье обладает высокой влажностью, то интегрирование отжимного устройства в ковш позволит повысить эффективность ведения добычных работ и не экскавировать по технологической цепочке избыточную влагу, осуществляя этот процесс, собственно, при экскавации. Также необходимо предусматривать функцию предотвращения вымывания сырья при движении ковша в водной среде [11, 12].

#### **Выводы:**

1. Существующие средства экскавации покрывают широкий спектр задач, однако наряду с развитием промышленности, появляются новые задачи, требующие применения новых конструкций.
2. Понимание взаимосвязи элементов средств экскавации, их преимуществ и недостатков позволяет разработать машину, идеально подходящую для выполнения специальной задачи в ущерб универсальности.

### Список литературы

1. Ковалёва Т.Е. Общий анализ конструкций и особенностей гидравлических экскаваторов / Т.Е. Ковалёва // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. – Т. 12. – С. 166-168.
2. Бурый Г.Г. Совершенствование конструкции ковша гидравлического экскаватора / Г.Г. Бурый, В.С. Щербаков, С.Б. Скобелев, В.Ф. Ковалевский // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2019. – Т. 16. - №3 (67). – С. 202-213.
3. Треногин Е.О. Патентные исследования возможных конструкций рабочего оборудования одноковшового экскаватора / Е.О. Треногин, С.И. Вахрушев // Современные технологии в строительстве. Теория и практика. – 2016. – Т. 2. – С. 303-311.
4. Аргимбаев К.Р. Технология формирования техногенного месторождения и определение параметров потерь, возникающих при ведении горных работ с использованием шагающего экскаватора / К.Р. Аргимбаев, Д.Н. Лигоцкий, М.О. Бовдуй, К.В. Миронова // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2018. – №. 5. – С. 35-42.
5. Никитин Д.А. Современное состояние и перспективы развития конструкций рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов / Д.А. Никитин, М.Р. Хромой // Научный вестник Московского государственного горного университета. 2011. – Т. 12. – С. 46-58.
6. Садыков Ф.Р. Необычные и своеобразные / Ф.Р. Садыков // СТТ: Строительная техника и технологии. 2016. – №1-2 (117-118). – С. 38-39.
7. Кульгильдинов М.С. Специальные рабочие органы землеройных машин для ликвидации последствий при чрезвычайных ситуациях / М. С. Кульгильдинов, Б. М. Кульгильдинов, А. К. Каукаров // Инновационные технологии на транспорте: образование, наука, практика. – 2018. – С. 263-268.
8. Горохова В.Б. Сравнительные характеристики производительности, зависящие от конструкций ковшей одноковшовых экскаваторов / В.Б. Горохова, С.И. Вахрушев // Современные технологии в строительстве. Теория и практика. – 2020. – Т. 2. – С. 405-411.
9. Почекуева И.Е. Ковши экскаваторов активного действия / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных. – 2019. – С. 58-62.
10. Шапоров И.Ю. Анализ современных модернизаций рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов / И.Ю. Шапоров, Б.Ю. Шапоров // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. ВГ Шухова. – 2015. – С. 934-938.
11. Зубов В.В. Повышение эффективности эксплуатации одноковшовых экскаваторов за счет модернизации конструкции ковша / В.В. Зубов, В.О. Косовский, М.С. Алтунина // Современные прикладные исследования. – 2019. – С. 114-118.
12. Марковнина А.И. Системы позиционирования для экскаваторной техники / А.И. Марковнина, А.В. Кривов, В.С. Макаров, В.В. Беляков // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники. – 2020. – С. 37-46.

# **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 622.732

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ НАСТРОЙКИ  
ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ В СОСТАВЕ  
ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНОГО КОМПЛЕКСА ПРИ  
ДРОБЛЕНИИ МРАМОРА ДЛЯ НУЖД СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ**

**Бочкова К.В., асп., Бочков В.С., доц., Попов А.Г., доц**  
ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*В настоящее время в связи с активизацией строительства новых дорог, жилья, различных промышленных объектов требуется увеличение количества добычи различных видов строительных материалов (гранит, мрамор и т. д.). В связи с этим требуется введение в эксплуатации новых месторождений вблизи производимого строительства. Такие месторождения являются небольшими по объёму запасов полезных ископаемых и разрабатываются коротким сроком (как правило, на время строительства крупного объекта). По этой причине возведение капитальных сооружений для дробления и классификации добываемых горных пород экономически нецелесообразно. В этой связи большое распространение получают мобильные дробильно-сортировочные комплексы, особенностью которых является то, что для каждого нового месторождения и даже в пределах одного месторождения, требуется периодическая перенатройка мобильного комплекса и, соответственно, возникает необходимость разработки рекомендаций по определению рациональных параметров работы мобильного дробильно-сортировочного комплекса.*

**Ключевые слова:** щековая дробилка, дробление, крупность, фракция, зазор, щёки.

**RESEARCH RESULTS IN THE FIELD OF ADJUSTMENT OF A JAW CRUSHER  
IN THE COMPOSITION OF A CRUSHING AND SORTING COMPLEX  
FOR CRUSHING MARBLE FOR THE NEEDS OF THE CONSTRUCTION  
INDUSTRY**

**Bochkova K.V., Bochkov V.S., Popov A.G.**

*Currently, in connection with the intensification of the construction of new roads, housing, various industrial facilities, an increase in the amount of extraction of various types of building materials (granite, marble, etc.) is required. In this regard, it is required to put into operation new fields near the construction being carried out. As a rule, such deposits are small in terms of the volume of mineral reserves and are developed for a short period of time (usually during the construction of a large facility). For this reason, the construction of capital structures for crushing and classifying the mined rocks is not economically feasible. In this regard, mobile crushing and screening complexes are becoming widespread, a feature of which is that for each new field and even within one field, periodic readjustment of the mobile complex is required and, accordingly, it becomes necessary to develop recommendations for determining the rational parameters of the mobile crushing sorting complex.*

**Keywords:** jaw crusher, crushing, size, fraction, gap, cheeks.

Мобильный дробильно-сортировочный комплекс, как правило, в самом простом варианте имеет следующую структуру: щековая дробилка – вибрационный грохот. В рамках представленного исследования мы рассмотрим одну из структурных единиц мобильного дробильно-сортировочного комплекса – щековую дробилку.

Щековая дробилка в классическом понимании является первым этапом переработки твердых полезных ископаемых – рудоподготовкой – начинается с дробления кускового материала и сортировки его по крупности. Щековые дробилки со сложным движением щеки (ЩДС), рассматривае-



мые в нашем исследовании, применяются в самом начале этой технологической цепочки и входят в число основных машин для дробления [1-4].

Производительность является важным технологическим показателем дробилок, определяющим их эффективность, и характеризующим условия прохождения материала через рабочую камеру [1-4]. В свою очередь, производительность дробилки при работе по конкретным горным породам зависит от их физико-механических свойств.

Особенностью мобильных дробильно-сортировочных комплексов является то, что при их эксплуатации они могут оперативно перемещаться как по месторождению, к месту добычи - к забою, так и сравнительно легко транспортируются и на другие подобные месторождения. Но из-за постоянных перемещений по различным месторождениям с породами, имеющими разные физико-механические свойства, возникает научно-практическая проблема настройки щековых дробилок в рамках мобильного дробильно-сортировочного комплекса.

В щековой дробилке величина выходной щели (зазор между подвижной и неподвижной щёками) является основным параметром, влияющим на производительность дробилки и крупность продукта дробления. Этот параметр является настраиваемым, и был выбран для экспериментального исследования.

Экспериментальные исследования проводились на щековой дробилке ЩД-10М (рис. 1) со сложным движением щеки производства компании ВИБРОТЕХНИК (г. Санкт-Петербург). В качестве материалов для исследования были выбраны мрамор с исходным размером кусков 50-70 мм Сарапульского месторождения (г. Берёзовский).

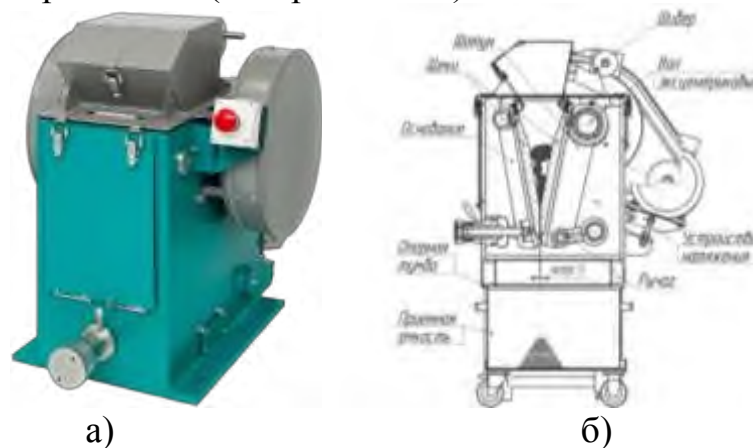


Рис. 1. Общий вид (а) щековой дробилки ЩД 10М производства компании ВИБРОТЕХНИК (г. Санкт-Петербург) и её конструктивная схема (б)

Эксперимент проводился по следующей методике: были взяты примерно равные порции исходного материала мрамора (рис. 2), каждая порция предварительно взвешивалась и последовательно подвергалась дроблению на зазоре между щёками в 1, 3 и 5 мм.



Рис. 2. Исходный мрамор (а) и после дробления (б)

Рассмотрим дробление каждой порции более подробно:

1 порция мрамора массой 455 г дробилась в зазоре между щёками 1 мм. Материал дробился 30 с, далее щековая дробилка работала с одним застрявшим камнем, который постепенно опускаясь в рабочей зоне щековой дробилки через 94 с разрушился, но не полностью, т.к. «залип» в рёбрах футеровки щеки.

2 порция мрамора массой 600 г. дробилась в зазоре 3 мм. Также как и в первом случае, большинство порции мрамора дробилось 30 с, оставшийся кусок мрамора дробился ещё 34 с и далее опять же «залип» и по характерному звуку щековой дробилки было слышно, что дробление прекратилось.

3 порция мрамора 480 г. дробилась в зазоре между щёками 5 мм. За 20 с основная часть порции мрамора раздробилась, потом один камень 28 с додрабливался, после чего характерный шум от дробления минерала прекратился. По сравнению с 1 и 2 порцией в 3 порции осталось наименьшее количество дробимого материала.

Сведём полученные данные дробления трёх порций мрамора в табл.

1.

Таблица 1

Номер порции мрамора	Масса порции, кг	Время дробления основной массы горной породы, час	Производительность, кг/час	Зазор между щёками, мм
1	0,455	0,0083	54,8	1
2	0,6	0,0083	72,3	3
3	0,48	0,0056	85,7	5

Построим зависимость рис. 3 производительности при дроблении в щековой дробилке мрамора Сарапультского месторождения от зазора между щёками и, проведя аппроксимацию, подберём необходимую математическую функцию.

Путём аппроксимации полученного графика было выявлено, что наиболее подходящей функцией с величиной достоверности аппроксимации

$R^2 = 1$  является полиномиальная функция второй степени вида  $y = 0,0011x^2 - 0,0295x - 0,7792$ .

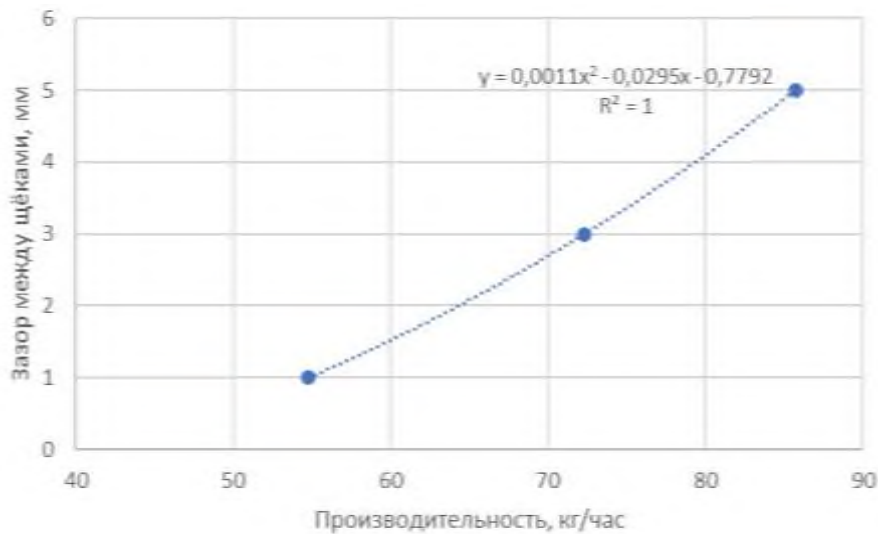


Рис. 3 Изменение производительности щековой дробилки ЩД-10М при дроблении мрамора Сарапульского месторождения в зависимости от зазора между щеками

Полученная экспериментальная зависимость производительности щековой дробилки от зазора между щеками позволит более точно настроить дробилку под дробление мрамора Сарапульского месторождения, зависимость в полной мере учитывает физико-механические особенности минерала и дополнит приведённые в литературе [1-3] обобщённые эмпирические зависимости, касающиеся определения производительности. Также необходимо отметить, что особенности дробления выявленные в процессе эксперимента позволят производственным предприятиям учесть их и предотвратить негативные особенности связанные с «липкостью» мрамора. Например, проводить предварительную сушку мрамора.

### Список литературы

1. Андреев С. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых : учебник / С. Е. Андреев, В. А. Перов, В. В. Зверевич. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : Недра, 1980. - 415 с.
2. Лагунова Ю. А. Проектирование обогатительных машин : учебник / Ю. А. Лагунова ; Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург : УГГУ, 2009. - 378 с.
3. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Орочко А. В. Особенности рабочего процесса щековых дробилок с простым и сложным качанием подвижной щеки. Горное оборудование и электромеханика, 2015. № 5, С. 31-34.
4. Голиков Н.С., Тимофеев И.П. Результаты аналитических исследований дробилок со сложным движением щеки. Записки Горного института. 2008. Т. 178. С. 40-42.

УДК 621.926.1

## ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ НА ОСНОВЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Лагунова Ю.А., профессор, Ибраева Н.Р., аспирант  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Россия

*Рассмотрен механизм привода конусной дробилки, показана вероятность диагностирования технического состояния элементов привода с применением нейронных сетей при формировании базы данных Access. Диагностирование с применением нейронных сетей позволит правильно определить техническое состояние механизмов и узлов. Нейронные сети позволят повысить вероятность увеличения надежности распознавания, обнаружения и локализации возникновения аварийных ситуаций. Рассмотрена возможность применения искусственных нейронных сетей применительно к решению задачи диагностики и прогнозирования работы привода КМД.*

**Ключевые слова:** конусные дробилки, нейронные сети, горные машины, прогнозирование, анализ работы, программный анализ.

### DIAGNOSTICS OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE CONE CRUSHER DRIVE BASED ON NEURAL NETWORKS

Lagunova Y. A., Ibrayeva N. R.

*The article discusses the mechanism of the cone crusher drive, shows the probability of diagnosing the technical condition of the drive elements with the use of neural networks in the formation of the Access database. Diagnostics using neural networks will allow you to correctly determine the technical condition of mechanisms and nodes. Neural networks will increase the probability of increasing the reliability of recognition, detection and localization of emergency situations. The possibility of using artificial neural networks in relation to solving the problem of diagnosing and predicting the operation of the KMD drive is considered.*

**Keywords:** cone crushers, neural networks, mining machines, forecasting, analysis of work, working process

### Введение

Главной задачей любой системы является повышение надежной работы, которая невозможна без диагностики текущего состояния работы системы и прогнозирования их поведения в течение дальнейшей эксплуатации. В горной промышленности автоматизированный привод применяется во многих установках и технологических комплексах.

Рассмотрим особые требования к приводу конусной дробилки. Для конусных дробилок применяют приводы с качественными эксплуатационными показателями в условиях динамических нагрузок, которые способны обеспечить плавную регулировку скоростей в широких пределах. Применение нейронной сети при диагностике и управлении работой привода КМД позволит быстро обнаружить и локализовать аварийные ситуации, устранить неполадки, которые могут возникнуть во время эксплуатации.

Цель применения нейронных сетей состоит в том, чтобы модернизировать оборудование, способное к интеллектуальной обработке, чтобы произвести диагностику состояния привода конусной дробилки и оценить

динамику работы. Используя программу базы данных (БД), мы сможем преобразовать модель нейронных сетей, которые смогут на ранних стадиях обнаружить изменение параметров при эксплуатации, на ранних стадиях выявить дефекты, внезапные поломки, ухудшение качества процесса работы, то есть произвести диагностику состояния привода КМД в текущем времени.

Основным инструментом анализа состояния привода будут являться алгоритм информации об объекте.

**Задачи исследования:** определить особенность рабочего процесса привода конусной дробилки, применяя базу данных на основе нейронных сетей; разработать классификацию информационной модели и схему расчета надежности систем рабочего процесса привода конусной дробилки (информационные нейронные сети – ИНС).

БД запускается с началом работы привода конусной дробилки, изначально программа производит анализ динамики оборудования и производит сравнение результата нейронной модели с реальной динамикой привода.

Результаты работы привода основываются на начальном построении динамической модели нейронной сети перед запуском привода, которая позволяет создать оболочку в последствие объединяющей проектирование, моделирование и наблюдение за текущим состоянием.

Основным критерием для создания таблиц БД является элемент содержания таблицы, которая обычно отражается и в названии связанных таблиц. Основное поле таблицы будет называться «Привод», и оно будет содержать его описание.

Начальные алгоритмы, созданные в начале таблицы, будут определять минимальные возможности базы, далее наполнение таблиц данными объекта будут определяться моделированием и основным процессом обработки данных. На примере рассмотрим (рис. 1) построения алгоритма баз данных с применением нейронной сети с минимальным количеством нейронов.

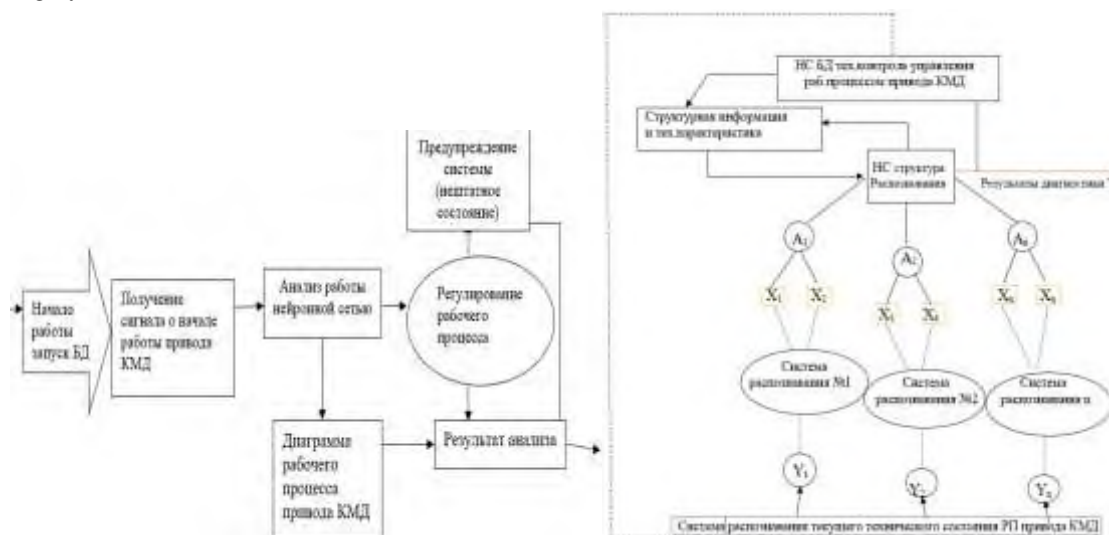


Рис. 1. Архитектура ИНС БД результата анализа рабочего процесса привода КМД

Привод конусной дробилки состоит из стандартных элементов, каждый узел имеет ряд неисправностей, которые распознаются и обнаруживаются по разным входным и выходным данным.

Основным моментом в нейронной сети является класс входных параметров. Нейронная сеть на основе базы данных, которая имеет класс сигналов, может определить, к какому из классификаций относится входной сигнал и, таким образом, он выявит новые признаки, отсутствующие в выборке данных.

Архитектура анализа ИНС БД позволяет классифицировать многомерные наблюдения, каждый из которых описывается набором характеристик входных данных. В данном случае это набор сигналов с различных датчиков конусной дробилки.

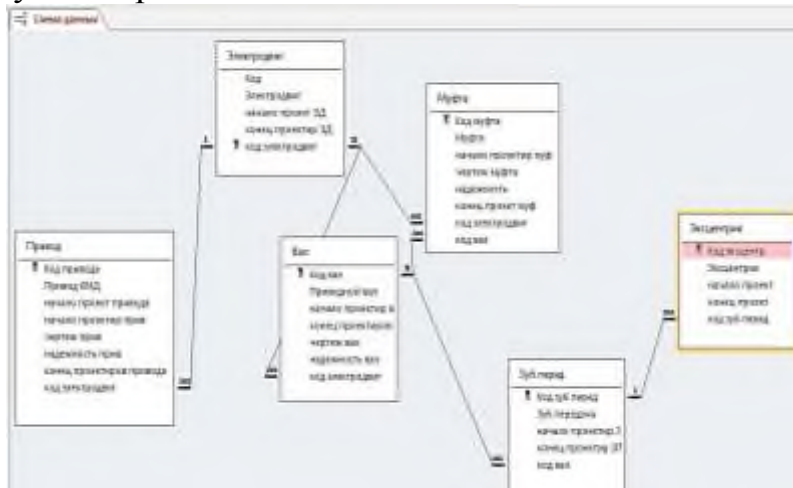
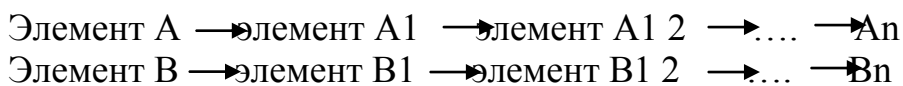


Рис. 2-Структура БД привода конусной дробилки.

Соединив все таблицы между собой, можно считать, что информация для привода конусной дробилки полностью создана. Составляющие узлы и механизмы привода связаны между собой и можно показать различные данные во время эксплуатации.

Применяя этот вид системы обработки можно вычислять и оценивать вероятностные события при эксплуатации оборудования, когда одна из структур БД имеет ветвь для выхода данных. Такая модель базы данных, созданная на основе нейронной сети может перевоплощать возможности событий. Рассмотрим пример расчета надежности «Привода». В классификации нейронной сети можно создать ступень объектов. На примере расчета прочности «Привода» создана цепь взаимодействий элементов.



Каждый из элементов описывает события вероятностью  $P$  (A/B). Вероятность событийной цепи для непересекающихся объектов в базе можно рассчитать в соответствии с рис.1.1:

$$P(A/B) = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot P_n \quad (1.1)$$

В узлах – таблицах, с программами обработки (макросы и модули), создается возможность использования комплекса пакетов для моделирования процессов.

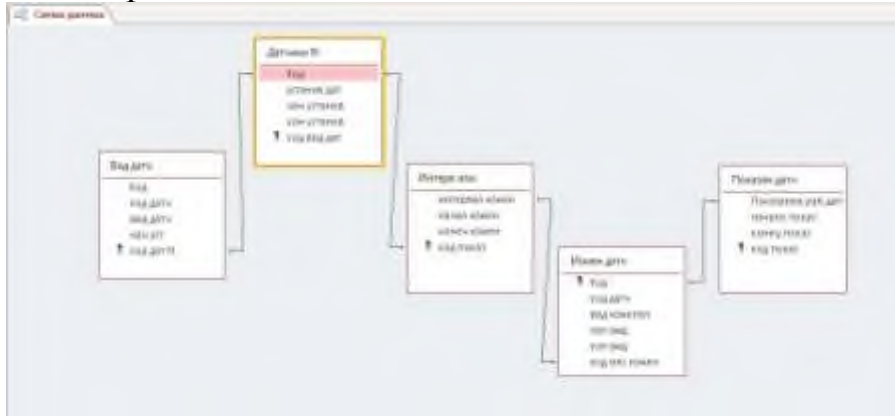


Рис.3 - Система диагностики привода, построенной на основе НС БД.

Система имеет  $N$  датчиков, которые контролируют общее состояние параметров. Входные параметры для каждого слоя, в котором «1» является наличием неисправных систем, а «0» – их отсутствием. Такая система позволит определить источник неисправности и ее характер.

Содержанием работы прогнозирования является приведение информации о эксплуатации оборудования в соответствии с задачей прогнозирования. Весь объем информации, на основании которой строится прогноз системы, может быть представлен отдельными ситуациями. Каждая наблюдаемая ситуация представляется в обобщенном виде Базы Данных. Формирование архитектуры НС данных: количество входных нейронов сети, число выходных нейронов соответствует числу прогнозируемых параметров системы.

### Заключение

Применение нейронных сетей для привода КМД на основе баз данных с многомерными классификациями объектов, позволяет:

- выдавать информацию о текущем состоянии технологического оборудования быстро и качественно;
- определять отклонения сигналов для предупреждения возникновения ошибок рабочего процесса;
- отследить процесс дробления, путем определения изменения динамики режима рабочего процесса,
- выбрать режим функционирования и получить модель с минимальными погрешностями за счет внедрения в нее моделирующих и прогнозирующих программ, которые имитируют рабочий процесс дробления и прогнозируют возможные неисправности.

### 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. Бейсембаев К.М., Ибраева Н.Р. Нейросетевой подход к разработке, моделированию и управлению горными машинами / Разработка моделей и элементов управления технологическими машинами 2017.
3. 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.
4. Ибраева Н.Р., Малыбаев Н.С., Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Программа для ЭВМ исследование параметров рабочего процесса и движения кусков через камеру дробления конусной дробилки // Свидетельство о внесении сведений в государственный реестр прав на объекты, охраняемые авторским правом № 8055 от 10 февраля 2020 года. Вид объекта авторского права произведение науки. Дата создания объекта 19.10.2019 г. Республика Казахстан



УДК 621.73

## ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЗАГРУЗКИ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ

Лагунова Ю.А., профессор, Шестаков В.С., профессор, Савинова Н.В., доцент,  
Мукатов А.Р., аспирант

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

*Рассмотрена возможность повышения производительности существующих шаровых мельниц за счет увеличения шаровой загрузки. Увеличение шаровой загрузки, по сравнению с паспортными значениями завода-изготовителя, будет сопровождаться увеличением нагрузок на корпус мельницы и ее привод, поэтому необходимо провести соответствующие расчеты. Проверка корпуса на прочность проведена с помощью программы АРМ WinMachine модуль Structure 3D. Для расчета составлена пластинчатая модель. В статье приведены уравнения для расчета усилий, необходимых при расчете на прочность.*

**Ключевые слова:** шаровая мельница, загрузка, производительность, расчет, модель.

## JUSTIFICATION OF THE POSSIBILITY OF INCREASING LOADING OF BALL MILLS

Lagunova Yu.A., Shestakov V.S., Savinova N.V., Mukatov A.R.

*The article discusses the possibility of increasing the productivity of existing ball mills by increasing the ball charge. An increase in the ball load, in comparison with the manufacturer's passport values, will be accompanied by an increase in the loads on the mill housing, on the drive, therefore, it is necessary to carry out the appropriate calculations. To test the case for strength, it was proposed to use the APM Win-Machine program of the Structure 3D module. A plate model was compiled for the calculation. The article contains expressions for calculating the forces required for use in strength analysis.*

**Keywords:** ball mill, loading, productivity, calculation, model.

### Введение

Для увеличения производительности существующих мельниц можно оперировать скоростью вращения [1-6], обеспечивая рациональные режимы измельчения. Вторым направлением может быть увеличения загрузки мельницы измельчаемым материалом и загрузки шарами [7-8]. Здесь также существует рациональное значение. Как в первом варианте регулирования, так и во втором, нужно проводить расчеты, которые подтвердят возможность изменения параметров.

### Цель и задачи работы

При изменении загрузки и частоты вращения изменяются нагрузки на элементы мельницы, поэтому нужно выполнить проверку на прочность и долговечность [9]. Для таких расчетов можно применить систему АРМ WinMachine, в модуле Structure 3D которой, рассчитав напряжение, можно подтвердить прочность корпусных деталей.

Для расчета требуется:

- объемная модель корпуса мельницы;
- все действующие внешние и внутренние усилия.

К внутренним усилиям относятся силы тяжести элементов мельницы, усилия, передаваемые от одних узлов мельницы другим. Силы тяжести в системе АПМ *WinMachine* определяются автоматически по размерам элементов и плотности материала, используются в расчетах с пересчетом через задаваемый коэффициент. Коэффициентами учитываются элементы, силы тяжести которых, нагружают несущие конструкции, но сами эти элементы никак не участвуют в обеспечении прочности конструкции. Для мельницы такими элементами будут брони. Брони прикрепляются к корпусу барабана и торцевым крышкам, но не участвуют в обеспечении прочности указанных элементов. Коэффициент определяется делением действительной массы мельницы на массу модели.

Внутренними нагрузками будут также инерционные силы при разгоне барабана и центробежные силы при вращении барабана. Инерционные моделируются крутящими моментами, задаваемыми в местах соединения барабана с крышками, зубчатого венца с корпусом барабана. Центробежные силы проявляются при вращении барабана от всех связанных с барабаном элементов (стенок корпуса, крышек, футеровок и др.). В расчетной схеме инерционные силы от футеровок прикладываются в виде распределенных по внутренней поверхности барабана сил.

Внешними нагрузками для барабана будут силы со стороны измельчаемого материала и шаров, усилие на зубчатый венец, реакции от подшипников.

#### *Расчет инерционных нагрузок на корпус барабана*

При вращении барабана мельницы в оболочке, бронях и измельчаемом материале возникают центробежные силы, которые должны учитываться при расчетах на прочность. Инерционная сила определяется по известной формуле:

$$F_{ини} = m_i \cdot \omega_6^2 \cdot r_i$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го участка при расчете инерционной силы;  $r_i$  – радиус от оси вращения до  $i$ -го участка при расчете инерционной силы;  $\omega_6$  – угловая скорость вращения барабана мельницы

Масса  $i$ -го участка площадью 1 мм<sup>2</sup>

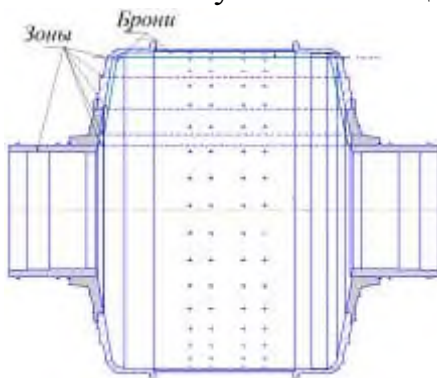


Рис. 1. Схема барабана дробилки с разбивкой на зоны

$$m_i = \gamma \cdot h_i = 0.0078 \cdot h_i$$

где  $h_i$  – толщина  $i$ -го участка;  $\gamma$  – плотность.

Инерционные силы для ввода в расчетную схему определяются по зонам: барабан с футеровками, участки стенок с футеровками загрузочных и разгрузочных крышек, цапфа. Разбивка по зонам выполняется по толщине  $i$ -го участка. В системе АПМ *WinMachine* распределенные нагрузки прикладываются в виде давления поверхность. Для

стенок, поверхности которых располагаются под углом к направлению инерционных сил, необходим перерасчет умножением на  $\sin\beta$  угла наклона поверхности к вертикали.

$$P_{ин} = F_{ин} \times \sin\beta$$

На рис. 1 приведена схема барабана дробилки с разбивкой на зоны.

*Расчет массы загруженного в мельницу материала*

Исходные данные для расчета:  $V_m$  - объем мельницы;  $\phi_{гм}$  - степень заполнения барабана;  $\gamma_{гм}$  - плотность мелющей горной массы;  $\delta_{ш}$  - загрузка барабана мелющими телами (доля от объема мельницы);  $\gamma_{ш}$  - плотность шаров

Объем горной массы в мельнице

$$V_{гм} = V_m \times \phi_{гм}$$

Масса горной массы в мельнице

$$m_{гм} = V_{гм} \times \gamma_{гм}$$

Объем мелющих тел (шаров)

$$V_{ш} = V_m \times \phi_{ш}$$

Масса мелющих тел

$$m_{ш} = V_{ш} \times \gamma_{ш}$$

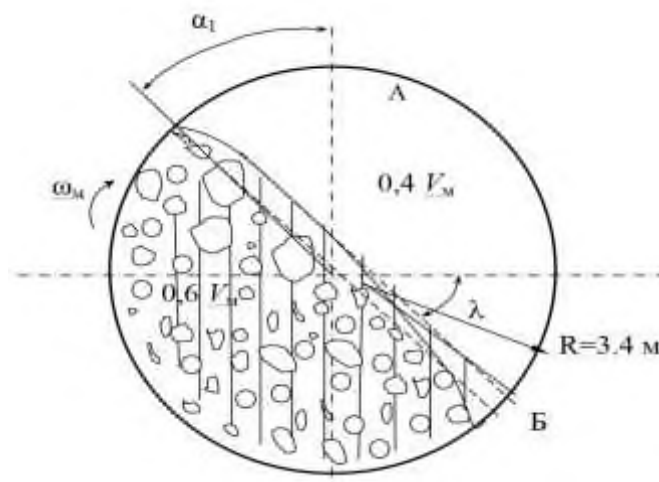
Суммарная масса измельчаемого материала и шаров

$$m_{сум} = m_{гм} + m_{ш}$$

*Расположение измельчаемого материала и шаров в мельнице*

Теория движения загрузки в барабанных мельницах (шары и измельчаемый материал) разработана рядом русских и зарубежных ученых: Э.В. Дэвисом, Л.Б. Левенсоном, В.А. Олевским, С.Е. Андреевым [2-10] и др. Для расчета усилий от материала и шаров использована схема по рис. 2 (водопадный режим).

Измельчаемый материал и шары занимают примерно 0,6 объема мельницы, причем материал и шары смещены на некоторую высоту от плоскости симметрии мельницы в сторону вращения. Угол смещения определяется формой профиля футеровки барабана и угловой скоростью вращения мельницы. Верхней пунктирной линией показана граница измельчаемого материала.



Угол наклона этой линии определяется по формуле

$$\alpha_1 = \arccos(\pi^2 \cdot n^2 \cdot R_1 / 900g)$$

где  $\alpha_1$  — угол между радиусом, проведенным в центр отрывающегося шара, и вертикальной осью мельницы, град;  $R_1$  — радиус барабана мельницы в

Рис. 2. Схема для расчета сил тяжести 162

свету, м;  $g$  — ускорение силы тяжести ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ );  $n$  — действительная частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ .

Силы тяжести действуют вертикально. Для приложения в расчетной схеме действия этих сил расчет выполняется для объема площадью  $1 \text{ мм}^2$ , это будет давлением, которое вводится для расчета. Для использования при расчетах напряжений давление можно рассчитывать по упрощенным формулам без учета криволинейной поверхности границы измельчаемого материала. На рис. 2 верхней пунктирной линией показана замена криволинейной границы прямым отрезком.

Расчет давления выполняется по текущей высоте измельчаемого материала, которая вычисляется по формулам геометрии.

*Расчет центробежных сил от измельчаемого материала и шаров*

Центробежные силы направлены от оси вращения на поверхность барабана и стенок. Объем, расположенный выше пунктирной линии не оказывает давления на стенки барабана. Поэтому для расчета инерционных сил рассматривается только объем, занимаемый измельчаемым материалом. Для расчета давления рассматривается круговой сектор с вершиной на оси вращения.

Расстояние  $R_{\text{цт}}$  до центра масс кругового сектора от оси вращения

$$R_{\text{цт}} = 2/3 R$$

Центр тяжести находится на расстоянии  $2/3 R$ , для расчета давления сторона основания  $1 \text{ мм}$ , радиус до бронеи рассматриваемой мельницы  $3400 \text{ мм}$

Давление на поверхность брони

$$P_{\text{цб}} = m_{\Delta} \cdot \omega_{\text{м}}^2 \cdot R_{\text{цт}}$$

где  $m_{\Delta}$  - масса треугольной призмы стороной основания  $1 \times 1 \text{ мм}$  и высотой  $R$

$$m_{\Delta} = \gamma \cdot 1 \text{ мм}^2 \cdot R/2$$

Для мельницы ММПС 7,0x5,2 выполнены проверочные расчеты при увеличении на 15 % шаровой загрузки по сравнению с паспортной. Карта напряжений корпуса и цапф приведена на рис. 3.

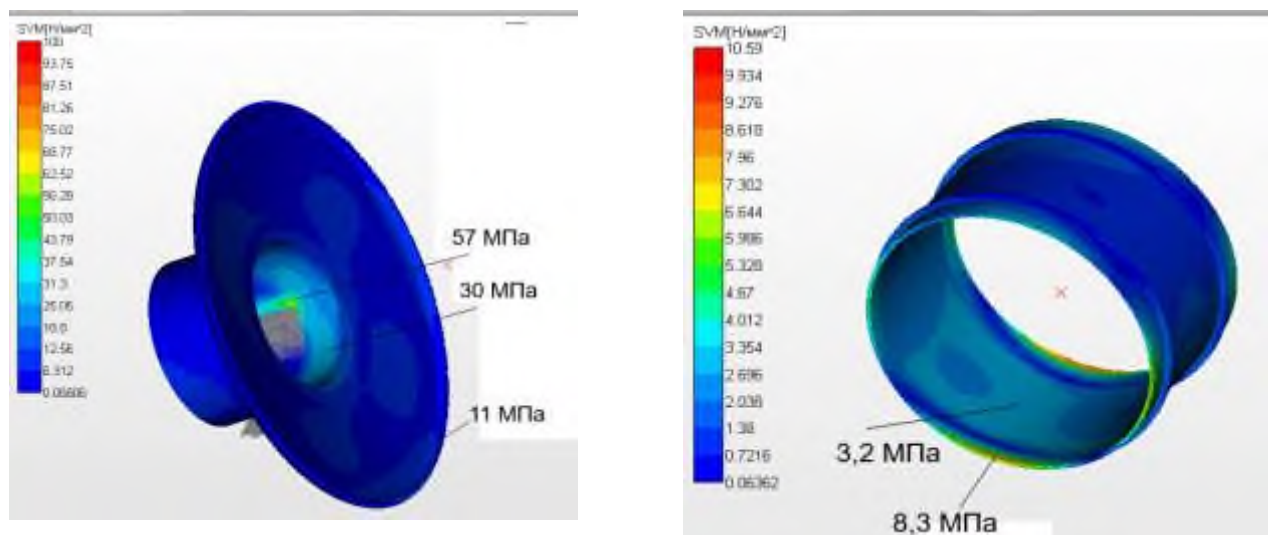


Рис. 3. Карта напряжений цапфы и корпуса

### **Заключение:**

1. Результатами расчета напряжений и деформаций для корпуса барабана и стенок доказана возможность увеличения шаровой загрузки мельницы на 15 % по сравнению с паспортной. Расчетные значения напряжений имеют величину менее 60 МПа, что значительно меньше допустимого напряжения для используемых сталей.

2. Проведены расчеты болтовых соединений. Расчетами доказано, что при применении болтов класса прочности не менее 6.8 мельница может эксплуатироваться при увеличенной шаровой загрузке.

### **Список литературы**

1. Бауман В.А. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. / А.В. Бауман, Б.В.Клушанцев, В.Д.Мартынов. – 2-е изд., пераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.
2. Олевский В.А. Размольное оборудование обогатительных фабрик. М., «Недра», 1963, 447 с.
3. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. «Недра», 1966, 395с.
4. Лагунова Ю. А. Проектирование обогатительных машин : учебник / Ю. А. Лагунова ; Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург : УГГУ, 2009. - 378 с.
5. Загустин А.М. Теория измельчения в шаровой мельнице. Сб. ин-та «Механобр», Л., 1985.
6. Яшин В.В., Туманян В.А., Беленко Л.Ф. Влияние длины барабанных мельниц на их производительность. — «Обогащение руд», 1973, № 3. С. 17-19.
7. Фадин Ю.М., Тишакова И.С., Еремченко С.М., Исаев В.С. Шаровая мельница со сверхкритической скоростью вращения барабана // В сборнике: Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов. Межвузовский сборник статей. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова; под ред. В.С. Богданова. Белгород, 2015. С. 334-336
8. Амосов Е.А. Модель определения оптимального заполнения шаровой мельницы // Современные материалы, техника и технологии. 2020. № 4 (31). С. 4-9.
9. Осипов Д.А., Филиппов В.Е. Шаровая мельница с винтообразным углублением // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2017. № S24. С. 193-201.
10. Ханин С.И., Старченко Д.Н., Мордовская О.С., Хахалев П.А., Харин Н.П. Определение прочностных параметров энергообъемных устройств шаровых мельниц с применением систем автоматизированного проектирования Наука и бизнес: пути развития. 2019. № 11 (101). С. 86-93.

УДК 621.73

## ВЛИЯНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА КАЧАНИЯ ЩЕКИ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ НА ГРАНСОСТАВ ПРОДУКТА

Майоров С.А.

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

*В статье дан краткий анализ проведенных натурных испытаний и вычислительного эксперимента с целью исследования и выявления зависимостей распределения нагрузок на опорах подвижной щеки, а так же их влияния на конечный продукт щековой дробилки. Экспериментально доказано, что роликовые опоры повышают надежность и эффективность работы щековых дробилок.*

**Ключевые слова:** подшипник, график «плюса», график «минуса», анализ, дробилка, ШЧД-10М.

## INFLUENCE OF THE SWING BEARING ASSEMBLY OF THE JAW JAW CRUSHER ON THE GRAIN SIZE DISTRIBUTION OF THE PRODUCT

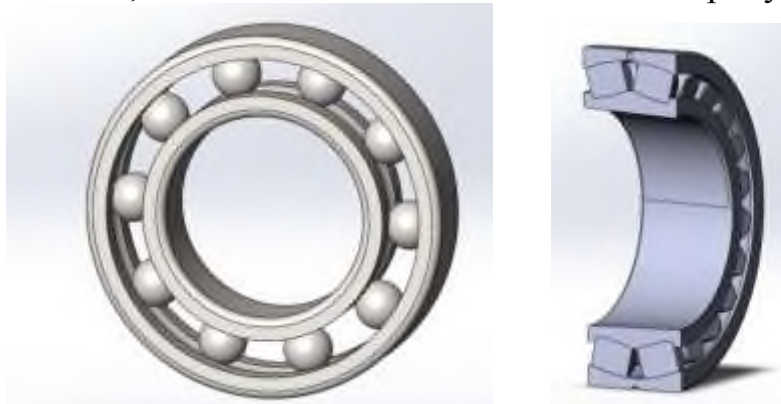
Mayorov S.A.

*The article provides a brief analysis of the conducted field tests and a computational experiment in order to study and identify the dependences of the distribution of loads on the supports of the movable jaw, as well as their effect on the final product of the jaw crusher. It has been experimentally proven that roller bearings increase the reliability and efficiency of jaw crushers*

**Keywords:** bearing, “plus” graph, “minus” graph, analysis, crusher, ShchD-10M.

В работах [1-7] освещены вопросы анализа напряженно-деформированного состояния подшипникового узла щековой дробилки, на основе которых было предложено провести экспериментальные исследования по выявлению влияния конфигурации подшипникового узла на гранулометрический состав продукта дробления щековой дробилки.

В рамках исследования работы дробилки ШЧД-10М проведен эксперимент с двумя видами подшипников узла качания установки. Характер качания щеки дробилки – сложный. Натурные испытания проведены с целью исследования и выявления зависимостей распределения нагрузок на опорах подвижной щеки, а так же их влияния на исходный продукт дробилки.



а

б

Рисунок 1 – Экспериментальные формы подшипников

Для работы была выбрана руда – Исетский гранит с характеристиками: частицы размером от 7 до 11 мм, твердость по Моосу 6-7, требуемое измельчение до частиц размером 4-5 мм, выходное отверстие выставлено на величину 4 мм. Проведено два опыта. В первом случае в дробилке установлены подшипники радиальные шариковые ГОСТ 8338-75, см. рисунок 1(а), во втором сферические, роликовые самоустанавливающиеся, двухрядные, аналогичного диаметра, см. рисунок 1(б).

Полученные данные занесены в таблицу 1, по которой построены графики (рис. 2), где на оси абсцисс отложена крупность продукта в долях выходного отверстия, а по оси ординат процентное содержание фракции в породе.

Таблица 1 - Исетский гранит, экспериментальные данные

Исетский гранит, отв. 4мм						
Масса, гр.	"по минусу", % новый подшипник	"по плюсу", % новый подшипник	Крупность в долях отв.	Крупность, мм	"по минусу", % старый подшипник	"по плюсу", % старый подшипник
275	57,36	42,64	1,2	+4...0	61,93	38,07
155	75,97	24,03	0,73	+3...4	78,15	21,85
90	86,05	13,95	0,4375	+1...3	82,05	17,95
65	89,92	10,08	0,1875	+0,3...1	89,92	10,08
50	92,25	7,75	0,06	+0,071...0,3	91,50	8,50
10	98,45	1,55	0,00525	+0,05...0,007 1	96,45	3,55
645		100,00				100,00

Проанализировав графики, видно, что продукт на выходе из дробилки изменил свой состав, а, следовательно, изменение воспринимающей нагрузки опоры подвижной щеки непосредственно влияет на конечный продукт дробления. Существенно снизилось пылеобразование, содержание наиболее мелкой фракции в продукте. Кривые распределения стали плавными, это позволяет сделать вывод о том, что с применением роликовых опор процесс дробления в щековой дробилке проходит более равномерно, в отличие от использования шариковых опор.

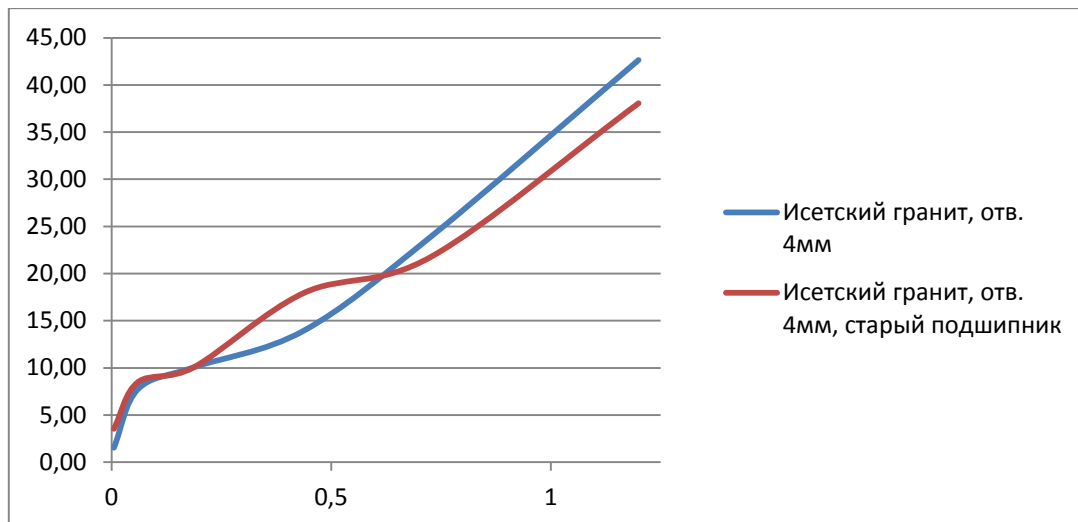


Рисунок 2 – Исетский гранит, график «по плюсу», дробилка ЩД-10М

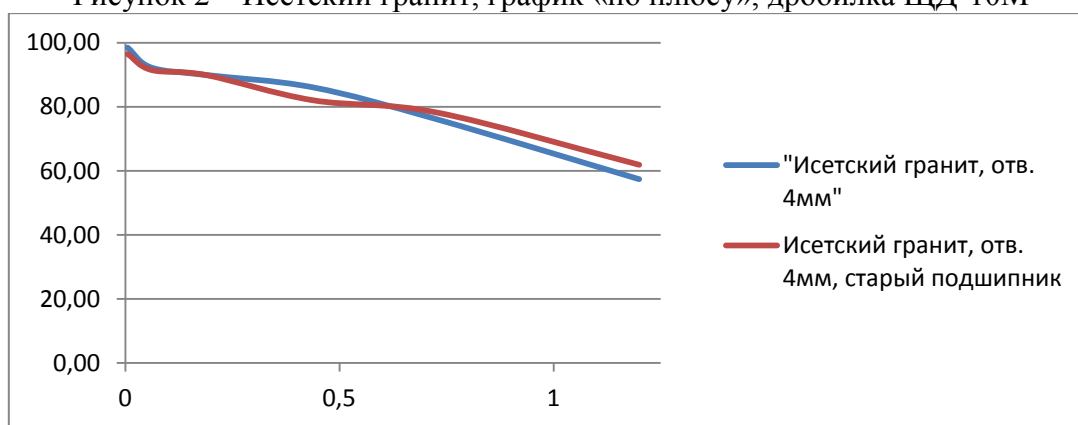


Рисунок 3 – Исетский гранит, график «по минусу», дробилка ЩД-10М

В результате проведенного эксперимента, зафиксировано влияние опор подвижной щеки на гранулометрический состав конечного продукта по фракциям. В дальнейшем планируется продолжение экспериментов, с разного вида опорами, для выявления наиболее рациональной, продуктивной из них, а так же с целью получения зависимостей и закономерностей.

### Список литературы

1. Лагунова Ю.А., Майоров С.А., Боярских Г.А. Статистический анализ напряженно-деформированного состояния подшипника щековой дробилки // Известия Уральского государственного горного университета. 2020. Вып. 2(58), С. 159-171. DOI 10.21440/2307-2091-2020-2-159-171.
2. Майоров С.А., Лагунова Ю.А. Анализ напряженно-деформированного состояния подшипника. Известия вузов. Горный журнал, № 3, С. 70-81 (2020).
3. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Орочко А. В. Особенности рабочего процесса щековых дробилок с простым и сложным качанием подвижной щеки. Горное оборудование и электромеханика, 2015. № 5, С. 31-34.
4. Калянов А. Е., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Прочностной расчет станины и вала дробящего конуса конусной дробилки. Горное оборудование и электромеханика, 2015. № 8, С. 34-40.
5. Фурин В.О., Холодков А.А., Серяпина Т.Н. Применение подшипниковых узлов повышенной грузоподъемности в главных валах крупных щековых дробилок. // Техноло-



гическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов X международной конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека». Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2012. с. 169-173.

6. D. Arellano, T.D.Stark. Load bearing analysis of EPS-block geofom embankments. Bearing Capacity of Roads, Railways and Airfields, Two Volume Set, edited by Erol Tutumluer, Imad L. Al-Qadi, 2009, Pages 981-990.

7. Mayorov S., Bochkov V., Lagunova Yu., Dmitriev V. Influence of construction of bearing assembly on the size characteristic of crushing by a jaw crusher// E3S Web of Conferences. Volume 177, 2020. XVIII Scientific Forum “Ural Mining Decade” (UMD 2020). DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017703009>

**УДК 621.926.9**  
**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДРОБИЛЬНЫХ**  
**УСТАНОВОК В ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**Ибраева Н.Р.**, ст. препод., **Мамонтова Д.А.**

Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан.

*Проведен анализ рабочего процесса применения конусных дробилок в горнодобывающей промышленности. Выполнена оценка степени эффективности функционирования дробильных установок в различных горно-геологических условиях.*

**Ключевые слова:** конусные дробилки, конструкция, производительность, рабочий процесс, горные машины.

**ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF CONE CRUSHERS IN THE MINING**  
**INDUSTRY**

**Ibrayeva N. R., Mamontova D. A.**

*This article analyzes the working process of using cone crushers in the mining industry. The evaluation of the degree of efficiency of the crushing plants in various mining and geological conditions was carried out.*

**Keywords:** cone crushers, construction, performance, working process, mining machines.

Дробление материалов является важным этапом в технологических процессах переработки материалов в угольной и горнодобывающей отрасли. Наше внимание должно быть сосредоточено на качественном процессе работы технологического оборудования в промышленности.

Для дробления материалов в различных отраслях используют различные по конструктивному исполнению и дробящему воздействию виды дробилок. Объясняется это спецификой самого материала, а именно необходимыми значениями и видами дробящих усилий, а также размерами частиц кусков породы, полученными после дробления (продукта).

Интенсивная работа приводит к тому, что детали оборудования постепенно изнашиваются. Надо учитывать, что горнодобывающая промышленность подразумевает работу с твердыми материалами, которые быстрее приводят к изнашиванию оборудования.

Эволюционное развитие горнодобывающего оборудования характеризуется главным образом модернизацией конструкций дробилок и значительным повышением эффективности рудоподготовительных работ. Темп развития дробильного оборудования предполагает совершенствование и повышение производительности.

Рассмотрим конструкцию стандартной конусной дробилки (рис. 1). Оборудование используется для дробления крупных горных пород на различные фракции. Все установки делятся по механико-конструктивным признакам и способам дробления. Учитывая условия работы дробильных установок, широкое применение получают автоматизированные и интеллектуальные дробильные установки.



Рис.1.1 – Схема стандартной конусной дробилки.

Интеллектуальная дробильная установка – это оборудование с высоким уровнем организации процессов управления, автоматизацией рабочих процессов, контроля и диагностики. В первую очередь, это предполагает современный подход к промышленной безопасности, которая состоит в формировании защиты систем.

Реализовать автоматизированный подход можно с использованием интеллектуальной системы. Многие факторы влияют на общие показатели работы схем дробления. Очень важно, чтобы все они учитывались в процессе принятия ясного решения по определению наиболее приемлемой схемы, соответствующей четко установленным производственным потребностям.

Усовершенствованная технология дробления оптимально соответствует операционным переделам с учетом усилий дробления и мощностных характеристик конструкций технологического оборудования для достижения максимальной производительности.

Конусные дробилки нового уровня оснащены датчиками и автоматизированной системой, что позволяет легко ориентироваться в тяжелых рабочих условиях.

Конусная дробилка представляет собой чашу, внутри которой размещен подвижный конус, закрепленный на дробящем валу и свободно вращающийся внутри чаши.

Во время движения между подвижным конусом и внутренней поверхностью чаши образуются конические пространства, в которые попадают частицы горной породы. Руда засыпается в загрузочное отверстие в верхней части чаши.

После того как руда попадает в кольцевое пространство, образованное чашей и подвижным конусом, начинается процесс дробления. Поверхности подвижного конуса и чаши защищены футеровкой, то есть, покрыты слоем прочной стали с большим содержанием марганца, что значительно

продлевает срок службы комплектующих, уменьшая износ во время работы.

Конусная дробилка обладает рядом преимуществ, которые выгодно отличают ее от других: создает низкий уровень шума при работе, что снижает дискомфорт при работе с ней; может работать как с мокрой породой, так и с сухой, большой крепости; отсутствие холостого хода значительно уменьшает количество энергии, необходимой для переработки единицы руды.

Эти дробилки применяют в самых различных областях промышленности. Конусные дробилки являются высокопроизводительными машинами при переработке различных горных пород на всех стадиях дробления.

Современный уровень развития техники позволяет создавать машины в большей степени, приспособленные к специфическим условиям ведения работ на объектах, а это в свою очередь позволяет упрощать технологические схемы.

Одним из перспективных направлений повышения эффективности и безопасного использования дробильных установок является использование интеллектуального управления.

В первую очередь это предполагает создание принципиально новых материалов, существенное повышение уровня автоматизации производственного процесса и управления с целью обеспечения требуемого качества конечного процесса (продукта) в заданный срок при минимальных затратах.

Повышение эффективности производства обеспечивает комплексная автоматизация производственных процессов.

Автоматизация производства неизменно связана с созданием и внедрением различных объектов, устройств и систем интеллектуального управления, которые служат основой для разработки автоматизированных комплексов и автоматизированных систем управления, выполняющих функции контроля и регулирования в различных производственных процессах.

### **Выводы**

1. Система интеллектуального управления дробилками гарантирует высокое качество результатов работы и постепенное снижение непосредственного участия человека в технологическом процессе, что приводит к повышению надежности техники.

2. Окончательный выбор системного управления производится на основе технико-экономического анализа, показателей функционирования программы в различных условиях работы дробильного оборудования.

### **Список литературы**

1. Андреев С. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых : учебник / С. Е. Андреев, В. А. Перов, В. В. Зверевич. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : Недра, 1980. - 415 с.
2. Лагунова Ю. А. Проектирование обогатительных машин : учебник / Ю. А. Лагунова ; Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург : УГГУ, 2009. - 378 с.

УДК 621.926.001

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ С УСТРОЙСТВАМИ ВЫБОРКИ ЗАЗОРОВ В ШАРНИРАХ

Никитин А.Г., профессор, Абрамов А.В. аспирант  
Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

*Анализ работы рычажных механизмов, имеющих зазоры в шарнирах, показал, что зазоры являются причиной возникновения дополнительных динамических сил, снижающих надежность работы щековых дробилок. Экспериментально доказано, что использование механизмов для выборки зазоров с упругими элементами, которые в течение всего цикла работы кривошипно-коромыслового механизма выбирают зазор в сочленениях кинематических пар, предотвращают появление дополнительных динамических нагрузок и, тем самым, повышают надежность работы щековых дробилок.*

**Ключевые слова:** щековая дробилка, надежность, шарнир, зазор, дополнительные динамические силы, упругий элемент.

## INVESTIGATION OF THE OPERATION OF A JAW CRUSHER WITH DEVICES FOR SAMPLING CLEARANCES IN HINGES

Nikitin A.G., Abramov A.V.

*An analysis of the operation of the lever mechanisms with clearances in the hinges showed that the gaps are the cause of the appearance of additional dynamic forces that reduce the reliability of the jaw crushers. It has been experimentally proved that the use of mechanisms for the selection of gaps with elastic elements, which during the whole cycle of operation of the crank and rocker mechanism select a gap in the joints of kinematic pairs, prevent the appearance of additional dynamic loads and, thereby, increase the reliability of the jaw crushers.*

**Keywords:** jaw crusher, reliability, hinge, clearance, additional dynamic forces.

Среди многочисленных технических причин относительно кратковременных, но достаточно частых простоев в условиях эксплуатации щековых дробилок значительное место занимают простои, связанные с заменой вкладышей подшипников скольжения из-за их износа [1]. Быстрый износ вкладышей является результатом не только контактного трения между цапфами осей и вкладышами, но и действия динамических сил, которые возникают при работе щековых дробилок из-за наличия зазора в кинематической паре сопряжения звеньев (цапфы и вкладыша подшипника) и дискретных значений скоростей относительного перемещения звеньев внутри зазоров подшипников скольжения.

Зазоры в кинематических парах, наличие которых обязательно для обеспечения подвижности звеньев, с увеличением продолжительности эксплуатации щековых дробилок постепенно увеличиваются, что приводит к увеличению дополнительных динамических сил. Таким образом, надежная работа машины во многом зависит от создания условий, обеспечивающих безззорный контакт сопряженных звеньев.

Исследования показали, что необходимый эффект можно получить путем применения малогабаритных упругих пневматических элементов, встраиваемых в кинематическую пару (рис. 1) [2]. Постоянно воздействуя

на подвижный корпус с закрепленным на нем антифрикционный вкладышем, упругий элемент выбирает зазор между цапфой и вкладышем. Устанавливается он со стороны, противоположной действию силы технологического сопротивления на подшипник, что способствует не только выбору зазора в сочленении, но и обеспечивает компенсацию износа вкладыша.

Величина избыточного давления внутри упругого элемента задается такой величины, чтобы в результате действия сил упругости, действующих на цапфу после сброса сил технологического сопротивления, не происходило раскрытия зазора в сочленении.

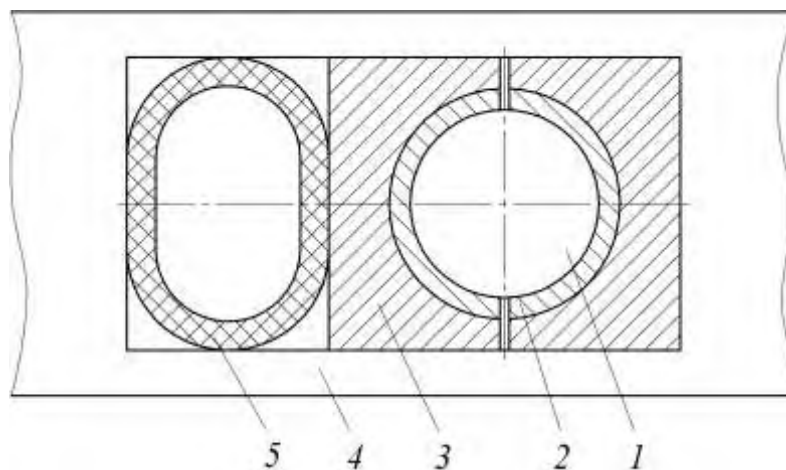


Рис. 1 – Схема опоры с упругим пневматическим элементом:

1 – цапфа; 2 – вкладыш; 3 – подвижная полуопора; 4 – станина; 5 – упругий пневматический элемент

Эксперименты проводились на исследовательской установке, представляющей собой щековую дробилку. Уровень вибрации оценивался косвенно через значения ускорений станины, в которой установлены акселерометры в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Опыты показали, что при наличии зазоров в подшипниках скольжения уровень ускорений в горизонтальной плоскости (рисунок 2 а) составляют при холостых ходах  $0,4 \div 0,5 \text{ м/с}^2$ , под действием сил технологического сопротивления (в процессе однократного дробления) и при их сбросе возникают пики ускорений величиной по модулю до  $5 \text{ м/с}^2$ , а в вертикальной плоскости (рисунок 3 а), соответственно,  $0,3 \div 0,4 \text{ м/с}^2$  и  $1,5 \div 2 \text{ м/с}^2$ . Если зазоры в опорах выбраны с помощью упругих пневматических устройств, то в горизонтальной плоскости при холостых ходах уровень ускорений уменьшается незначительно и составляет  $0,3 \div 0,4 \text{ м/с}^2$ , а в процессе дробления и при сбросе нагрузки величина ускорений значительно меньше, чем при работе подшипников с зазорами и составляет  $2 \div 2,5 \text{ м/с}^2$  (рисунок 2 б).

В вертикальной плоскости выборка зазоров практически не влияет на уровень ускорений (рисунок 3 б). Очевидно, что чем меньше уровень ускорений, возникающих при работе щековой дробилки, тем меньше уровень вибрации машины.

Следует отметить, что затухание значений ускорений при наличии зазоров в подшипниках при сбросе нагрузки происходит за  $3 \div 4$  периода колебаний, в то время как при использовании устройств для выборки зазоров затухание происходит практически сразу, что свидетельствует о высокой демпфирующей способности упругих пневматических элементов.

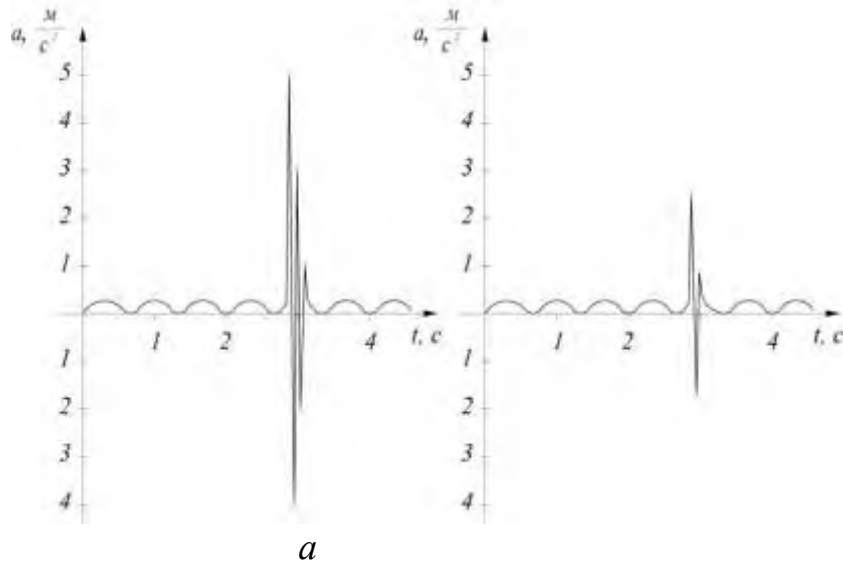


Рисунок 2 – Осциллограммы ускорений станины в горизонтальной плоскости:  
 а – при наличии зазоров в опоре; б – при выбранных зазорах

В связи с изложенным выше, можно сделать вывод, что устройства для выборки зазоров в подшипниках скольжения при работе щековой дробилки снижают уровень вибрации за счет устранения зазоров и, таким образом, повышают надежность работы дробилки в целом.

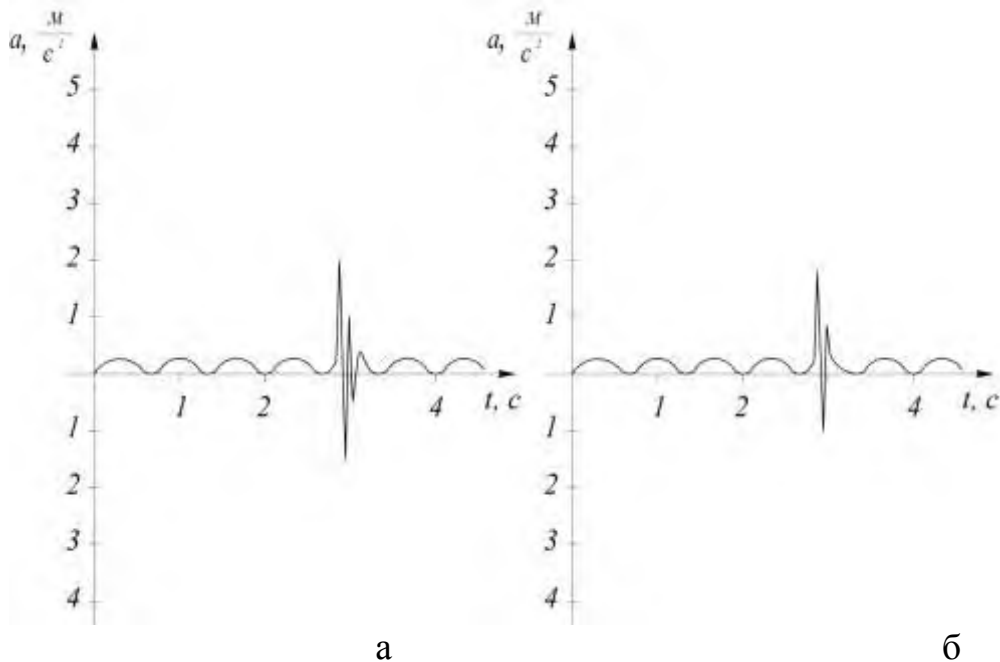


Рисунок 3 – Осциллограммы ускорений станины в вертикальной плоскости:  
 а – при наличии зазоров в опоре; б – при выбранных зазорах

**Выводы.** Определено влияние вибрационного воздействия, возникающего из-за наличия зазоров в подшипниках скольжения, на надежность работы щековых дробилок. Описана конструкция упругого пневматического устройства для выборки зазоров в подшипниках скольжения при работе щековой дробилки и экспериментально доказано снижение уровня вибрации за счет устранения зазоров, что увеличивает межремонтный срок службы щековой дробилки.

#### **Список литературы**

1. Никитин А.Г., Чайников К.А. Влияние зазоров в подшипниках скольжения на надежность работы валковой дробилки // Известия ВУЗов.ЧМ., 2014, №4, с.65-67
2. Пат. 2453371 РФ. Валковая дробилка. / Никитин А.Г., Сахаров Д.Ф., Чайников К.А., Прилукова Н.З. // Открытия. Изобретения. 2012. № 17.



УДК 621.926.323

## РАСЧЕТ ЧИСЛА УПОРОВ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА ВАЛКЕ В ДРОБИЛЬНОЙ МАШИНЕ

**Никитин А.Г.**, профессор, **Шабунев М.Е.**, аспирант, **Круглов М.В.**, магистрант  
Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

*С целью увеличения производительности одновалковые дробильные машины оснащаются упорами на валке, обеспечивающими принудительную подачу разрушаемого материала в зону дробления. На валке следует устанавливать максимально возможное количество упоров. Разработанная методика позволяет рассчитать максимально возможное количество упоров, обеспечивающее гарантированный захват исходного куска в зону разрушения.*

**Ключевые слова:** энергоэффективность, валковая дробилка, кусок, упор, производительность, число оборотов.

## CALCULATION OF THE NUMBER OF STOPS LOCATED IN THE LANDFILL, IN THE CRUSHING MACHINE

**Nikitin A.G., Shabunov M.E., Kruglov M.V.**

*In order to increase productivity, single-roll crushing machines are equipped with stops on the roll, which provide a forced supply of the destroyed material to the crushing zone. The maximum possible number of stops should be installed on the roll. The developed technique allows us to calculate the maximum possible number of stops, ensuring guaranteed capture of the original piece in the destruction zone.*

**Keywords:** energy efficiency, roller crusher, piece, stop, productivity, number of revolutions.

Расход энергии на дробление различных материалов составляет большую долю (до 5 %) в энергетическом балансе мира. Многие промышленные производства перерабатывают в больших количествах сыпучие материалы различных классов крупности. В большинстве случаев нужна крупность достигается измельчением кусков на дробилках, в том числе и одновалковых [1]. Известный энергоэффективный способ дробления в одновалковой дробильной машине, при котором в разрушаемом куске создается сложное напряженное состояние, обладает существенным недостатком – малой производительностью, обусловленным ограниченной степенью дробления [2].

В Сибирском государственном университете разработана и запатентована конструкция энергоэффективной одновалковой дробилки с принудительной подачей разрушаемого материала в зону дробления [3], в которой захват дробимого куска происходит за счет упора, расположенного на валке (рисунок), при этом соблюдается условие формирования в измельчаемом куске сложного напряженного состояния [4].

С целью увеличения производительности одновалковой дробилки с упором на валке следует располагать максимально возможное количество упоров, так как её производительность определяется количеством разрушенных исходных кусков дробимого материала за один оборот валка. Ко-

личество упоров на валке ограничено двумя факторами: во-первых, размером исходного куска и, во-вторых, скоростью вращения валка.

Расстояние между рабочей поверхностью последующего упора и задней поверхностью предыдущего упора (рисунок) должно быть больше размера дробимого куска, чтобы он касался образующей поверхности валка.

Однако в процессе поворота валка кусок должен коснуться образующей поверхности.

Время, за которое кусок из питателя достигает образующей поверхности валка [5]:  $t = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}$ , где  $h = d$ ,  $h$  – высота, с которой падает кусок до образующей поверхности валка;  $d$  – диаметр куска;  $g$  – ускорение свободного падения.

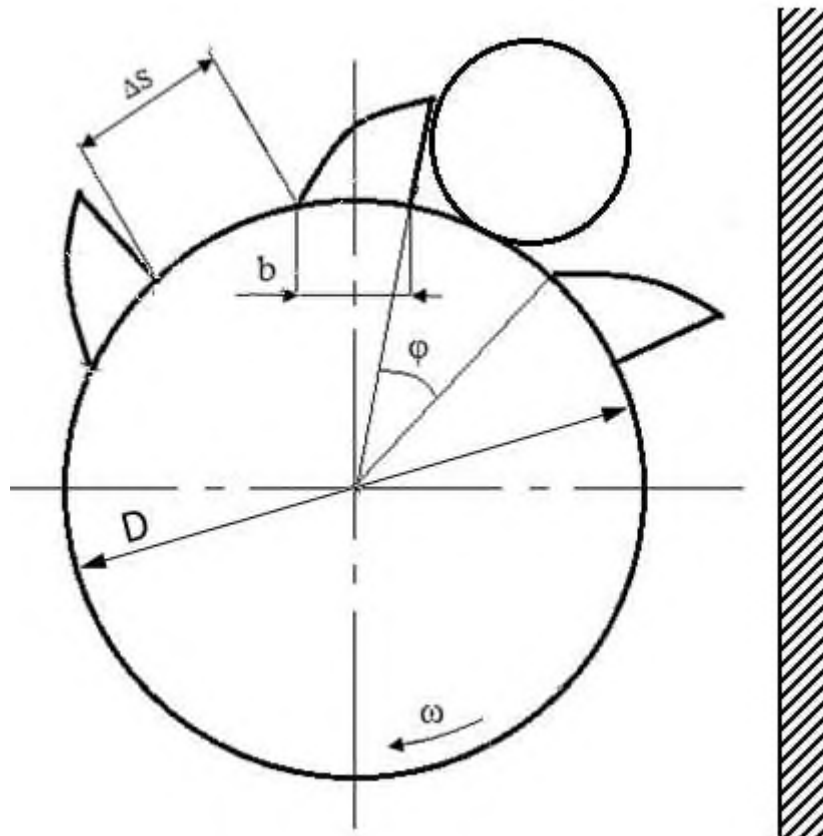


Рисунок – Схема расчета количества упоров на валке

За это время валок повернется на угол:  $\varphi = \omega \cdot t$ , где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения валка; и пройдет расстояние  $\Delta S$ , необходимое для того, чтобы кусок из питателя достиг образующей поверхности валка до встречи с рабочей поверхностью последующего упора, которое равно:

$$\Delta S = D \cdot \cos\left(\frac{\pi - \varphi}{2}\right) = D \cdot \cos\left(\frac{\pi - \omega \cdot t}{2}\right) = D \cdot \cos\left(\frac{\pi - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \sqrt{\frac{2d}{g}}}{2}\right) \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр валка.

Очевидно, что расстояние  $\Delta S$  больше размера дробимого исходного куска, поэтому расчет количества упоров ведется по этому расстоянию:

$$k = \frac{\pi \cdot D}{\Delta S + b}, \quad (2)$$

где  $b$  – ширина упора.

Из совместного анализа уравнений (1 и 2) следует, что увеличение диаметра и числа оборотов валка не приводит к повышению производительности, так как их увеличение приводит также к повышению линейной скорости, что отрицательно сказывается на устойчивой работе дробилки. Кроме того, увеличивается расстояние между упорами, из-за чего уменьшается количество упоров, которые можно установить на валке.

Например, на дробилке, имеющей следующие характеристики:  $D = 1000$  мм;  $d = 100$  мм;  $b = 30$  мм и  $n = 60$  об/мин, что соответствует линейной скорости валка 3,14 м/с, рекомендуемой для устойчивости работы валковой дробилки [6], число упоров, вычисленное по формуле (2), равно 6,82 и после округления в меньшую сторону, причем округление всегда ведется в меньшую сторону для гарантированного попадания куска в зазор между упорами, принимается равным 6. Промежуток времени, который проходит от одного контакта упора с разрушаемым телом до другого, составляет 0,17 секунды, при этом происходит 353 контактов в минуту

Если решать систему уравнений (1) и (2) относительно числа оборотов валка, приняв число упоров равным 6, то число оборотов в минуту получится равным 70, при этом промежуток времени, который проходит от одного контакта упора с разрушаемым телом до другого, составит 0,14 секунды. Это соответствует 428 контактам в минуту, что на 20 % больше, чем при числе оборотов валка равном 60, соответственно, производительность увеличится на 20 %. Если решать эту же систему уравнений, приняв число упоров равным 7, то число оборотов валка в минуту, удовлетворяющее условию гарантированного попадания куска в зазор между упорами, должно быть равным 56, а промежуток времени, который проходит от одного контакта упора с разрушаемым телом до другого, составит также 0,14 секунды, с такой же производительностью, как и при числе упоров, равном 6, но с числом оборотов в минуту равном 70. С точки зрения эксплуатации машины целесообразнее устанавливать на валке 7 упоров с меньшим числом оборотов валка.

**Выводы.** С целью увеличения производительности одновалковые дробильные машины оснащаются упорами на валке, обеспечивающими принудительную подачу разрушаемого материала в зону дробления. На валке следует устанавливать максимально возможное количество упоров. Разработанная методика позволяет рассчитать максимально возможное количество упоров, обеспечивающее гарантированный захват исходного куска в зону разрушения.

### Список литературы

1. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. – М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Никитин А.Г., Сахаров Д.Ф. Анализ сил, действующих на кусок дробимого материала в одновалковой дробилке. // Изв. вузов. Черная металлургия. 2010. №10. С. 41-42.
3. Патент РФ 2524536. Способ дробления в валковой дробилке / Никитин А.Г., Люленков В.И., Лактионов С.А., Кузнецов М.А., Матехина А.Н. // Открытия. Изобретения. Бюл. № 21, 2014.
4. Никитин А.Г., Епифанцев Ю.А., Медведева К.С., Герике П.Б. Силовой анализ процесса разрушения хрупких материалов в одновалковой дробильной машине с упором на валке // Известия вузов. Черная металлургия. – 2019. – Т. 62, № 4. – С. 303–307.
5. J. L. Meriam, L. G. Kraige. Engineering Mechanics / J. L. Meriam, L. G. Kraige; – 111 River Street, Hoboken, NJ, USA: JohnWiley & Sons, Inc., 2012. – 550 p.
6. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 1 : Машины и агрегаты доменных цехов / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Металлургия, 1987. – 429 с.

УДК 004.94:62

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ДИСКРЕТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РУДОПОДГОТОВКИ

Ершов М.И.<sup>1,2</sup>, Горский М.А.<sup>2</sup>, Тупоногов В.Г.<sup>2</sup>, Пасынков Д.А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ГК «ПЛИМ Урал», г. Екатеринбург;

<sup>2</sup>Уральский федеральный университет им. Первого Президента РФ Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

*В статье рассмотрены вопросы оптимизации конструктивных решений и режимов работы горнодобывающего оборудования, работающего с сыпучими материалами, с использованием современного программного комплекса Rocky DEM, работа которого базируется на методе дискретных элементов.*

**Ключевые слова:** метод дискретных элементов, Ansys, Rocky DEM, горнодобывающая промышленность, горнодобывающее оборудование, режимы работы.

## APPLICATION OF THE DISCRETE ELEMENTS METHOD FOR OPTIMIZATION OF EQUIPMENT AND TECHNOLOGICAL MODES OF ORE PREPARATION

Ershov M.I., Gorsky M.A., Tuponogov V.G., Pasyinkov D.A.

*The article discusses the optimization of design solutions and modes of operation of mining equipment working with bulk materials using the modern software package Rocky DEM, whose work is based on the method of discrete elements.*

**Keywords:** discrete element method (DEM), Ansys, Rocky DEM, mining industry, mining equipment, operating modes.

Развитие общества, научно-технический прогресс ведут к неуклонному повышению потребности в материалах, основу которых, как и сотни лет назад, составляют полезные ископаемые. Потребление твердых минеральных полезных ископаемых удваивается по экспоненте каждые  $8 \div 10$  лет, что ведет к истощению их запасов, основу которых составляют разведанные и учтенные государственным балансом еще в период СССР месторождения преимущественно рядовых и бедных, труднообогатимых руд, залегающих на значительных глубинах, со сложными горно-геологическими и горнотехническими условиями добычи [1].

Для обеспечения все возрастающей потребности в полезных ископаемых, сформированные еще во времена СССР, мощнейшие горнодобывающая и горно-перерабатывающая отрасли российской промышленности требуют решительных шагов по интенсификации производства и снижению удельных затрат рудоподготовки.

В ряде исследований отмечается, что этап рудоподготовки, куда входят процессы дробления, измельчения и грохочения по многостадийной схеме, представляет собой наиболее затратную часть, доходящую до 70–80 % от общих эксплуатационных расходов горно-обогачительных комбинатов (ГОК).

Поэтому применение современных методов моделирования поведения сыпучих материалов, таких как метод дискретных элементов, способных обеспечить снижение затрат на этом этапе горных работ, особенно в части расходов на энергопотребление и расходных материалов, – приобретают первостепенное значение [2].

**Метод дискретных элементов (DEM)** – это численный метод прогнозирования поведения сыпучих материалов. Объемное твердое вещество – это большой набор твердых частиц; иначе известная как гранулированная среда. Некоторые примеры потоков гранулированной среды включают зерна, проходящие через технологическое оборудование, руду, проходящую через горнодобывающую технику, и песок, падающий через песочные часы. Поток гранулированной среды может быть довольно сложным, так как известно, что эти потоки проявляют твердое, псевдооживленное или сочетание обоих состояний. Например, песок в песочных часах ведет себя как жидкость, в то время как куча песка может вести себя как твёрдое тело. В лагранжевом подходе жидкость по-прежнему рассматривается как континуум путем решения уравнений Навье-Стокса, в то время как дисперсная фаза решается путем отслеживания большого количества частиц через поле потока. Каждая частица (или группа частиц) индивидуально отслеживается вдоль сплошной фазы. Для неё на каждом шаге вычисляется баланс сил путем численного интегрирования уравнений Ньютона, которые управляют перемещением и вращением частиц [3].

Rocky DEM — это эффективный инструмент для моделирования динамики и теплообмена сыпучих сред, оболочечных материалов и различных волокон методом дискретных элементов (DEM)

Основные особенности продукта:

- произвольные формы и размеры частиц,
- продвинутые модели разрушения частиц, поверхностного износа и адгезии, а также теплообмена
- сверхпроизводительные мульти-GPU вычисления,
- простая и эффективная работа с движением геометрии,
- собственные оптимизированные средства постобработки,
- полная интеграция с Ansys Workbench для продвинутых прочностных, гидрогазодинамических и оптимизационных расчётов,
- возможности создания цифровых двойников оборудования,
- автоматизация и кастомизация расчётов.

Каждая несферическая частица в Rocky DEM состоит из набора элементов, которые участвуют в моделировании. При расчёте столкновений частица-частица и частица-стенка учитывается форма частиц и место контакта. Типы моделируемых частиц показаны на рис. 1.

В горнодобывающей отрасли существует огромное количество различного вида оборудования, начиная от транспортирующего, заканчивая теплообменным, а также есть великое множество связанных с данным обо-

рудованием задач [4]. Возможности Rocky DEM по решению данных задач были приведены в таблице 1.

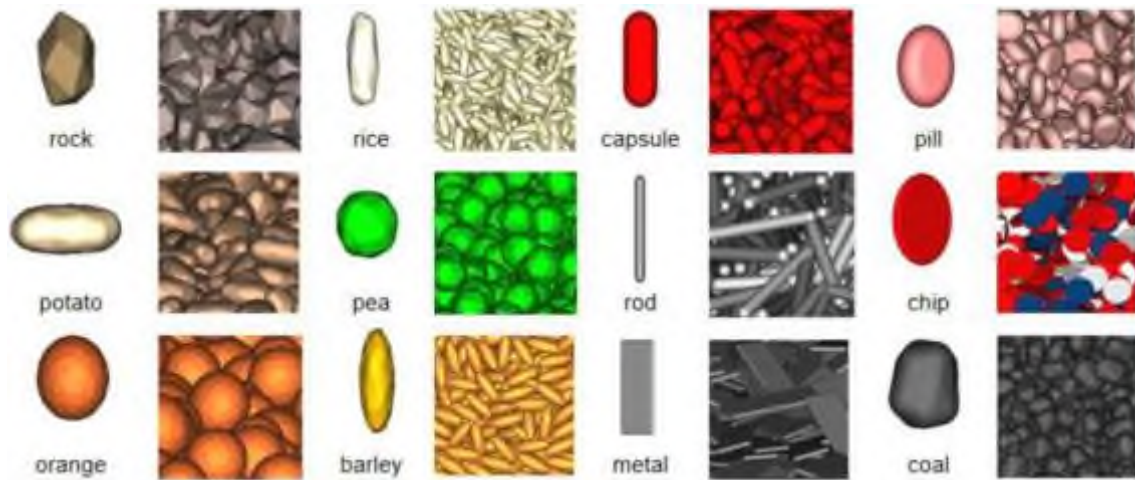


Рис. 1. Моделируемые частицы в Rocky DEM [3]

Таблица 1. Возможности Rocky DEM для горнодобывающей отрасли

Решаемые задачи	Моделируемое оборудование
1. Повышение эффективности оборудования	1. Бункеры и перегрузочные узлы
2. Минимизация износа оборудования и зависания материала	2. Конвейеры
3. Расчёт нагрузок и прочности оборудования	3. Трубопроводы
4. Адгезия, когезия и сушка влажных материалов	4. Фильтры
5. Снижение образования просыпей и пылевых выделений	5. Доменные печи (загрузка)
6. Калибровочные испытания материалов	6. Сушильные печи
7. Снижение шума от оборудования	7. Ковшовые элеваторы
8. Обеспечение равномерности загрузки руды по её размерам в доменную печь	8. Мельницы измельчения, дробилки
	9. Грохоты обогатительных фабрик
	10. Устройства для выпуска руды

Рассмотрим более подробно применение Rocky DEM для расчётов мельниц и дробилок. Их объединяет наличие разрушения частиц.

Модель разрушения, используемая в Rocky DEM, имеет различные применения для точного моделирования фрагментации и деградации частиц в оборудовании для работы с сыпучими материалами. Уникальная способность Rocky моделировать выпуклые многогранные частицы произвольной формы позволяет ей сохранять как массу, так и объём в процессах разрушения, обеспечивая повышенную точность по сравнению с другими коммерческими кодами DEM.

Разрушение частиц или деградация частиц – это процесс, который включает в себя расщепление более крупной частицы на несколько более мелких фрагментов. Это может быть желательным или нежелательным в зависимости от задачи [5,6].

Например, в горнодобывающей промышленности существует оборудование для обработки сыпучих материалов, основное назначение которого состоит в том, чтобы дробить или разбивать более крупные частицы на более мелкие, чтобы уменьшить размер частиц, достаточный для подготовки материала для дальнейшей переработки. Существует множество различных вариантов, включая валковый пресс высокого давления (HPGR), гирационную дробилку, конусную дробилку и щековую дробилку, все из которых имеют, по существу, одно и то же назначение. Во многих случаях измельчаемый материал бывает очень твердым и абразивным, что предъявляет дополнительные требования к износостойким вкладышам и другим компонентам. Кроме того, ПСИ-мельницы и шаровые мельницы обычно устанавливаются после дробилок и используются для измельчения щебня на еще более мелкие частицы [7]. Дробилки и мельницы – это области применения, где разрушение частиц требует особо точного моделирования (рис. 2).

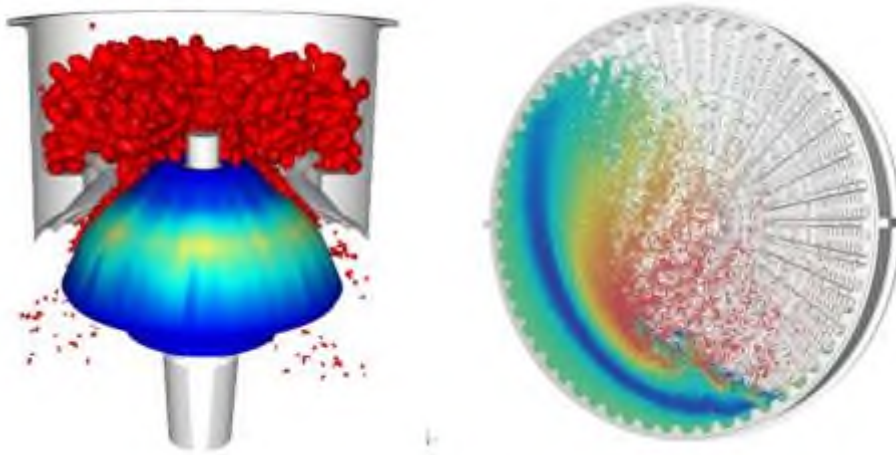


Рис. 2. Дробилка (слева) и мельница измельчения (справа) в Rocky DEM [3]

Расчёт разрушения частицы очень важен для точного моделирования твердодисперсного потока. Модель разрушения, реализуемая в настоящее время в Rocky DEM, основана на комбинации подхода Ab-T10, разработанного JKRCM (для горнодобывающей промышленности), и алгоритма разрушения частиц Вороного (используемого в основном в индустрии спецэффектов фильмов/ игр) [4].

В отличие от многих других компьютерных кодов DEM, где используются частицы сферической или другой заданной формы, Rocky использует выпуклые полиэдры произвольной формы и поэтому может сохранять как массу, так и объем во время процесса разрушения. Как правило, в DEM существуют два подхода, которые могут быть приняты для моделирования процесса разрушения. Первый подход заключается в физическом моделировании процесса разрушения, включая напряжения и распространение трещин внутри каждой частицы, которые определяли бы размер и распре-



деление фрагментов. Второй подход заключается в том, чтобы сделать определенные предположения и использовать эмпирические и вероятностные отношения для моделирования процесса разрушения. Первый подход, хотя и высокоточный, обычно требует более высоких вычислительных ресурсов, что делает второй подход на сегодняшний день наиболее предпочтительным для промышленных целей [8-11].

Также при слишком большом количестве частиц (более 1 миллиона) и больших отрезках времени моделирования (более 10 секунд) можно вместо расчёта разрушения частиц на осколки моделировать вероятность их разбиения за счёт накопленной кумулятивной энергии столкновений со стенками или другими частицами [3].

Таким образом, большой набор технических возможностей, а также встроенных моделей механики твёрдых частиц делают Rocky DEM крайне востребованным в горнодобывающей отрасли и незаменимым инструментом для оптимизации оборудования и технологических режимов рудоподготовки.

### Список литературы

1. Чантурия В.А., Козлов А.П. Современные проблемы комплексной переработки труднообогатимых руд и техногенного сырья материалы междунар. науч. конф. (Плаксинские чтения – 2017). – Красноярск: Сибирск. федер. ун-т, 2017. – С. 3-6.
2. 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.
3. Cundall, P. A. and Strack, O. D. L. (1979). A discrete numerical model for granular assemblies. *Geotechnique*, 29:47–65.
4. ROCKY DEM, DEM Technical Manual 4.4, 2020.
5. B.A. Wills, T.J. Napier-Munn, *Mineral Processing Technology*, Butterworth-Heinemann, 7th edn., 2007.
6. F. Saeidi, L.M. Tavares, M. Yahyaei, M. Powell, A phenomenological model of single particle breakage as a multi-stage process, *Miner. Eng.* 98, 90–100, 2016.
7. P.W. Cleary, M.D. Sinnott, R.D. Morrison, S. Cummings, G.W. Delaney, Analysis of cone crusher performance with changes in material properties and operating conditions using DEM. *Miner. Eng.* 100 (2017) 49–70.
8. L.M. Carvalho, L.M. Tavares, Predicting the effect of operating and design variables on breakage rates using the mechanistic ball mill model, *Miner. Eng.* 43 (2013) 91-101.
9. P.W. Cleary, M.D. Sinnott, Simulation of particle flows and breakage in crushers using DEM: Part 1 - Compression crushers. *Miner. Eng.* 74 (2015) 178–197.
10. F.N. Shi, T. Kojovic, Validation of a model for impact breakage incorporating particle size effect, *International Journal of Mineral Processing*, 82-3, p. 156-163. 2007.
11. J.A. Herbst, A.V. Potapov, Making a discrete grain breakage model practical for comminution equipment performance simulation, *Powder Technol.* 143-144 (2004) 144-150.

УДК 004.94:62

## ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ДРОБИЛОК ПРОИЗВОДСТВА ПАО «УРАЛМАШЗАВОД»

Турьянский Я.Б.<sup>1</sup>, начальник УПКиО., Фурин В.О.<sup>2</sup>, канд. техн. наук, главный конструктор, Хламов Д.А.<sup>3</sup>, инженер по системному моделированию, Пасынков Д.А.<sup>3</sup>, руководитель направления системной инженерии.

<sup>1</sup>АО «Карельский Окамыш», <sup>2</sup>ПАО «Уралмашзавод», <sup>3</sup>ГК «ПЛИМ Урал»

*В статье описывается процесс проектирования системы гидropневматического прижатия верхней брони конусной дробилки с применением технологий имитационного моделирования на этапе проработки технического проекта.*

**Ключевые слова:** дробилки конусные, имитационное моделирование, 1D-моделирование, гидropневматические системы, теплообмен, проектирование, дробильное оборудование.

## INNOVATIVE DESIGN APPROACH FOR HIGH PERFORMANCE INDUSTRIAL CRUSHERS MANUFACTURED BY «URALMASHZAVOD» PJSC

Turyansky Y.B., Furin V.O., Khlamov D.A., Pasyinkov D.A.

*The article describes the developing process of a hydro-pneumatic tramp iron relief system of a cone crusher using simulation technologies at the stage of conceptual design.*

**Keywords:** cone crushers, simulation modeling, 1D-modeling, hydropneumatic systems, heat exchange, design, crushing equipment.

Интенсификация производства на современных горнодобывающих предприятиях выдвигает новые требования к дробильному оборудованию. Оно должно реализовывать повышенную производительность при тех же монтажных габаритах, при этом обеспечивая заданную крупность дробления и стабильность продукта [1].

Реализовать повышенные требования заказчиков к производительности конусных дробилок среднего и мелкого дробления без увеличения монтажных габаритов возможно только за счет обеспечения надежной защиты оборудования в форсированных и аварийных режимах. При этом наиболее опасными пиковыми нагрузками для узлов дробилки являются аварийные нагрузки, вызванные заклиниванием недробимого тела (зуб ковша экскаватора, обломки металлоконструкций и др.) в камере дробления, что наряду с увеличением энергопотребления приводит к значительной деформации рабочих поверхностей брони подвижного и неподвижного конусов см. рисунок 1.

Анализ научных публикаций специалистами ПАО «Уралмашзавод» показал, что наиболее перспективным направлением в совершенствовании средств защиты дробилок среднего и мелкого дробления от негативного действия недробимого тела на рабочие поверхности брони подвижного и неподвижного конусов является применение в конструкции дробилок многофункциональной гидropневматической системы, обеспечивающей на-

дежную защиту оборудования в форсированных и аварийных режимах [2, 3, 4].



*Рисунок. 1. Следы прохождения недробимого тела через зону дробления на броне дробилки*

При разработке системы гидропневматического прижатия перед специалистами ПАО «Уралмашзавод» наряду с обеспечением защиты узлов дробилки были поставлены следующие инженерные задачи:

- Обеспечение равномерности и управляемости усилия прижатия;
- Обеспечение безостановочной работы дробилки в различных режимах эксплуатации – штатном, амортизационном и аварийном;
- Обеспечение нормальных температурных режимов работы гидросистемы;
- Подбор размерного ряда компонентов гидравлического оборудования (гидроаккумуляторов, гидроцилиндров, гидроклапанов, диаметров трубопроводов).

Реализация описанных выше мероприятий была направлена на повышение производительности дробилки без повышения ее массы и габаритных размеров.

Ввиду сжатых сроков, отводимых на проектно-конструкторские работы, необходимости избежать дорогостоящей доводки изделия, а также соблюдения сроков поставки оборудования, специалистами ПАО «Уралмашзавод» было принято решение на этапе технического проектирования применить новые технологии имитационного моделирования (1D-моделирования).

Применение технологий имитационного моделирования дает возможность проводить быстрый анализ вариантов проектных решений, заменить часть стендовых натуральных испытаний виртуальными, прогнозировать функционирование технических систем при нештатных ситуациях, сократить сроки и повысить качество разработки изделий за счет отработки проектных решений на виртуальных имитационных моделях [5].

В ходе реализации технического проекта была разработана 1D-модель системы гидropневматического прижатия (см. рис. 2, 3) и исследован стресс-режим работы дробилки с попаданием недробимого тела в камеру дробления, при этом моделировалась ситуация одностороннего поднятия верхней брони дробилки для обеспечения свободного выхода недробимого тела из зоны дробления.

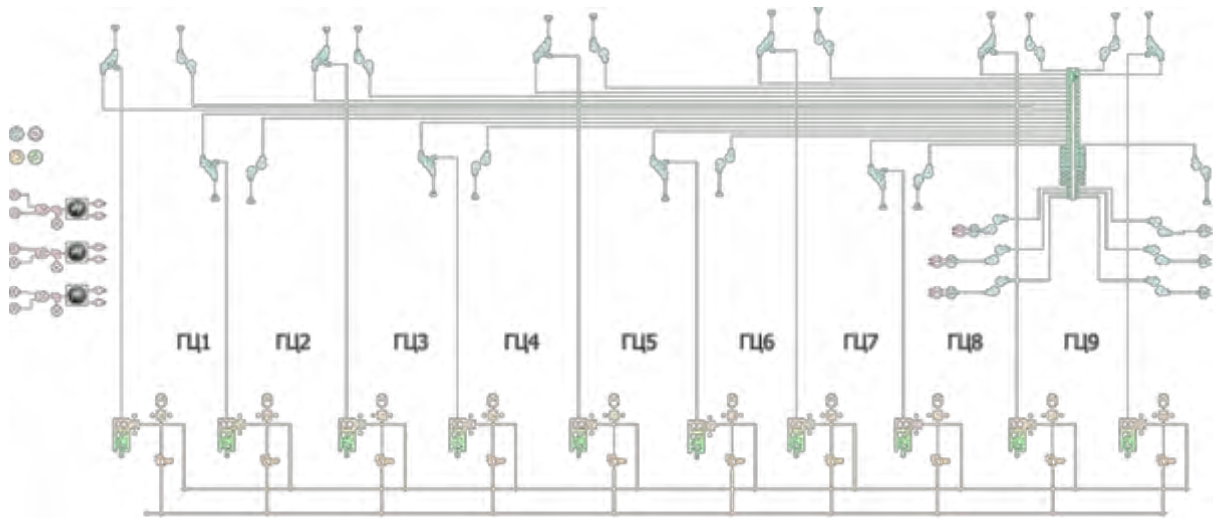


Рисунок 2. 1D-модель системы гидropневматического прижатия, реализованная в программном пакете Simcenter Amesim

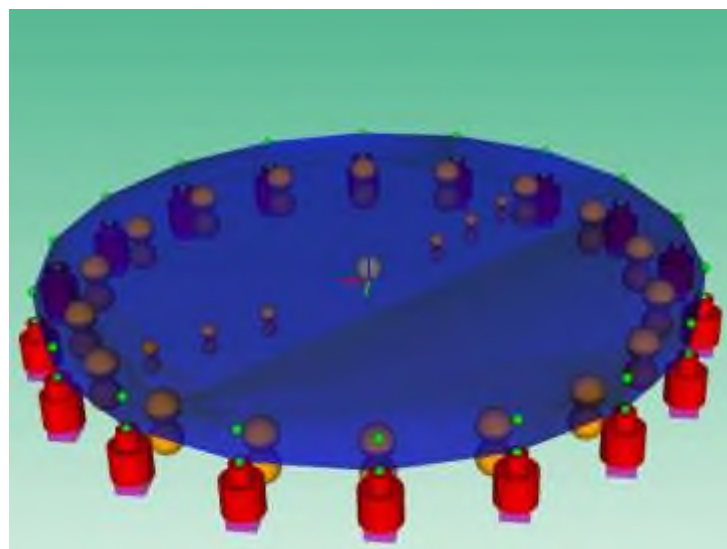


Рисунок 3. Визуализированное представление расчетной схемы 1D-модели системы гидropневматического прижатия

На рисунке 4 отображены результаты моделирования попадания недробимого тела в зону дробления. Первый скачок соответствует переме-

щению штоков гидроцилиндров в момент входа недробимого тела в зону дробления, второй скачок соответствует среднему положению недробимого тела при его продвижении вниз через зону дробления, и, наконец, третий скачок показывает перемещения штоков при заключительном обжатии недробимого тела, перед его выходом из зоны дробления. При моделировании был исследован механизм распределения потоков гидравлической жидкости в процессе демпфирования, а также рост температуры гидравлической жидкости в гидросистеме (см. рисунок 5), что позволило, во-первых, определить размерности предохранительных гидроклапанов, и, во-вторых, удостовериться в том, что при попадании недробимого тела в зону дробления не будет происходить чрезмерный нагрев гидравлической жидкости, и не потребуется экстренного останова дробилки.

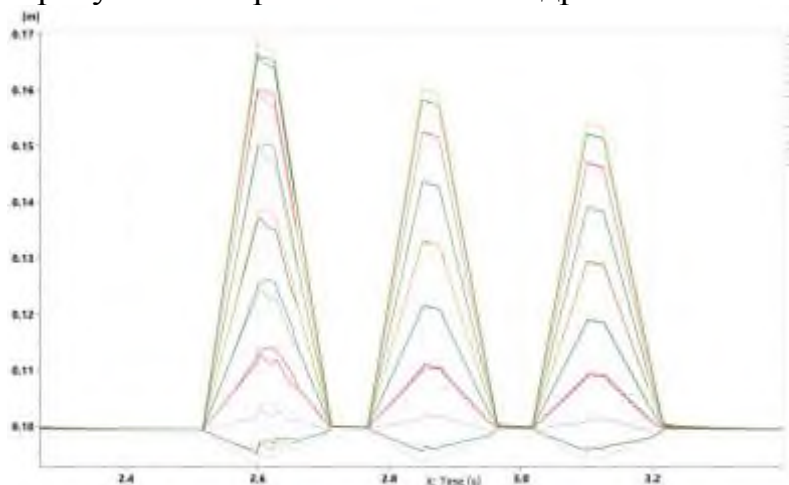


Рисунок 4. Результаты имитационного моделирования. График перемещения штоков гидроцилиндров системы гидроневматического прижатия верхней брони дробилки при попадании недробимого тела.

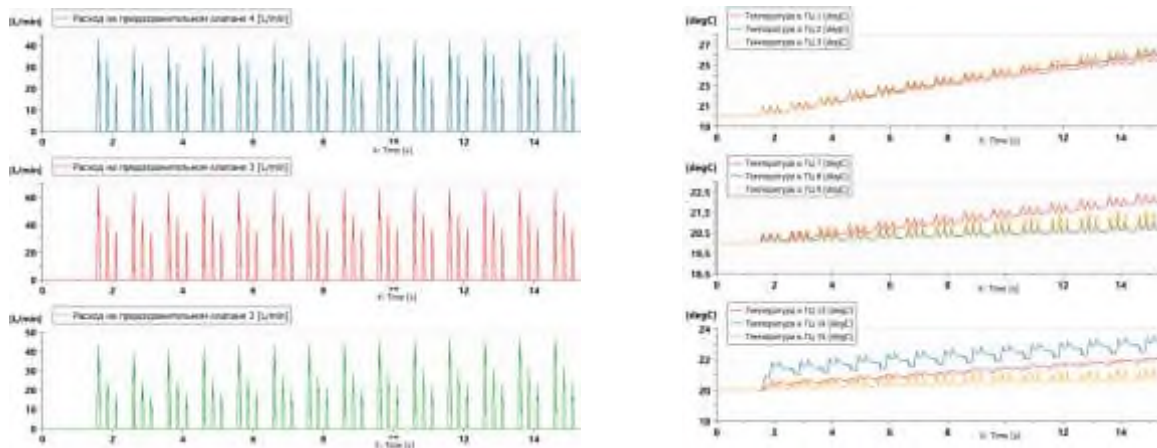


Рисунок 5. Результаты имитационного моделирования. Графики расхода на предохранительных клапанах в режиме демпфирования (слева) и графики роста температуры гидравлической жидкости (справа)

Наличие 1D-модели системы гидроневматического прижатия также позволило выполнить ряд других работ:

- Рассчитать потребный маневровый объем гидроаккумулятора;

- Определить пиковые давления в гидросистеме;
- Исследовать температурный режим работы системы гидропневматического прижатия;
- Определить время выравнивания давления в гидросистеме после одного цикла амортизации;
- Определить давление настройки предохранительного клапана с учетом сохранения минимального усилия прижатия;
- Определить максимальный ход штока гидроцилиндра без срабатывания предохранительных клапанов в режиме работы дробилки с амортизацией;
- Подтвердить параметры системы гидропневматического прижатия для обеспечения требуемого усилия прижатия.

Так как технология имитационного моделирования узлов и агрегатов горного оборудования являлась новой для специалистов ПАО «Уралмашзавод», перед отправкой оборудования заказчику дробилка прошла комплекс заводских испытаний (см. рис. 6), на которых данные, полученные в результате имитационного моделирования, были полностью подтверждены натурными экспериментами.

Дробилки КМД-3000/800 запущены в серийное производство и в настоящий момент успешно эксплуатируются в условиях АО «Карельский окатыш».



Рисунок. 6. Дробилка КМД-3000/800 на испытательном стенде ПАО «Уралмашзавод» (слева) и в корпусе среднего и мелкого дробления АО «Карельский окатыш» (справа).

### Список литературы

1. Липатов А.Г., Турьянский Я.Б., Фурин В.О., Журавлев А.Г., Черепанов В.А. Актуальные вопросы регламентации технического обслуживания и ремонта при внедрении высокопроизводительных дробилок производства ПАО «Уралмашзавод». Горная промышленность. 2020;(3):73–82. DOI: 10.30686/1609–9192-2020-3-73-82.
2. Калянов А.Е. Обоснование параметров гидропневматической системы защиты конусных дробилок мелкого дробления от недробимых предметов: дис. ... канд. тех. наук. Екатеринбург; 2018. Режим доступа:

[http://science.ursmu.ru/upload/doc/2018/05/24/obosnovanie\\_parmetrov\\_gidropnevmaticheskoy\\_sistemy\\_zashchity\\_konusnyh\\_drobilok\\_melkogo\\_drobleniya\\_ot\\_nedrobimyh\\_predmetov.pdf](http://science.ursmu.ru/upload/doc/2018/05/24/obosnovanie_parmetrov_gidropnevmaticheskoy_sistemy_zashchity_konusnyh_drobilok_melkogo_drobleniya_ot_nedrobimyh_predmetov.pdf)

3. Калянов А. Е., Лагунова Ю. А. Математическое моделирование элементов гидравлической схемы системы прижатия конусной дробилки. // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 2. с. 39-45.
4. Калянов А. Е., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Расчет параметров конусных дробилок для пропуска недробимого тела // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов XIV международной конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека». Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. с. 187-194.
5. Пасынков Д.А., Хламов Д.А., Щейников С.П. Моделирование поведения сложных технических систем на ранних этапах проектирования с применением теории БОНД-графов и программного пакета LMS Imagine.LAB Amesim // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XVI Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 12–13 апр., 2018 г., г. Екатеринбург: УГГУ, 2018. С. 259–263.

УДК 681.5.03

## ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ ГОРНОЙ МАССЫ

Плюхин К. К., студ., Бочков В. С., доц.

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

*Одним из основных факторов, оказывающих давление на рентабельность в горнопромышленной отрасли, являются незапланированные простои и отказы оборудования, ведущие к остановке критических сегментов производства. Чаще всего эти проблемы связаны с отсутствием прозрачности в производительности и режимах работы дробилок и сопутствующего оборудования, которые не позволяют прогнозировать и предотвращать сбои систем. Одним из способов, которым компании могут минимизировать риск незапланированных простоев и связанных с ними убытков, является мониторинг и предиктивная диагностика состояния оборудования.*

**Ключевые слова:** щековая дробилка, дробление, мониторинг, исследование, автоматизация, диагностика.

## MANAGEMENT OF MONITORING SYSTEMS FOR THE OPERATION STATUS OF THE MAIN MODULES OF THE JAW CRUSHER DURING THE PROCESSING OF ROCK MASS

Plyukhin K.K., Bochkov V.S.

*One of the main factors that put pressure on profitability in the mining industry is unplanned downtime and equipment failures, leading to the shutdown of critical production segments. Most often, these problems are associated with a lack of transparency in the performance and operating modes of crushers and related equipment, which do not allow you to predict and prevent system failures. According to recent research, only 5 % of all available industrial data is used by enterprises to improve operational efficiency. One of the ways that companies can minimize the risk of unplanned downtime and associated losses is through monitoring and predictive diagnostics of equipment condition.*

**Keywords:** jaw crusher, crushing, monitoring, research, automation, diagnostics

### Анализ задачи

В настоящее время происходит активная модернизация [1] дробильного оборудования (рис. 1) в сфере автоматизации её работы. Системы автоматического регулирования процессов дробления строятся, как правило, по локальному принципу, функционируя на основе своего локального критерия.

При выборе критерия на практике исходят из необходимости наиболее эффективного использования мощности, идущей на дробление каменного материала. Одновременно обеспечивается заданная производительность установки. Для создания систем мониторинга и продуктивной диагностики дробильного оборудования необходимо решить целый комплекс задач: подключить датчики, настроить системы сбора, передачи и хранения данных, создать модели работы оборудования, разработать алгоритмы анализа данных и прогнозирования, задать пороговые значения параметров и правила реагирования, разработать отчеты и панели отображения данных. Автоматика дробильных установок должна обеспечивать: контроль уровня



горной массы в приемном и загрузочном бункерах; контроль параметров смазки; управление пуском двигателей; регулирование загрузки дробилки.

Оптимальный процесс работы дробилок может быть осуществлен только на базе автоматического программного управления, которое для получения надлежащего экономического эффекта должны разрабатываться с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации дробилок. Сегодня этим служит платформа MindSphere, с целью повышения точности регулирования используются принципы коррекции по текущему значению производительности, измеряемой косвенным образом по мощности, потребляемой приводным двигателем отводящего транспортера, устанавливаемого под разгрузочным отверстием дробилки

### **Описание программного комплекса**

Благодаря комплексному решению MindSphere [2], производственные компании могут сразу же задействовать все преимущества IoT-технологий и снизить время простоев оборудования. При этом система управления комплексом может быть реализована на двух уровнях сложности: местное управление и блокировка оборудования для предотвращения перегрузок оборудования (по мощности, уровню, производительности). Электрическая блокировка обеспечивает правильную последовательность пуска и остановки оборудования. Положение регулирующих органов оборудования в этом случае должно обеспечивать работу в его номинальном режиме; управление технологическим комплексом с использованием промышленных контроллеров и систем управления операторского уровня для регистрации данных, управления, расчета в реальном времени заданных значений параметров и изменения в реальном времени предельных значений параметров комплекса. Для автоматического обнаружения посторонних металлических предметов устанавливаются стандартные металлоискатели и металлоуловители.

Контроль температуры узлов трения и обмоток электродвигателей может быть осуществлен с помощью термо- или тензорезисторов, а регистрация - многоточечных автоматических мостов переменного тока со встроенными контактными устройствами, которые используются в схемах защиты и сигнализации.

Все современное дробильное оборудование оборудовано системами централизованной смазки. Аппаратура для контроля системы смазки, поставляемая, как правило, комплектно с дробилкой, включает приборы для измерения температуры масла, уровня в маслобаке и давления в маслопроводе.

Главная цель автоматизации процесса дробления сводится к максимальному использованию мощности, передаваемой на дробление, при ограничениях на производительность дробилки и гранулометрический состав дробленого продукта [3]. Простейшие системы управления дробилками строятся по принципу стабилизации одного из выходных параметров дроб-

билки. В момент передачи на платформу данные защищены SSL/TLS-шифрованием с длиной ключа 256 бит.

При автоматическом управлении процессом дробления используют следующие принципы:

- а) стабилизация производительности дробилки по исходной руде изменением частоты вращения привода питателя;
- б) стабилизация мощности, потребляемой электроприводом дробилки, изменением частоты вращения привода питателя;
- в) стабилизация суммарного сигнала производительности и мощности с воздействием на частоту вращения привода питателя;
- г) стабилизация уровня руды в дробилке с воздействием на частоту вращения привода питателя.

Задача автоматизации таких дробилок сводится к поддержанию неизменной по условиям технологического процесса производительности в точно-транспортной системе. Поэтому значение производительности дробилки может быть использовано в качестве координаты управления. Измерение производительности дробилки осуществляется электронным прибором. Датчиком системы служит пьезоэлемент, который установлен на определенной высоте под фиксированным углом к потоку. Пьезоэлемент представляет собой поляризованную по толщине керамическую пластинку из титаната бария, с помощью которой серия ударов, вызванных падением кусков различной массы, преобразуется в электрические импульсы напряжения с амплитудами, пропорциональными массам падающих частиц. Импульсы усиливаются, а затем интегрируются операционным усилителем.

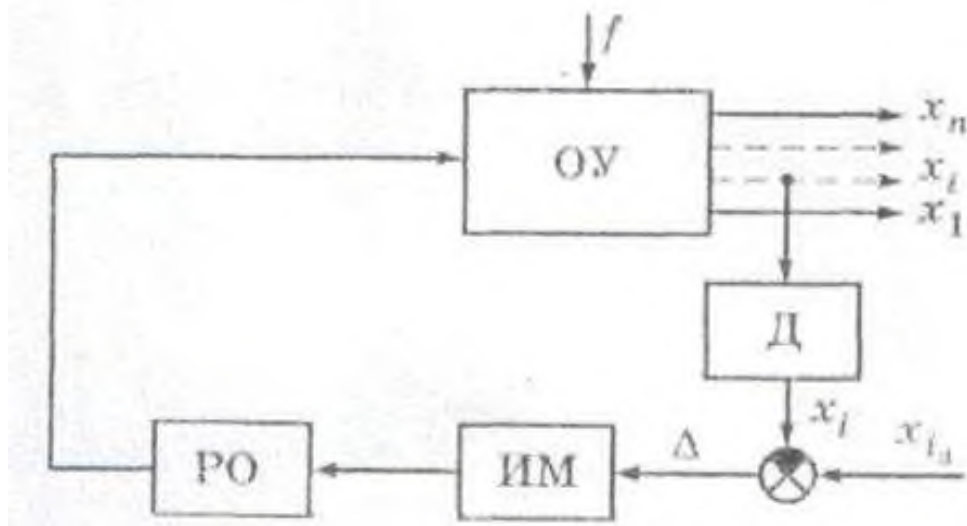


Рис. 2. Функциональная схема системы дробления

Полученный сигнал представляет собой измеренное значение производительности материального потока. Отклонение производительности от задания приводит в действие исполнительный механизм конвейера подачи исходного материала и изменяет загрузку камеры дробления. Система регулирования действует следующим образом. Из начального положения, в

котором находится система, производится шаг на уменьшение или увеличение разгрузочной щели дробилки. Если в результате этого движения критерий эффективности процесса дробления увеличивается, то система продолжает двигаться в том же направлении, а если он уменьшается, происходит реверс системы. В окрестности точки экстремума установятся колебания, частота и амплитуда которых будут зависеть от параметров объекта и регулятора.

### **Выводы**

По результатам проведённого исследования можно сделать следующие выводы:

- система способна оценивать уровень загрузки камеры дробления;
- система регулирует производительность питающего конвейера и позволяет поддерживать работоспособность;
- обеспечивается стабильная характеристика крупности продукта благодаря автоматизированной системе переработки.

### **Список литературы**

1. Липкин Б.Ю. Электрооборудование промышленных предприятий и установок. -- М.: «Высшая школа», 1990 г.
2. Официальный сайт компании Siemens. Режим доступа: <https://new.siemens.com/ru/ru/produkty/programmnoe-obespechenie/mindsphere.html>, дата обращения 24.03.2021.
3. Бушуев С.Д., Михайлов В.С. Автоматика и автоматизация производственных процессов. М.: «Высшая школа», 1990г.

## МОДЕРНИЗАЦИЯ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

**Червяков С.А.**

Общество с ограниченной ответственности «СГИ-Инжиниринг», г.Екатеринбург, РФ

*Модернизация традиционных мельниц предполагает, при сохранении диаметра мельницы, удлинение ее барабана, т. е. увеличение рабочего объема. Увеличение рабочего объема обеспечивает рост производительности труда. Производительность мельницы прямо пропорциональна рабочему объему при других постоянных условиях (размер исходного питания, скорость вращения барабана, физико-механические свойства обрабатываемого материала).*

**Ключевые слова:** модернизация традиционных мельниц, производительность, рабочий объем

### MODERNIZATION OF TRADITIONAL MILLS

**Chervyakov S.A.**

*The modernization of traditional mills suggests, while maintaining the diameter of the mill, the elongation of her drum, i.e., the increase in the working volume. The increase in working volume ensures productivity growth. The productivity of the mill is directly proportional to the working volume under other constant conditions (the size of the power supply, the speed of the drum, the physical and mechanical properties of the processed material).*

**Ключевые слова:** модернизация традиционных мельниц, производительность, рабочий объем

### Производительность мельниц

Анализ положительных и отрицательных сторон традиционных способов рудоподготовки (стадиальное дробление и шаровое измельчение) и использование самоизмельчения в тихоходных барабанных мельницах позволяет сделать вывод о примерной равноценности этих двух способов. Этот вывод подтверждается мировым опытом по вводу новых мощностей по рудоподготовке на крупнейших обогатительных фабриках [1].

Основной тенденцией в развитии барабанных мельниц самоизмельчения является создание агрегатов большой единичной мощности и производительности [2-10]. Увеличение размеров мельницы осуществлялось за счет увеличения диаметра барабана (до 12,2 м). Дальнейшее увеличение диаметра барабана приводит к затруднению ремонтных операций [11], а, по мнению некоторых специалистов [12], и к возможному снижению эффективности измельчения.

Снижение ремонтпригодности мельниц первичного самоизмельчения при увеличении их размеров может привести к снижению коэффициента движения мельницы, который на лучших зарубежных фабриках достигает 0,90-0,92 [13], [14], а на отечественных – 0,78-0,88 [15]. Поэтому наиболее целесообразным представляется путь увеличения длины барабана мельницы, хотя и здесь существуют определенные ограничения, вызываемые ухудшением условий прохождения пульпы через барабан [16].

Формулу, определяющую производительность мельницы, можно преобразовать к такому виду, при котором она становится сопоставимой с выражениями для мощности. Пользуясь зависимостью  $n = \psi n_{кр} = \psi 42,3/D^{0,5}$  заменяем в уравнении абсолютное число оборотов на относительное и, считая соответствующие поправочные коэффициенты равными единице, получаем

$$Q = 0,1 K_{ло} D^2 L \psi^{0,8} \times 42,3^{0,8} \varphi^{0,6} \times 1/K_{др} K_{90}$$

Следовательно, нормами ВТИ принимается, что при прочих равных условиях ( $K_{ло} = \text{const}$ ,  $\psi = \text{const}$ ,  $\varphi = \text{const}$ ,  $K_{др} = \text{const}$ ,  $K_{90} = \text{const}$ ) производительность мельницы прямо пропорциональна квадрату диаметра и длине, т.е. объему мельницы  $V$ . Отсюда удельная производительность по исходному питанию есть при прочих равных условиях величина постоянная, не зависящая от размеров мельницы [17].

### **Сегментный подшипник**

Уралмашзаводом в конце 80-х годов спроектированы и изготовлены 3 мельницы МСС-8700x2600 для Белорусского цементного завода и 1 мельница ММС-8700x2600 для Горнозаводского цементного завода. Вес мельницы МСС-8700x2600 около 700 т, а мельницы ММС-8700x2600 более 800 т. Вес мельниц и вес измельчаемого материала, находящегося в мельнице, воспринимается сегментными подшипниками (рис.1).

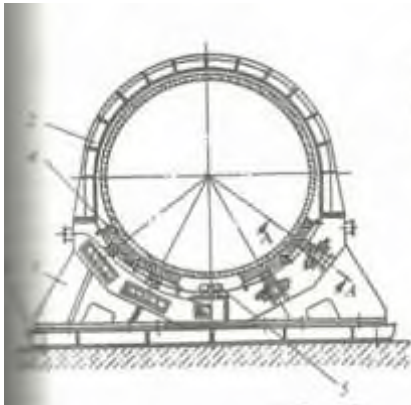


Рисунок 1- Сегментный подшипник



Рисунок 2- Решение Тиссен Крупп по исполнению сегментного подшипника

### **Модернизация мельницы для АО «ГМК «Казахалтын»**

Модернизация традиционной мельницы МШР-2700x2100 в мельницу большего объема предполагала при сохранении диаметра мельницы удлинение ее барабана, т.е. увеличение рабочего объема. Увеличение рабочего объема обеспечивает рост производительности. Производительность мельницы прямо пропорциональна рабочему объему при прочих неизменных условиях (крупность питания, частота вращения барабана, физико-механические свойства перерабатываемого материала). Зависимость уста-

новлена многими исследованиями, обобщенными профессором В.А. Олевским и другими исследователями, практиками-проектировщиками и специалистами горных предприятий.

Общий вид модернизированной мельницы приведен на рис. 1. Вместо крышек в мельнице установлены цилиндрические царги с бандажами, установленными на сегментные подшипники. Смазка подшипников производится от отдельной смазочной установки. Температура каждого сегмента контролируется микропроцессорной системой контроля с визуализацией температур на дисплее (рис. 3). Барабан с футеровками, питатель, привод и венец, и некоторые другие узлы унифицированы с традиционной мельницей.

В апреле 2018 г. АО «ГМК «Казахалтын» принял решение о модернизации действующей мельницы МШР-2700x2100, имея цель – увеличение производительности в 1,85 раза. В мае 2018 г. был подписан контракт между АО «ГМК «Казахалтын» и ООО СГИ о поставке узлов, необходимых для модернизации и шеф-монтаже модернизированной мельницы. В октябре 2018 г. поставка была выполнена, а с 1 по 16 ноября осуществлен монтаж обновленной мельницы. С 16 ноября 2018 г. мельница (рис.2) находится в промышленной эксплуатации.

Требуемое увеличение производительности мельницы достигнуто (табл. 1).

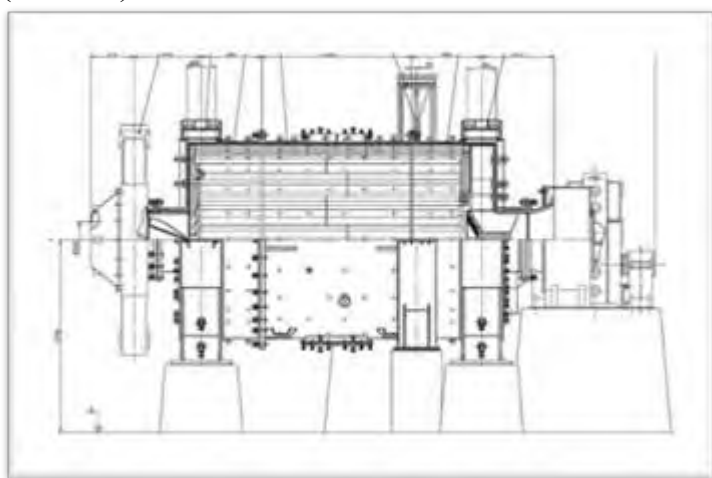


Рисунок 2- Модернизированная мельница

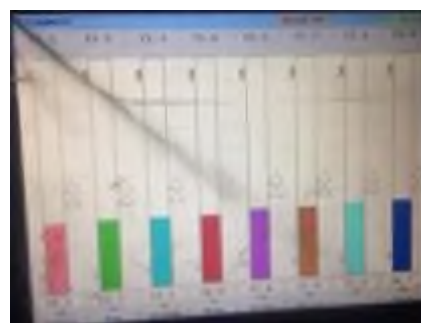


Рисунок 3- Рабочие температуры сегментов подшипников

Таблица 1-Техническая характеристика мельницы

№п/г	Параметр	Норма
1	Диаметр барабана мельницы, мм	2700
2	Длина барабана, мм	4000
3	Номинальный рабочий объем, м <sup>3</sup>	20
4	Мощность приводного электродвигателя, кВт	400
5	Рабочее напряжение, В	6000
6	Частота вращения барабана, с <sup>-1</sup> (об/мин)	0,35 (21)

7	Производительность, т/час	20-75
8	Масса (без шаров, электро- и гидрооборудования), т	45
9	Удельная энергоемкость измельчения, к Вт/т	5,3-20,0



Рисунок 4- Преимущества модернизации с применением мельниц Crumin

Основные преимущества модернизации измельчительных отделений обогатительных фабрик с применением безцапфовых мельниц Crumin приведены на рис.4.

### Выводы

Модернизация мельниц с целью повышения производительности наименее затратный метод увеличения производства на переделе измельчения.

Применение опоры на барабан наиболее выгодный метод модернизации для увеличения рабочего объема.

### Список литературы

1. Баранов В.Ф. Обзор технологических схем рудоподготовки // Горный журнал. 1997. №4. С.68-71.
2. Захваткин В.К., Баранов В.Ф., Литвинов М.Б. Шаровые мельницы большого диаметра и объема // Цветные металлы. 1978. № 3. С.76-82.
3. Томова И.С. Применение крупных мельниц на обогатительных фабриках капиталистических стран // Цветная металлургия. 1970. № 1. С.24-26.
4. Синельникова Л.Н. Обоганительное оборудование большой единичной мощности // Цветная металлургия. 1980. № 16. С.15-17.
5. Синельникова Л.Н. Совершенствование оборудования для измельчения за рубежом // Цветная металлургия. 1981. № 8. С.14-15.
6. Синельникова Л.Н. Развитие технологии самоизмельчения на зарубежных обогатительных фабриках // Цветные металлы. 1964. №11.С.96-102.
7. Табакопуло Н.П. Самоизмельчение руд цветных металлов за рубежом // Цветная металлургия. 1974. № 10. С.24-25.
8. Современное состояние процесса самоизмельчения руд: Обзор/ Под ред. Н.П. Табакопуло., М.: Цветметинформация.1971. 107 С.

9. Давыдова Л.А. XIV Международный конгресс по обогащению полезных ископаемых // Цветная металлургия. 1983. № 10. С.16.
10. Неваева Л.М. Реконструкция медно-молибденовой обогатительной фабрики "Лорнекс" Канада // Цветная металлургия. 1980. №10. С.24-25
11. Табакопуло Н.П. Самоизмельчение руд цветных металлов за рубежом // Цветная металлургия. 1974. № 10. С.24-25.
12. Таужнянская З.А. Применение бесшарового измельчения за рубежом // Цветная металлургия. 1972. №19. С.14-17.
13. Синельникова Л.Н. Совершенствование оборудования для измельчения за рубежом // Цветная металлургия. 1981. № 8. С.14-15.
14. Синельникова Л.Н. Развитие технологии самоизмельчения на зарубежных обогатительных фабриках // Цветные металлы. 1964. №11.С.96-102.
15. Бортников А.В., Яшин В.П., Бирюкова И.А., Молодцов В.Д. Анализ результатов применения процесса самоизмельчения в схемах рудоподготовки на отечественных горнорудных предприятиях // Обогащение руд. №5. 1980. С.3-7.
16. Кармазин В.И. и др. Перспективы увеличения размеров барабанных мельниц // Обогащение полезных ископаемых: Сб. статей, вып.29. 1981. С.3-8.
17. Олевский В.А. Размольное оборудование обогатительных фабрик, ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ, М., 1963, с.245.



# **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 622.276.054.22

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СВЕЧЕУКЛАДЧИКА В СПУСКОПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

Авхадиев А.Е., магистрант, Лагунова Ю.А., проф.

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

*Рассмотрены основные виды свечекладчиков. Проанализированы их особенности, а также рассмотрены примеры улучшения и модернизации конструкции свечекладчиков.*

*Ключевые слова:* свечекладчик, анализ, улучшение, модернизация.

## ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF USING THE BEAD STACKER IN LIFTING AND LIFTING OPERATIONS

Avkhadiev A.E., Lagunova Yu.A.

*The main types of candle-laying machines are considered. Their features are analyzed, as well as examples of improvement and modernization of the design of candle-laying machines are considered.*

*Keywords:* candle stacker, analysis, improvement, modernization.

При работе с полуавтоматическими элеваторами укладка верхних концов свечей в пакет обычно осуществляется помощником бурового мастера. Для ускорения и облегчения этого трудоемкого процесса разработаны свечекладчики различных конструкций (штангоукладчики, штангоотбрасыватели, свечекладчики, свечеотбрасыватели, толкатели и т.д.).

Устройства для перемещения и складирования верхних концов свечей (свечекладчики), в зависимости от конструкции свечеприемники подразделяют на два вида: пакетные и кассетные.

К свечекладчикам пакетного типа относятся укладчики со свечеприемником, не разделенным на отдельные кассеты и не имеющим дозирующего устройства. Верхние концы свечей укладываются в пакет без определенной последовательности, при этом подача их для работы осуществляется вручную от бурового станка, собственным весом или от индивидуального привода. Наиболее простыми по конструкции являются свечекладчики, использующие в качестве привода вес свечи. К ним относятся Север-1, СПН-1, СПН-4М, МР5-А, автоматический трубоукладчик и пр. Примером наиболее совершенного свечекладчика с индивидуальным приводом может служить МР-2, который с успехом применяется при бурении скважин на глубину 650-700 м [1].

Особенностями свечекладчиков этого типа являются непоследовательное укладывание в пакет верхних концов свечей, что осложняет подъем элеватора по свече при спуске инструмента в скважину, а также сложность центрирования свечей во время свинчивания и развинчивания буровых труб.

Характерной особенностью свечекладчиков кассетного типа является наличие свечеприемников, разделенных на отдельные кассеты. Для раз-

мещения верхних концов свечей в кассетах применяются дозирующее устройство, обеспечивающее порядок укладки свечей. Свечеукладчики этого вида имеют индивидуальный привод с дистанционным управлением. Исключение составляет свечеукладчик Добропольской партии, который имеет ручной привод.

Свечеукладчики кассетного типа (ПУС-2, шнековый ШК-3, ШК-3М, Ш-1, Ш-2, Добропольский ГРП, Щегловский ГРП и другие) различаются в основном конструкцией дозирующего устройства. Такой вид приспособлений для укладки свечей рекомендуется для использования при бурении глубоких скважин (более 650 м) [2].

Из указанных свечеукладчиков наиболее совершенной является конструкция свечеукладчика типа ШК. Свечеукладчики обеспечивают ускорение спускоподъемных операций по сравнению с ручной укладкой свечей при работе с полуавтоматическими элеваторами, облегчают работу помощника бурового мастера, повышают культуру производства.

Свечеукладчики Ш-2 и ШК-3М отличаются друг от друга устройством для укладки бурильных труб. Очередность заполнения рядов кассеты свечеукладчика Ш-2 осуществляется дозатором, управление которым производится снизу помощником бурового мастера вручную, а заполнение кассеты осуществляется толкателем.

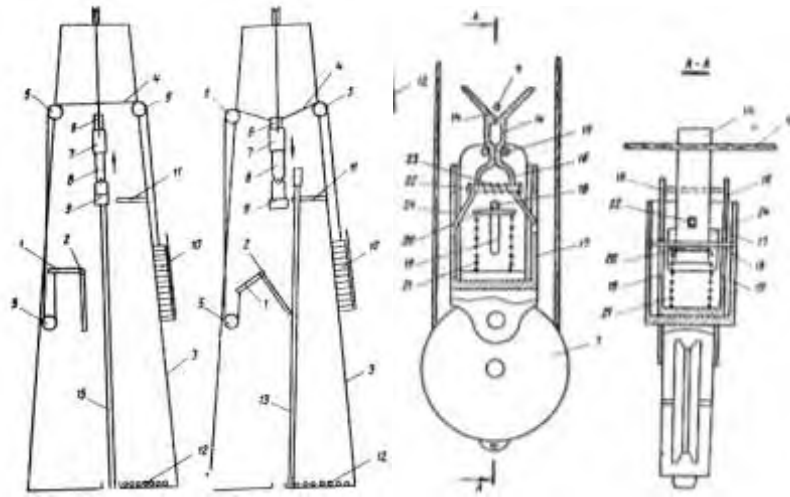
Очередность заполнения рядов кассеты свечеукладчика ШК-3М осуществляется автоматически системой рычагов, а заполнение кассеты — толкателем и направляющей рамкой.

При работе со свечами длиной 18,5 м свечеукладчик ШК-3М сокращает время на спускоподъем одной свечи в среднем на 10,7 сек, а свечеукладчик Ш-2 — на 9,0 сек. Испытываемые свечеукладчики рекомендованы для применения при бурении скважин глубиной до 800 м. Одновременно установлена необходимость разработки полуавтоматических элеваторов для бурения скважин на глубину 1200—1500 м с использованием утяжеленных бурильных труб.

А.С. Юшков [3] предложил исключить переподъем элеватора за счет натяжного устройства выполненного в виде захвата из двух подпружиненных щек, шарнирно укрепленных на рамке, которая установлена внутри корпуса содержащего окна, причем одни концы щек установлены с возможностью взаимодействия с канатом, а другие расположены в окнах.

На рис. 1 дана схема расположения свечеукладчика в буровой вышке и в момент толкания свечи; на рис. 2 — показано натяжное устройство в разрезе.

Предложенный свечеукладчик позволяет сократить затраты времени на спускоподъемные операции и повысить производительность бурения по сравнению с известным за счет сокращения времени на подъем бурового инструмента путем исключения переподъема элеватора. Предложенная конструкция значительно позволяет сократить рабочее время.



Авторы В.А. Лавров, Л.А. Лезгин, О.В. Коробкин [4], предложили упростить конструкцию за счет выполнения поворотной стрелы в виде винтовой спирали, угол подъема которой превышает угол трения материалов поворотной стрелы и свечи (рис. 3).

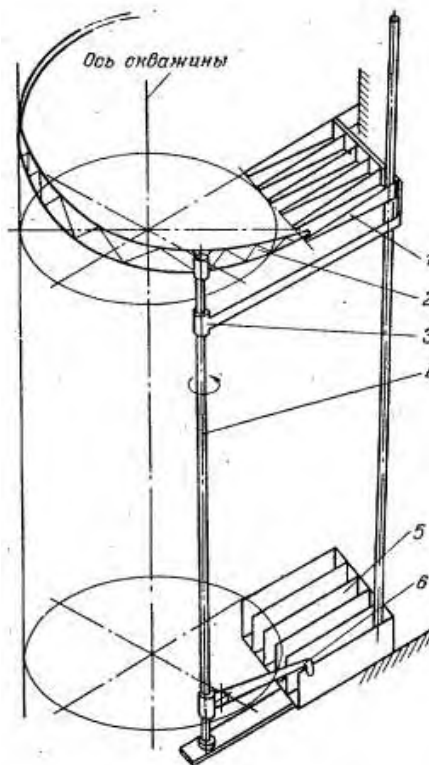


Рис. 3. Схема спирального свечеукладчика

Предполагаемый свечеукладчик позволит значительно упростить конструкцию, исключив из нее различного вида электроприводы и захваты, повысить производительность спускоподъемных операций.

Анализ результатов внедрения механизмов свинчивания и развинчивания свечей бурильных труб и полуавтоматических элеваторов показыва-

ет, что эти устройства позволили значительно облегчить труд буровой бригады.

Можно полагать, что дальнейшие работы по ускорению спускоподъемных операций будут развиваться по следующим направлениям: разработка новых устройств для спускоподъемных операций и дальнейшее усовершенствование существующих механизмов; увеличение скорости выполнения отдельных операций, что потребует повышения мощности привода бурового станка и других механизмов; совмещение по времени выполнения наиболее длительных технологических операций.

Последнее направление может обеспечить существенное сокращение затрат времени на производство спускоподъемных операций. Одновременное использование механизмов для свинчивания и развинчивания свечей бурильных труб, полуавтоматических элеваторов и свечеукладчиков позволяет решить задачу комплексной механизации спускоподъемных операций.

### Список литературы

1. Козловский Е.А. Новая техника и технология разведочного бурения. М.: Недра, 1972. - 216 с.
2. <https://elibrary.ru/item.asp?id=39954622>
3. <https://elibrary.ru/item.asp?id=40373945>
4. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=40155046>

УДК 622.244.46

## СИСТЕМЫ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ НА КАРЬЕРАХ

**Ботин В.А.**, студент, **Гаврилова Л.А.**, к.т.н., доц.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Целью исследования является поиск путей совершенствования систем пылеподавления буровых станков для обеспечения безопасной работы на карьере. В работе рассмотрены различные способы решения этой проблемы. Предложены и аргументированы наиболее рациональные схемы системы пылеподавления и пылеулавливания для условий карьера ПАО «Ураласбест».*

**Ключевые слова:** система пылеподавления и пылеулавливания, буровой станок, карьер.

## DRILLING MACHINE DUST SUPPRESSION SYSTEMS AT THE QUARRIES

**Botin V. A., Gavrilova L. A.**

*The purpose of the study is to find ways to improve the dust suppression systems of drilling rigs to ensure safe operation in the quarry. The article discusses various ways to solve this problem. The most rational schemes of the dust suppression and dust collection system for the conditions of an asbestos quarry are proposed and justified.*

**Keywords:** dust suppression and dust collection system, drilling rig, quarry.

В результате ведения горных работ, таких как бурение скважин для закладки взрывчатых веществ, взрывные работы, погрузка-разгрузка автосамосвалов горной породой, образуется большое количество пыли.

Пыль оказывает неблагоприятное воздействие на здоровье человека, а асбестовая порода зачастую может вызывать хронические заболевания. Так, например, при вдыхании частичек пыли от асбеста, его волокна не выводятся из легких, а оседают там на всю жизнь. Таким образом, они постепенно разрушают орган и вредят здоровью.

Поэтому решение проблемы пылеподавления при ведении горных работ на карьере является особенно актуальной.

Кроме азота, кислорода, аргона и углекислого газа в карьерном воздухе содержатся оксиды азота, оксид углерода, сероводород, сернистый газ, альдегиды, водяные пары и тонкодисперсная пыль.

Основными источниками образования пыли являются буровзрывные работы (до 35%), поэтому предметом исследования выбраны системы пылеподавления буровых станков.

Для этого были проанализированы способы снижения пылевых масс в воздухе при бурении [1, 2, 3].

При бурении скважин на состав пыли влияют следующие факторы:

- физико-химические свойства буримой породы,
- количество сжатого воздуха, подаваемого в скважину при бурении,
- глубина скважины,
- тип долота,

- скорость вращения долота
- и усилие подачи.

Способы пылеподавления на буровых станках можно разделить на два типа: сухое и влажное.

Влажное пылеподавление осуществляется путем:

- подачи воды в скважину;
- предварительным увлажнение массива через короткие и длинные скважины;
- подачи пены непосредственно на основание скважины, которая образуется с помощью пенообразователя (при поступлении пены в место разрушения массива уменьшается доступ кислорода в скважину и вероятность прорыва частиц пыли в атмосферу выработки).

Все эти способы эффективны, но имеют ряд следующих недостатков:

- необходимость постоянного доступа к воде, что в условиях карьера невозможно; также необходимость наличия химикатов (при пенообразовании);
- необходимость отвода воды.

Такие недостатки требуют много затрат на обеспечение всеми расходными материалами.

Системы сухого пылеулавливания включают в себя: фильтры и аппараты сухой инерционной очистки (циклоны, пылесадительные камеры, ротационные пылеподаватели, жалюзийные аппараты).

Принцип работы пылесадительных камер базируются на механизме гравитационного осаждения частиц. Для достижения качественного пылеосаждения требуется длительное время и внушительные размеры камеры. Степень очистки в таких камерах составляет 30-40%, и в настоящее время они практически не используются в промышленности и энергетике.

Самыми распространенными аппаратами инерционного типа являются циклоны. Простое устройство, механический метод пылеулавливания создают большими преимуществами перед аппаратами других типов. Состоит из двух частей: верхняя часть представляет собой цилиндр, нижняя – коническая, она выходит к пылевой камере. Загрязненный воздух подается через патрубок в верхней части циклона. Подвод воздуха может быть организован тангенциально или спирально. Войдя в корпус циклона, поток газов расслаивается под действием центробежной силы. Твердые частицы отбрасываются к стенкам цилиндра и опускаются в пылеприемник за счет силы тяжести. Воздух, обладающий меньшей массой, вращается в середине цилиндра и затем из-за возникающего пониженного давления поднимается вверх и выходит в выхлопную трубу.

Жалюзийные пылеуловители находят применение для очистки дымовых газов от крупных фракций золы при сжигании торфа и угля в небольших котлах. Жалюзийный пылеуловитель состоит из циклона и жалюзийной решетки, разделяющей газовый поток на две части.

Центробежные аппараты ротационного действия состоят из колеса, приводящего в движение воздух. В них частицы пыли отбрасываются к стенкам и выпадают в осадок.

Фильтрация - это пропускание загрязненного воздуха через различные фильтрующие материалы. Они могут быть тканевыми, волокнистыми, зернистыми, сыпучими. Более популярны фильтры из стекловолокна и синтетики из-за прочности и термостойки. Наибольшее распространение получили рукавные фильтры. Принцип работы сухих электрофильтров основан на свойстве притяжения заряженных частиц к противоположному полюсу. Степень очистки газов в электрофильтрах высока (99%), но они громоздки и требуют квалифицированного обслуживания.

Исходя из изученных материалов по теме влажного пылеподавления и сухого пылеулавливания, можно сделать вывод о том, что влажное пылеподавление имеет максимальную эффективность, но при этом обладает наименьшей экономичностью в условиях, где нет постоянной подачи воды и расходных материалов. Поэтому для дальнейшего исследования была выбрана схема сухого пылеподавления.

Сухое пылеподавление имеет ряд преимуществ, которые необходимо объединить и создать единый способ снижения концентрации пыли при бурении горного массива.

В результате анализа всех факторов авторами предлагается два способа повышения пылеподавления: ионизирование частиц пыли, и сбор пыли в специальный резервуар (или сброс пыли) посредством всасывающих потоков воздуха.



Рис. 1. Схема ионизирующих электродов.

Принцип действия первого способа полностью соответствует принципу действия электроэффлювиальной люстры Чижевского. На ионизирующие электроды подается ток высокого напряжения (см. рис. 1). Под его влиянием на электродах образуется разряд, и с них начинают «стекать» электроны. При взаимодействии электронов с атомами и молекулами кислорода в непосредственной близости от электрода образуются легкие отри-



цательные ионы кислорода, которые расширяющимся конусом движутся от иголок ионизатора на расстояние 3-4 метра. При «стекании» с электродов ионизатора электроны «прилипают» к молекулам кислорода, образуя поток заряженных частиц, который иногда называют аэроионным ветром.

Недостатком данного способа является необходимость в постоянном наличии электрического тока для работы ионизатора.

Второй способ сухого пылеподавления схож с тем, что используется в задачах бытового характера. Например, при сверлении стен образуется большое количество пыли, и тогда используют способ сбора пыли в специальную насадку на пылесос (рис.2).

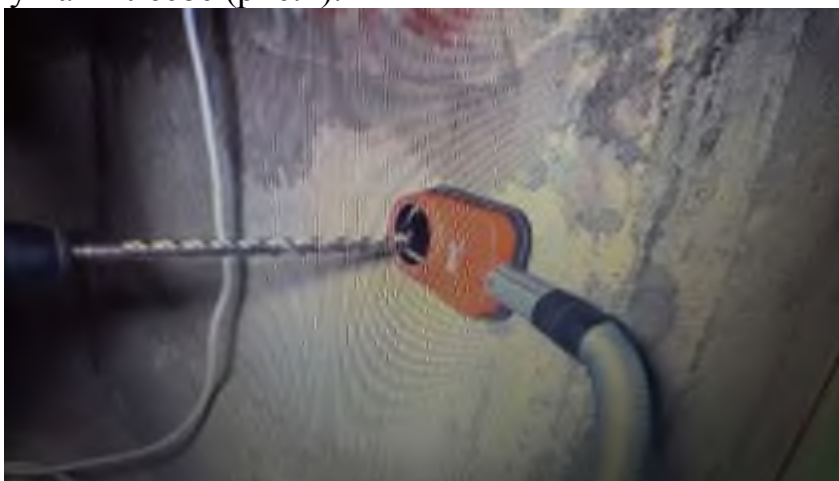


Рис. 2. Система пылеулавливания при сверлении.

На основе применения последнего метода предложена модель создания «насадки» на рабочий орган бурового станка, которая будет полностью подавлять пыль в себе. Далее пыль будет высасываться из «насадки» подсоединенными шлангами посредством всасывающих воздушных потоков, создаваемых насосом. На выходе из транспортирующего узла, пыль сталкивается с набором своеобразных фильтров, представляющих из себя набор сеток разных размеров, предназначенных для снижения скорости движения пыли и комкования ее в куски больших фракций.

### Список литературы

1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. – М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
2. Кантович Л.И., Батчулуун Чинзориг. Буровой станок как источник пылевыделения/ Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. № 1, С. 287-288.
3. Тыщук В.Ю. Новые способы пылегазоподавления в железорудных карьерах/ Горный информационно-аналитический бюллетень. 2000. № 9, С. 87-88.

УДК 622.271.012

## АНАЛИЗ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА

Кузиев Д. А.<sup>1</sup>, Муминов Р. О.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>НИТУ «МИСиС», г. Москва, Россия,

<sup>2</sup>Навоийский государственный горный институт, г. Навои, Республики Узбекистан

*В статье приведен анализ конструктивных, кинематических и силовых параметров вращательно – подающего механизма бурового станка. На основе анализа результатов работ в области исследования динамики приводов представлена принципиально новая конструкция гидромеханической трансмиссии привода исполнительных органов горных машин.*

**Ключевые слова:** Буровой станок, вращательно – подающий механизм, установленный мощность, конструктивные, кинематические и силовые параметры.

## ANALYSIS AND SELECTION OF RATIONAL PARAMETERS OF THE ROTARY FEEDING MECHANISM OF A MINING ROLLING RIG

Kuziyev D. A., Muminov R. O.

*The article provides an analysis of the structural, kinematic and power parameters of the rotary - feeding mechanism of the drilling rig. Based on the analysis of the results of work in the field of studying the dynamics of drives, a fundamentally new design of the hydromechanical transmission of the drive of the executive bodies of mining machines is presented.*

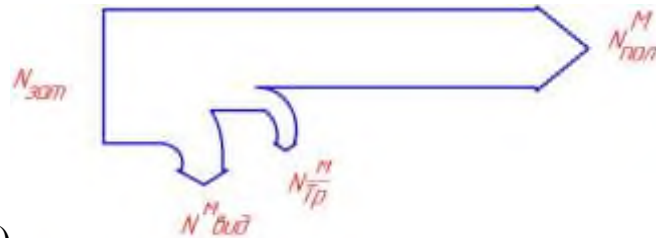
**Keywords:** Drilling rig, rotary - feed mechanism, installed power, design, kinematic and power parameters.

Гидромашина гидромеханического вращателя выполняет функции гидравлической, а в случае применения пневмогидроаккумуляторов пневмогидравлической пружины с регулируемой жесткостью и демпфированием. В объемном гидроприводе при двойном преобразовании энергии в насосе и моторе и передаче ее по трубопроводам, образуются невосполнимые потери на утечки и трение, достигающие до 40 % (рис. 1а). В предлагаемой конструкции гидромеханического вращателя исполнительного органа бурового станка СБШ-250МНА-32 из всех перечисленных выше потерь мощности остаются потери связанные только с утечками, определяемыми зазорами в гидромашине тормоза и рабочим давлением. Потери мощности на трение в тормозном режиме, определяемые относительным скольжением, ничтожно малы, а потери на трение в трубопроводе в рабочем режиме полностью отсутствуют (рис. 1б) [1, 9].

Сходство динамических характеристик гидромеханической трансмиссии и объемного гидропривода достигается, например, идентичностью объемов жидкости, находящейся под рабочим давлением.

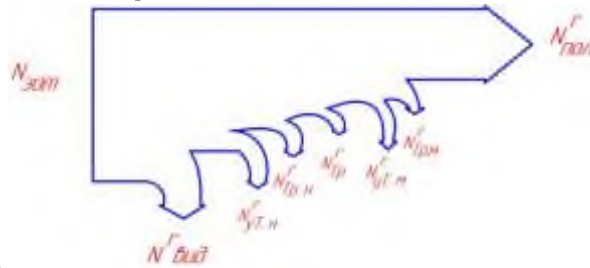
Конструкция гидромотора IMP2.5, который является одной из базовых моделей типоразмерного ряда, разработанного в ФГУП НИЦГП «ИГД им. А.А. Скочинского» [2,5,8], предусматривает радиальное расположение

поршневых групп. Каждая поршневая группа состоит из двух поршней, в поперечные отверстия которых вставлены концы траверсы. На траверсе установлены ролики, на которые надеты обоймы. Траверса выполнена равнопрочной, имеет плавные переходы, благодаря чему, в зонах наибольшего ее нагружения, устранены концентраторы напряжений [3, 6].



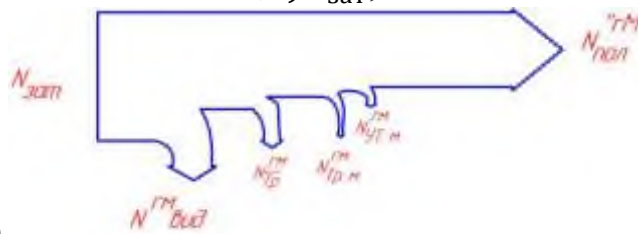
а)

$$N_{\text{виб}}^M = (0,3 \div 0,4)N_{\text{зат}}; N_{\text{тр}}^M = (0,05 \div 0,15)N_{\text{зат}}; N_{\text{пол}}^M = (0,3 \div 0,5)N_{\text{зат}}$$



б)

$$N_{\text{виб}}^Г = (0,2 \div 0,32)N_{\text{зат}}; N_{\text{ут.н}}^Г \cong N_{\text{ут.м}}^Г = (0,3 \div 0,08)N_{\text{зат}}; N_{\text{тр}}^Г \cong (0,02 \div 0,05)N_{\text{зат}}; N_{\text{тр.н}}^Г \cong N_{\text{тр.м}}^Г = (0,05 \div 0,1)N_{\text{зат}}; N_{\text{пол}}^Г = (0,45 \div 0,6)N_{\text{зат}};$$



в)

$$N_{\text{виб}}^ГМ = N_{\text{виб}}^Г = (0,2 \div 0,32)N_{\text{зат}}; N_{\text{тр}}^ГМ = N_{\text{тр}}^М (0,05 \div 0,15)N_{\text{зат}}; N_{\text{тр.м}}^ГМ < 0,005N_{\text{зат}}; N_{\text{ут.м}}^ГМ (0,03 \div 0,08)N_{\text{зат}}; N_{\text{пол}}^ГМ = (0,45 \div 0,715)N_{\text{зат}}.$$

Рисунок 1. Баланс мощностей привода вращателя при рабочем процессе:

- а) электромеханический привод, б) электрогидравлический привод, в) электрогидромеханический привод.

Усилие от давления рабочей жидкости на плунжеры воспринимается траверсой, и передаются через ролики и обоймы на спрофилированную направляющую.

За сопряжение, ограничивающее ресурс радиально-поршневой гидромашины IMP2,5, принята пара трения «плунжер-цилиндр», в результате износа которой, может резко ухудшиться КПД всей гидромашины [4,7,10].

Удельная работа в паре трения [1,4] «плунжер-цилиндр» составляет:

$$A = NT \text{ Н/м} \quad (1)$$

где  $N$  - удельная мощность трения, Н/мс;  $T$  - ресурс сопряжения, с.

Максимальная удельная мощность трения в сопряжении ограничивающего ресурс гидромашины определяется по формуле:

$$N = V_{\max} f [\sigma_{cm}], \text{ Н/мс} \quad (2)$$

где:  $V_{\max}$  - среднемаксимальная скорость скольжения плунжера относительно цилиндра, м/с;  $f$  - коэффициент трения в паре «плунжер-цилиндр»;  $[\sigma_{cm}]$  - допустимое контактное давление в поршневой группе гидромашины, Н/м<sup>2</sup>.

Для одной конструкции гидромашины способной работать в различных режимах (насосном, моторном, тормозном и других) до предельно допустимого износа сопряжения ограничивающего ресурс машины, справедливо следующее равенство:

$$N_{\delta} T_{\delta} = NT \quad (3)$$

где:  $N_{\delta}$  и  $T_{\delta}$  - соответственно удельная мощность трения и ресурс гидромашины при ее эксплуатации в базовом режиме.

За базовый режим эксплуатации гидромашины IMP2,5 принят «моторный» режим.

По данным ФГУП ННЦГП «ИГД им. А.А. Скочинского» [2,5,8] мотор IP2,5 может развивать при номинальном давлении рабочей жидкости (25 МПа) и номинальной частоте вращения (60 об/мин) мощность до 60 кВт; наработка на отказ до предельного состояния, характеризуемого снижением полного КПД на 15%, составляет для него 5000 часов. (Наработка до первого отказа 3000 часов).

С учетом (2) и после соответствующих преобразований (3) примет вид:

$$T = T_{\delta} \frac{V_{\delta}}{V} T, \text{ час} \quad (4)$$

Для радиально-плунжерных гидромашин скорость скольжения плунжера относительно цилиндра составляет:

$$V = \frac{d}{d\varphi} \rho(\varphi) \frac{d}{dt} \varphi(t), \text{ м/с} \quad (5)$$

где  $\rho(\varphi)$  - радиус кривизны профиля направляющей в функции угла поворота ротора гидромашины;  $\varphi(t)$  - угол поворота ротора гидромашины в функции времени.

Вывод. Таким образом для базового - моторного режима эксплуатации IMP2,5 [5,7]:

$$\varphi_{\delta}(t) = \omega_{\text{н}} t, \quad (6)$$

Для тормозного режима эксплуатации IMP2,5:

$$\varphi(t) = \omega_{\text{вт}} t, \quad (7)$$

Здесь:

$$\omega_{\text{вт}} = \frac{P}{P_{\text{н}}} (1 - \eta_{\text{г}}) \omega_{\text{н}}, \text{ рад/с} \quad (8)$$

Подставив (4.5) с учетом (4.6), (4.7), (4.8) и принимая во внимание что  $\rho_{\delta}(\varphi) = \rho(\varphi)$ , получим:

$$T = T_{\delta} \frac{P_{\text{н}\delta}}{P_{\text{н}}} \frac{1}{(1 - \eta_{\text{г}})}, \text{ час} \quad (9)$$

где  $P_{нб}$  - номинальное рабочее давление в базовом – моторном режиме эксплуатации IMP2,5, Па;  $P_n$  - расчетное рабочее давление в тормозном режиме эксплуатации IMP2,5, Па;  $\eta_z$  - объемный КПД гидромашины тормоза (принят 0,92);

При  $P_{нб} = P_n = 25$  МПа окончательно получим:

$$T = T_6 \frac{1}{(1-\eta_r)}, \text{ час} \quad (10)$$

Наработка до первого отказа гидромашины тормоза составит:

$$T = 3000 \frac{1}{(1-0,92)} = 37500 \text{ час.}$$

### Список литературы:

1. *Poderni R.Y.* Blast hole drill rig with extendable mast The 5-th International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection. M.R. Chromoy & V.F. Sandalov. 2001 Sao Paulo. Brazil. Proceedings, pp. 387-393
2. *Кантович Л.И.* Влияние параметров вращательно – подающего механизма бурового станка на его производительность/ Л.И. Кантович, Р.Ю. Подэрни, Р.О. Муминов // ГИАБ, № 11, М.: изд-во «Горная книга», 2010. – С. 396 – 399.
3. *Сандалов В.Ф.* Обоснование и выбор кинематических параметров бурового станка для обуривания породного массива тремя рядами взрывных скважин с одного места стояния/ В.Ф. Сандалов, Р.О. Муминов// Материалы международной научно – технической конференции «Современная техника и технология горно-металлургической отрасли и пути их развития», Навои, изд-во НГМК, 2010. – С. 181 – 182.
4. *Кузиев Д.А.* Алгоритм определения максимальной мощности привода подачи карьерного бурового станка/Д.А. Кузиев, И.Ю. Пятова, И.Н. Клементьева, Д. Пихторинский// - М.: ГИАБ, 2019. - № 1, С. 128-133.
5. *Кантович Л.И.* Обоснование и выбор параметров вращательно – подающего механизма карьерного бурового станка/Л.И. Кантович, С.В. Козлов, Р.О. Муминов// ГИАБ, № 5, М.: изд-во «Горная книга», 2011. – С. 225 – 229.
6. *Подэрни Р.Ю.* Механическое оборудование карьеров: Учеб. для вузов.-7-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2011.- 640 с.: ил. «Майнинг Медиа Групп».
7. *Egamberdiev I.P.* Research of Vibration Processes of Bearing Units of Mining Equipment. Atakulov L., Muminov R.O. Ashurov Kh.Kh. Volume 9, No.5, September - October 2020 International Journal of Advanced Trends in Computer Science and Engineering Available Online at <http://www.warse.org/IJATCSE/static/pdf/file/ijatcse125952020.pdf> <https://doi.org/10.30534/ijatcse/2020/125952020>
8. *Muminov R.O.* Analysis of dynamic and hardness parameters rotation and feeding systems of the drilling rig. G.G. Boynazarov. SOI: 1.1/TAS DOI: 10.15863/TAS International Scientific Journal Theoretical & Applied Science p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online) Year: 2020 Issue: 11 Volume: 91 Published: 05.11.2020 <http://T-Science.org>.
9. *Muminov R.O.* Research of the kinematic parameters of loading of the basic mechanisms of the drilling rig during drilling of the step. SOI: 1.1/TAS DOI: 10.15863/TAS International Scientific Journal Theoretical & Applied Science p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online) Year: 2021 Issue: 01 Volume: 93 Published: 26.01.2021 <http://T-Science.org>.
10. *Истамов М.Ф.* Инерциальные и жесткостные параметры динамических систем вращательно–подающего механизма бурового станка. Каюмов У.Э. Мусурманов Э. Ш. Муминов Р.О. ВЕСТНИК НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ. 2019. № 8 (62).Часть 3

УДК 622.276.054.22

## ОБОСНОВАНИЕ ЧАСТИЧНОЙ ЗАМЕНЫ ТАЛЕВОГО КАНАТА НА ПОДЪЕМНЫХ АГРЕГАТАХ ДЛЯ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА СКВАЖИН

Орочко А.В., канд. техн. наук  
Тюменский индустриальный университет, г. Сургут

*В статье дано обоснование необходимости частичной замены талевого каната на подъемных агрегатах для капитального ремонта скважин. Методика экономически целесообразна.*

*Ключевые слова:* капитальный ремонт скважин, талевый канат, частичная замена.

### JUSTIFICATION OF A PARTIAL REPLACEMENT OF THE LIFTING ROPE ON LIFTING UNITS FOR CAPITAL REPAIR OF WELLS

Orochko A.V.

*The article provides a rationale for the need for partial replacement of the wire rope on lifting units for the overhaul of wells. This technique is economically feasible*

*Keywords:* overhaul of wells, wire rope, partial replacement.

Отдаленность мест проведения работ и разработка новых месторождений влекут за собой увеличение парка автотранспортной, а также специальной техники, в том числе подъемных агрегатов и комплексов по зарезке боковых стволов. Жесткие требования заказчика к безотказности, разнообразие и сложность современного оборудования требуют огромного внимания к его исправности и технической готовности, все эти параметры приводят к неизбежному росту материальных затрат, связанных с большими пробегами автотранспортной техники, а также материальных затрат на обслуживание и ремонт нефтепромысловой спецтехники.

Одной из основных причин простоев, затрат труда и средств на техническое обслуживание и ремонт является несовершенство системы организации технического обслуживания и ремонта специализированной техники.

По-настоящему высокой эффективности управления способны достичь только те предприятия, где применяются современные технологии и замкнутый цикл взаимодействия организационных единиц.

Одной из важнейших операций, а также не малой статьей материальных расходов предприятий является своевременное диагностирование, выбраковка и замена талевых канатов, как на подъемных агрегатах по капитальному ремонту скважин (далее по тексту – КРС), так и на стационарных буровых.

Основой безопасности и одним из важнейших условий проведения эффективного капитального ремонта скважин является своевременный контроль талевой системы подъемного агрегата.

В связи с изменением веса бурильной колонны при подъёме, для обеспечения минимума затрат времени, талевая система должна обладать способностью изменять скорость подъёма в соответствии с нагрузкой.

Талевая система подъемного агрегата представляет собой полиспастный механизм, состоящий из кронблока (1), талевого или крюкоблока (2), стального каната (3), являющегося гибкой связью между буровой лебёдкой (4), и механизмом крепления неподвижного «мертвого» конца каната (5), а также бухты каната (6) предназначенной для перепуска.

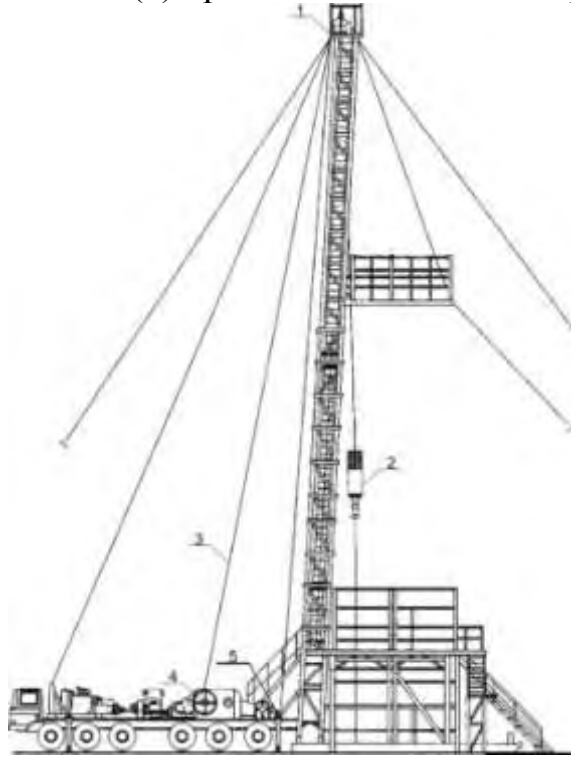


Рис.1 Талевая система подъемного агрегата

Основными факторами, влияющими на долговечность талевого каната, являются:

Циклический характер воздействия нагрузок на канат в процессе его работы при СПО операциях: как растягивающих, так и изгибающих в шкивах (крюкоблока и кронблока) и на барабане лебедки. Сочетание растягивающих и изгибающих нагрузок вызывает усталость проволок в прядях, что приводит к их разрушению. Величина этих нагрузок зависит от изменяющейся глубины скважины и соответственно нагрузки. Динамические нагрузки в талевом канате возникают: при нагруженной системе в процессе бурения, а также в период нагружения талевой системы, в период разгона при подъеме загруженного крюкоблока и в период торможения талевой системы при спуске.

Изгибные напряжения в проволоках талевого каната возникают при прохождении каната через шкивы кронблока и крюкоблока в процессе бурения и при СПО. Все операции, связанные с работой талевой системы, сопровождаются многоцикловыми изгибами каната в зоне набегания на шкив и сбегания со шкива. В силу фиксированного положения неподвиж-

ной струны в части талевого каната, огибающего неподвижный шкив кронблока, образуются зоны накопления усталостных факторов, которые приводят к катастрофическому усталостному износу каната.

Износ (истирание) материала проволок каната. Износ может быть двух видов - износ проволок внутри каната и износ наружных проволок каната. Последний, в свою очередь, можно подразделить на износ при прохождении каната через шкивы талевого системы (от контакта с желобом шкива и от упругой деформации каната при изгибе на шкиве), а также износ каната на барабане лебедки, обусловленный большим относительным проскальзыванием витков каната на барабане относительно друг друга.

Потери формы, овальность, сплющивание и раздавливание каната, обусловленные особенностями многослойной навивки каната на барабан буровой лебедки. Потери формы возникают при:

- неравномерной укладке первого слоя талевого каната на барабан лебедки;
- многослойной укладке каната, вызывающей сжимающие и контактные напряжения в проволоках и витках нижележащих слоев;
- многослойной укладке каната на барабан в переходных зонах - в зонах перехода витков и перехода с одного слоя на другой.

Достоинствами стальных канатов, обеспечивающими их преобладающее применение в грузоподъемных машинах, являются плавная и бесшумная работа при любых скоростях, гибкость во всех направлениях и надежность в работе, относительно малая масса. Значительная упругость стальных канатов существенно снижает динамические нагрузки в процессе пуска и торможения благодаря демпфированию толчков, воспринимаемых талевой системой подъемного агрегата и металлической конструкцией мачты.

К недостаткам стальных канатов можно отнести относительно небольшой срок службы и невозможность восстановления работоспособности, то есть при достижении предельного состояния они подлежат выбраковке и замене.

Выбраковка каната производится в соответствии федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» (утверждены приказом Ростехнадзора от 12.11.2013 №533) и Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности» (утверждены приказом Ростехнадзора от 12.03.2013 №101)

Запрещается использование канатов если:

- одна из его прядей оборвана, вдавлена или имеется выдавливание (расслоение) проволок в одной или нескольких прядях;
- имеется деформация в виде волнистости, корзинообразности, местного увеличения или уменьшения его диаметра;



- число оборванных проволок на шаге свивки каната диаметром до 0,02 м составляет более 5 %, а на канате диаметром свыше 0,02 м - более 10%;
- на нем имеется скрутка («жучок»), перегиб, залом;
- в результате поверхностного износа, коррозии диаметр каната уменьшился на 7 % и более;
- при уменьшении диаметра наружных проволок каната в результате их износа, коррозии на 40 % и более;

В большинстве случаев замена каната происходит после достижения им одного из условий, указанных выше, в среднем один месяц эксплуатации. Рассмотрим замену каната на подъемных агрегатах для капитального ремонта скважин: средняя высота мачты составляет 30 метров, оснастка в нашем случае 4\*5, длина запасованного каната равна 320 метров. Наибольшие циклически повторяющиеся динамические нагрузки и изгибные напряжения канат испытывает при многослойной навивке на барабан буровой лебедки и вовремя подрыва инструмента с клиньев спайдера как вовремя подъема, так и вовремя спуска инструмента. Поэтому в нашем случае самым нагруженным участком с максимальным износом будет являться промежуток каната длиной 85 метров находящийся непосредственно на барабане.

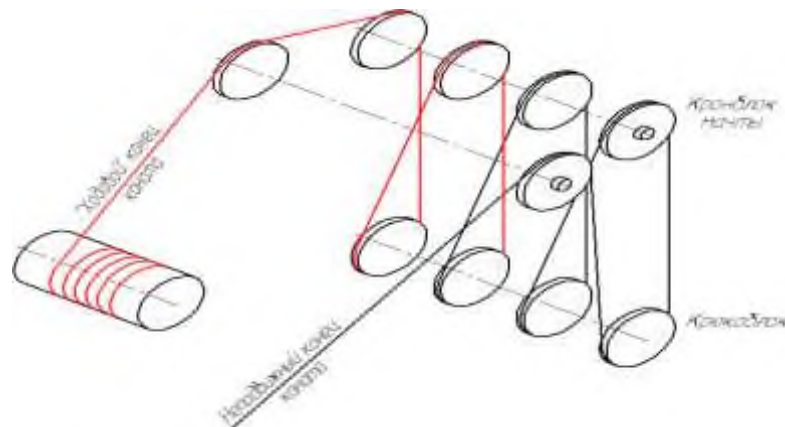


Рис. 2 Оснастка талевой системы

— — наиболее изнашиваемая часть талевого каната в процессе эксплуатации

Суть способа заключается в том, чтобы выполнять частичную перетяжку талевого каната в количестве 85 метров, вне зависимости от его фактического износа, через 14 дней работы, для вывода более нагруженного участка каната с роликов кронблока и крюкблока, данную процедуру можно совмещать с выполнением каждого технического обслуживания подъемного агрегата. Таким образом, в месяц общее количество перетянутого каната будет составлять 170 метров, а не 280 метров, при этом бухты каната предназначенной для перепуска талевой системы хватит на 9 частичных перетяжек, что в среднем составляет более 5 месяцев эксплуатации подъемного агрегата. Данный метод позволяет избавиться от остатков не использованного каната на запасной бухте.

### **Список литературы**

1. Баграмов Р.А. - «Буровые машины и комплексы»: учебник для вузов.
2. Калмыков Н.Н., Стефанов Ю.А., Яковлев А.И. - « Буровая техника и технология за рубежом » - М.: Недра.
3. Лысков А.А. Обтяжка талевых канатов // НТЖ ВНИИОЭНГ. Оборудование и технологии. 2013
4. Ефимченко С.И., Лысков А.А. Рациональная отработка талевых канатов: учебное пособие. М.: ООО «Издательство «НЕФТЬ и ГАЗ», 2008.

УДК 622.24.06

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

**Шитиков А.С.**, магистрант, **Гаврилова Л.А.**, к.т.н., доц.  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Целью исследования является поиск путей совершенствования очистного оборудования буровой установки для улучшения качества очистки бурового раствора. В работе рассмотрены конструкции циркуляционной системы по функциональным и конструктивным признакам. Обоснование параметров циркуляционной системы для конкретных условий эксплуатации основывается на взаимосвязи технологических операций и функциональных возможностях оборудования, что позволяет значительно повысить эффективность строительства скважин.*

**Ключевые слова:** циркуляционная система, буровой раствор, функции оборудования, классификационные признаки.

### JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF THE CIRCULATION SYSTEM

**Shitikov A. S., Gavrilova L. A.**

*The purpose of the study is to find ways to improve the cleaning equipment of the drilling rig to improve the quality of drilling mud cleaning. The paper considers the design of the circulation system by functional and structural features. The justification of the parameters of the circulation system for specific operating conditions is based on the relationship of technological operations and the functionality of the equipment, which can significantly increase the efficiency of well construction.*

**Keywords:** circulation system, drilling mud, equipment functions, classification features.

В процессе углубления скважины в буровой раствор попадают буровой шлам (забойный и обвальный), пластовый флюид жидкий (нефть, вода, конденсат) или газообразный (углеводородный газ, в том числе кислый), которые должны быть своевременно удалены. Наличие в растворе бурового шлама оказывает негативное влияние на его технологические свойства и приводит к ухудшению технико-экономических показателей бурения. В связи с этим очистке бурового раствора от твердых, жидких и газообразных примесей уделяют особое внимание.

Поэтому бурение нефтяных и газовых скважин без применения систем очистки бурового раствора невозможно. Чем качественнее очистка, тем надёжнее работает оборудование буровой установки - буровые насосы и породоразрушающий инструмент, и, соответственно, выше технико-экономические показатели бурения.

В зависимости от горно-геологических особенностей разреза и планируемой технологии строительства скважины в качестве бурового раствора могут использоваться: техническая вода; глинистый буровой раствор на водной основе; буровой раствор на нефтяной основе; буровой раствор полимерглинистый с малым содержанием глинистой фазы; буровой раствор неутяжеленный азрированный; углеводородные жидкости.

Наибольшее распространение в нашей стране получила технология строительства глубоких скважин на нефть и газ с промывкой глинистыми

(утяжеленными, неутяжеленными), а также полимерглинистыми, буровыми растворами на водной основе.

Выбор рациональных параметров очистного оборудования буровой установки, операндом взаимодействия которого выступает буровой раствор, представляет актуальную задачу.

Для решения поставленной задачи рассмотрена циркуляционная система, которая является важнейшим компонентом в работе с буровым раствором [1, 2].

**Циркуляционная система (ЦС)** выполняет следующие функции: приготовление бурового раствора; подвод бурового раствора от устья скважины к приемным емкостям; очистка бурового раствора от примесей выбуренной породы и его дегазация; обработка циркуляционной системой бурового раствора химическим путем; подача раствора к буровым насосам и к доливной емкости; создание условий для его хранения.

Наземная часть циркуляционной системы (рис. 1) подразделяется на 2 подсистемы:

- подсистема **подачи бурового раствора**, предусматривающая процессы нагнетания и регулирования;
- подсистема **обработки раствора**, предусматривающая процессы приготовления, очистки, регенерации и регулирования свойств раствора.



Рис. 1. Схема стандартной циркуляционной системы:

1 - трубопровод для долива, 2 - трубопровод для стока раствора, 3 - блок очистки, 4 - приемный блок циркуляционной системы, 5 - шкаф управления электрооборудованием.

Подсистему подачи бурового раствора составляют: буровые насосы; подпорные центробежные насосы; приемная емкость; обвязка насосных линий.

Подсистема обработки раствора работает в следующем функциональном порядке:

- создание основы бурового раствора в виде различных нефтехимических форм (суспензия, смесь, эмульсия);
- утяжеление бурового раствора;

- регулирование свойств раствора при помощи химических реагентов, с последующей стабилизацией и контролем свойств раствора;
- удаление примесей выбуренных пород и посторонних газов из раствора.

В последнее время со стороны буровых предприятий значительно повысились требования:

- к технологическим возможностям ЦС, в частности к качеству очистки бурового раствора;
- надежности очистного оборудования;
- безопасности и удобства выполнения работ;
- обслуживания и ремонта оборудования ЦС;
- соблюдения экологичности и охраны природы.

Кроме того, специфические особенности принятой в разных условиях технологии очистки и приготовления буровых растворов влияют на компоновку и конструктивные параметры оборудования ЦС.

Для улучшения условий труда буровой бригады, в особенности в северных регионах, оборудование ЦС, как правило, размещается в утеплённых укрытиях с дополнительным обогревом, освещением и вентиляцией. В состав оборудования включаются грузоподъёмные средства и устройства, облегчающие ремонт и обслуживание оборудования (смену насосных агрегатов, электродвигателей, сеток вибросит и т.п.). В целях уменьшения или исключения загрязнения окружающей среды при бурении в конструкцию ЦС входят устройства, исключающие протечки бурового раствора на землю и осуществляющие его сбор и переработку. При бурении в водоохраных зонах, когда сброс шлама с буровой установки должен быть полностью исключён, в состав ЦС должна входить специальная система шламоудаления для выгрузки отходов бурения в кузов автомобиля или в промежуточный бункер с последующим вывозом шлама для его переработки или утилизации. При необходимости по требованию природоохранных органов качество очистки бурового раствора может быть доведено практически до технической чистой воды. В этом случае в состав ЦС включается специальный блок коагуляции и флокуляции, работающий совместно с центрифугами.

Для обоснования параметров циркуляционной системы, адаптированной к конкретным условиям эксплуатации, предлагается делать акцент на взаимосвязи операций технологического процесса с функциональными возможностями оборудования [3].

Определение возможных конструкций для выполнения каждой операции позволяет найти наиболее рациональное конструктивное исполнение оборудования для конкретного технологического процесса в конкретных условиях эксплуатации. При этом параметры технологического про-

цесса являются определяющими для формирования конструктивных параметров оборудования.

Для формирования конкретной компоновки ЦС использована классификация по функциональным и конструктивным признакам. Функциональные признаки, описанные ранее, могут присутствовать полностью или частично.

Руководствуясь функциональными признаками, всё оборудование ЦС традиционно разделяется на несколько блоков:

- блоки грубой и тонкой очистки;
- блок или блоки приготовления бурового раствора;
- блоки хранения раствора;
- система долива раствора в скважину;
- система удаления шлама.

По конструктивным признакам, независимо от типа буровой установки, ЦС могут различаться по способу транспортирования на крупноблочные, блочно-модульные и блочные. Отличаются ЦС и по монтажеспособности у заказчика. Блочно-модульные ЦС повышенной заводской готовности проходят на заводе-изготовителе полную сборку с разводкой всех технологических трубопроводов и электрических коммуникаций с последующей стыковкой на быстро-разъёмных соединениях, что даёт значительную экономию времени при первичном и повторном монтажах на месте бурения.

После составления компоновочной схемы ЦС обязательно проводится её гидравлический расчет [4] для определения и уточнения конструктивных параметров входящего в ЦС оборудования.

Возможность обоснованного формирования оборудования, его конструктивных и технологических параметров позволит значительно повысить качество строительства нефтяных и газовых скважин в конкретных условиях эксплуатации.

### **Список литературы**

1. Гусман А.М., Порожский К.П. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. - Екатеринбург: УГГГА, 2002.
2. ЗАО «Буровое Нефтепромысловое Оборудование» 2016.
3. 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.
4. Методическая разработка по гидравлическому расчету промывки скважины при бурении с применением ЭВМ/ Сост. В. М. Вязельщиков, И. Г. Минакова. — Куйбышев: КПТИ, 1981.

УДК 622.276.054.22

## ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ И КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДОВ УСТАНОВОК ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ

Н.Н. Софьина, Д.И. Шишлянников, А.А. Иванченко, С.А. Фролов  
Пермский национальный исследовательский политехнический университет

*Рассмотрены особенности эксплуатации нефтяных скважин с использованием штанговых насосных установок. Обоснована актуальность разработки и внедрения автоматизированных программно-регистрирующих систем контроля параметров работы и диагностирования насосных установок нефтяных промыслов. Доказана перспективность применения способа приборного контроля параметров работы и оценки технического состояния ШСНУ на основе анализа величины и характера изменения нагрузок приводных электродвигателей, определяемых посредством регистрации мгновенных значений потребляемых мощностей. Рассмотрена конструкция и принцип действия программно-регистрирующего комплекса «АКД-СК» производства ООО «НПП «РОС» (г. Пермь). Изложены основные положения методики анализа ваттметрограмм приводных двигателей ШСНУ, описан характер проявления основных дефектов погружных насосов и балансирных станков качалок.*

**Ключевые слова:** штанговая скважинная насосная установка, ваттметрографирование, программно-регистрирующий комплекс «АКД-СК», диагностирование, балансировка, аварийные отказы.

## INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE PROCESS DESTRUCTION OF MOUNTAINS BY THE COMBINED EXECUTIVE BODY

N.N. Sof'ina, D.I. Shishlyannikov, A.A. Ivanchenko, S.A. Frolov

*The article discusses the features of the operation of oil wells using sucker rod pump units. The relevance of the development and implementation of automated software-recording systems for monitoring the parameters of work and diagnosing pumping units of oil fields is substantiated. The prospects of applying the method of instrument control of operation parameters and assessing the technical condition of sucker-rod pumping units based on the analysis of the magnitude and nature of changes in the loads of drive motors, determined by recording instantaneous values of power consumption, have been proved. The design and operation principle of the AKD-SK software-registering complex manufactured by LLC NPP ROS (Perm) are considered. The main provisions of the methodology for analyzing wattmetrograms of drive motors for sucker rod pumping units are described, the nature of the manifestation of the main defects of submersible pumps and rocking balancing machines is described.*

**Keywords:** sucker-rod pumping unit, wattmetrography, AKD-SK software-recording complex, diagnostics, balancing, emergency failures.

Для предприятий нефтяной отрасли России актуальными остаются задачи обеспечения надежной и эффективной работы промыслового оборудования, снижения затрат на его эксплуатацию, обслуживание и ремонт. Недостаточная точность оценки нагруженности узлов и деталей насосных установок, сложность и трудоёмкость диагностирования обуславливает возникновение аварийных отказов, устранение которых сопровождается длительными простоями оборудования. Комплексное решение задач повышения эффективности использования нефтепромысловых машин возможно посредством разработки и внедрения автоматизированных систем контроля нагруженности и оценки их технического состояния. В комплект

таких систем должны входить методики анализа регистрируемых данных, научно-обоснованные диагностические параметры, алгоритмы предотвращения аварийных ситуаций, оповещения о недопустимом развитии событий с выдачей необходимых технических рекомендаций [1].

Сотрудниками ООО НПП «РОС» (г. Пермь) разработан и серийно производится программно-регистрирующий комплекс «АКД-СК», предназначенный для непрерывного мониторинга станков-качалок по электрическим параметрам. Комплекс применяется для регистрации ваттметрограмм на работающем оборудовании без предварительного отключения, что позволяет осуществлять диагностирование и контролировать уравновешенность СК, а также передавать полученные результаты в операторскую сеть нефтепромысла. В состав оборудования комплекса «АКД-СК» (рис. 1) входят контроллер с блоком световой индикации, датчик мощности, коммутационный блок и отметчик магнитного типа (на рисунке не показан). Комплекс монтируется непосредственно в станцию управления СК, имеет внешний выходной разъем для подключения в операторскую сеть нефтепромысла и дополнительную опцию беспроводной передачи данных от контроллера в сеть, ноутбук или планшет [2].



Рис. 1. Комплекс «АКД-СК»:

*а* – общий вид; *б* – установка комплекса в станции управления ШСНУ;

*1* – станция управления ШСНУ; *2* – блок коммутации и настройки «ЗСК»; *3* – датчик контроля мощности; *4* – контроллер

Полученные данные сохраняются в энергонезависимой памяти контроллера и по запросу передаются в операторскую сеть промысла. Визуализация и обработка ваттметрограмм (рис. 2) осуществляется с использованием специализированного программного обеспечения, установленного на персональных компьютерах (и/или ноутбуках).

Ваттметрограмма полностью уравновешенного и исправного СК (рис. 2, *а*) имеет два полупериода с выраженными пиками на каждый полный ход штока скважинного насоса (пиковые значения соответствуют горизонтальным положениям кривошипа). Согласно установленным нормативам, разница величин максимальных значений мощности, потребляемых при-



водным двигателем СК при опускании и подъеме штока скважинного насоса, не должна превышать 10 %. Недостаточная величина противомомента, создаваемого кривошипными грузами при опускании колонны штанг скважинного насоса при неуравновешенном СК (рис. 2, б), обуславливает переход приводного двигателя в генераторный режим работы, а рабочий ход штока насоса сопровождается повышенными нагрузками на редуктор и двигатель СК. Следствием указанных процессов является увеличение удельных энергозатрат на подъем пластовой жидкости, высокая динамика и превышение нормативных значений нагрузок на элементы СК.

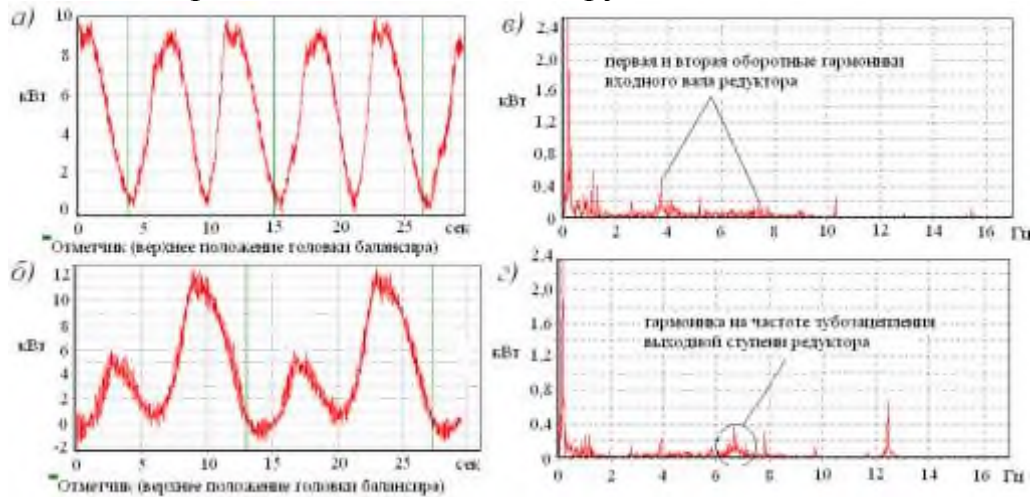


Рис. 2. Ваттметрограммы (а, б) и их спектры (в, з):

а – ваттметрограмма уравновешенного СК; б – ваттметрограмма неуравновешенного СК; в – спектр ваттметрограммы при наличии дефекта входного вала редуктора СК; з – спектр ваттметрограммы

при наличии дефекта шестерни выходной ступени редуктора

Спектральный анализ сигналов активных мощностей (см. рис. 2, в, з), полученных посредством измерительного программно-регистрирующего комплекса «АКД-СК», позволяет выявить частотные составляющие от 0 до 25 Гц, характеризующие колебания кинематической цепи «скважинный насос – станок-качалка – редуктор – приводной двигатель». Дефекты рабочих узлов и механических передач ШСНУ обуславливают возникновение переменных нагрузок, что вызывает появление новых спектральных составляющих. Периодическое измерение величин в спектре мощности, характеризующих конкретные дефекты в приводном электродвигателе и механической трансмиссии, позволяет наиболее просто осуществлять оценку технического состояния ШСНУ и осуществлять ремонтные воздействия, направленные на предупреждение аварийных отказов.

Посредством спектрального анализа записей потребляемых мощностей в асинхронных электродвигателях могут быть обнаружены дефекты электрической части ротора, включая обрывы обмотки ротора и замыкания пластин активного сердечника; электрической части статора, включая обрывы и электрическую несимметрию силовой обмотки, замыкания пластин активного сердечника; дефекты подшипников, приводящие к флуктуациям формы воздушного зазора. По характеру изменения спектра сигнала по-

требляемой мощности могут быть диагностированы неисправности зубчатых зацеплений, посадки шестерён на вал, перекосы ведомых валов и их опор вращения, дефекты клиноременных передач.

Одним из недостатков оценки состояния ШСНУ по потребляемой мощности относится трудность выявления ряда дефектов в начальной стадии развития. В первую очередь, неисправности подшипников качения, проворачивание, износ и разрушение пальцев кривошипов. Зарождение и развитие данных дефектов сопровождаются изменением спектров диагностических сигналов в более высоком частотном диапазоне [3].

Таким образом, непрерывная регистрация сигналов активных мощностей, потребляемых приводными электродвигателями ШСНУ, позволяет наиболее просто и достоверно осуществлять контроль нагруженности узлов насосной установки, качественно выполнять балансировку СК, что обуславливает уменьшение удельных энергозатрат на подъем пластовой жидкости и снижение динамических нагрузок на детали ШСНУ. Анализ актуальной информации о величине и характере изменения нагруженности приводных электродвигателей СК позволяет выполнять оценку технического состояния, полного и остаточного ресурса элементов ШСНУ.

### Список литературы

1. Асонов, С.А. Информационно-диагностические средства объективного контроля как инструмент повышения эффективности эксплуатации добычных горных машин / С.А. Асонов, В.В. Габов, С.Л. Иванов, М.Г. Трифанов, Н.В. Чекмасов, Д.И. Шишлянников // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2015. – №14. – С. 62–71.
2. Паспорт «Стационарный программно-аппаратный комплекс АКД-СК». – Пермь.: НПП «РОС». – 13 с.
3. Барков, А.В. Методика диагностирования механизмов с электроприводом по потребляемому току / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.А. Борисов. – СПб.: Севзапучцентр, 2012. – 68 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 622.7

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОВИХРЕВОЙ КЛАССИФИКАЦИИ КОМПОЗИЦИОННЫХ МИКРОЧАСТИЦ

Арсланов А.А., студ., Бельских А.М., студ., Пешкова И.Д., студ.,  
Макаров В.Н., проф. д.т.н., Шахтарин Н.Н., студ.  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Получены уравнения средних значений критериев Эйлера и Рейнольдса, времени релаксации капля жидкости с интегрированными в них наночастицами в зависимости от их медианного размера в процессе гидровихревой классификации. Проведённые испытания подтвердили возможность классификации тонкодисперсных отходов металлургического производства в диапазоне медианных размеров  $(0,5 - 5) \cdot 10^6$  м по фракциям с дисперсией не более 20 %.*

**Ключевые слова:** утилизация, классификация, критерии Рейнольдса и Эйлера, гидрофобность, медианный размер, дисперсия, классификатор Вентури, силы инерции.

## MATHEMATICAL MODEL OF HYDRO-VORTEX CLASSIFICATION OF COMPOSITE MICROPARTICLES

Arslanov A. A., Belskikh A.M., Peshkova I. D., Makarov V.N., Schahtarin N.N.

*The equations of the mean values of the Euler and Reynolds criteria and the relaxation time of liquid droplets with nanoparticles integrated in them are obtained, depending on their median size in the hydro-vortex classification process. The tests carried out confirmed the possibility of classifying fine-dispersed metallurgical waste in the range of median sizes  $(0.5-5) \times 10^{-6}$  m by fractions with a dispersion of no more than 20 %.*

**Keywords:** utilization, classification, Reynolds and Euler criteria, hydrophobicity, median size, dispersion, Venturi classifier, inertia forces.

Гидровихревая инерционная классификация – процесс выделения частиц заданного медианного размера и дисперсии из отходов, находящихся в состоянии «кипящего слоя» путем формирования траекторий их движения к приемному бункеру под действием инерционных сил неустановившегося процесса гидровихревого взаимодействия с вращающимися каплями жидкости за период менее времени релаксации.

На базе известной модели кинетической гетерокоагуляции, частицы пыли каплей жидкости при  $\omega_{ж} = 0$  в статье [1] предложена графоаналитическая модель гидровихревой ортокинетической гетерокоагуляции.

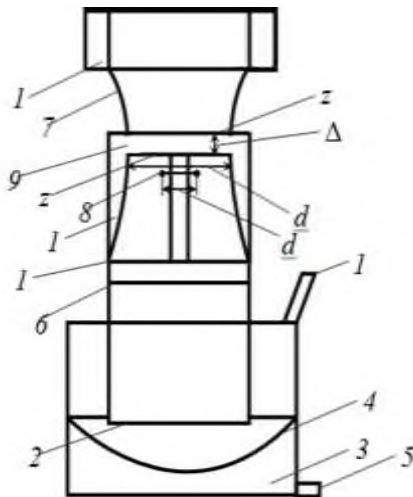
Полученные в статье [2] уравнения использованы для расчета коэффициента вариаций медианного диаметра в виде:

$$K_{\omega}^d = 48 \frac{\delta_{ж-г}}{(\rho_{ч} - \rho_{г})V_{ж}^2} \cdot K_{\omega}^2 \cos \theta \left( \omega_{ж}^3 - K_{\omega}^2 \cdot \omega_{ж}^7 \right) - K_{\omega} \cdot \sin \theta \cdot \omega_{ж}, \quad (1)$$

где  $d_{ч \min}$  – минимальный диаметр поглощаемой твердой частицы в условиях классической коагуляции при  $\omega_{ж} = 0$ , м;  $\rho_{ч}$ ,  $\rho_{г}$  – плотность частицы и газа соответственно, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{ж}$ ,  $V_{г} = V_{ч}$  – скорость капли жидкости и скорость газа, равная скорости частицы, м/с;  $\delta_{ж-г}$  – коэффициент поверхностного натяжения на границе раздела двух сред «жидкость-газ», Дж/м<sup>2</sup>;  $\theta$  – крае-

вой угол смачивания на границе «жидкость-газ», рад;  $K_{\omega} = \frac{\pi \rho_{ж} d_{ч}^3 \min \sin^4 \theta}{8 \delta_{ж-г} \cos \theta}$ ;  
 $\rho_{ж}$  – плотность капли жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Из уравнения (1) следует, что угловая скорость вращения капель жидкости может быть эффективным управляющим параметром в процессе гидровихревой классификации гидрофобных частиц отходов. Отличительной особенностью гидровихревой классификации является ее высокая чувствительность к дисперсии медианного размера микрочастиц, т. к. разделение их основано на гидровихревой коагуляции, при том, что размер капель жидкости существенно больше поглощаемых ими микрочастиц.



Для утилизации микрочастиц техногенных отходов предложен гидровихревой классификатор Вентури (рис. 1).

Конструктивно гидровихревой классификатор Вентури включает в себя пневмотранспортный трубопровод для вертикального перемещения частиц сыпучих материалов и устройство для гидровихревого разделения частиц по фракциям за счет инерционной гетерокоагуляции их вращающимися каплями жидкости, состоящая из трубы Вентури по оси которой в критическом сечении установлен аэратор с вихревыми форсунками, а по периметру установлен приемный кольцевой бункер.

Кинетическая энергия и скорость вращения капель жидкости, обеспечивают гарантированную коагуляцию частиц отходов с заданным минимальным диаметром.

Для построения системы уравнений движения введем понятия аэродинамического диаметра и плотности микрочастиц и представим:

$$d_{\Sigma} = \frac{6 \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi}{6} (d_{ж}^3 + d_{ч}^3)}}{\pi}; \quad \rho_{\Sigma} = \frac{d_{ж}^3 \cdot \rho_{ж} + d_{ч}^3 \cdot \rho_{ч}}{d_{ж}^3 + d_{ч}^3}. \quad (2)$$

где  $d_{ж}$  – диаметр капли жидкости, м;  $d_{ч}$  – диаметр микрочастицы, м.

Уравнение движения  $i$ -частицы при ее полном поглощении каплей жидкости в проекции на ось  $Or$ , в плоскости расположения гидровихревой форсунки аэратора, в соответствии с классическим уравнением Ньютона, с учётом запишем в виде [3]:

$$m_i \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = F_{ri}, \quad (3)$$

где  $F_{ri} = k_i \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2 \rho_{\Gamma} \cdot V_{\Sigma i}^2$  – сила сопротивления движению частицы отходов в гидровихревой классификаторе;  $k_i$  – коэффициент сопротивления  $i$ -й частицы;  $d_{\Sigma i}$  – диаметр  $i$ -й частицы, м;  $\rho_{\Gamma}$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{\Sigma i}$  – скорость  $i$ -й частицы, м/с.

Уравнение движения  $i$ -й частицы в проекции на ось  $Oz$  имеет вид:

$$m_i \frac{\partial V_{zi}}{\partial t} = -F_{Ai} - F_{Ci} + F_{Di}, \quad (4)$$

где:  $F_{Ai}$  – сила Архимеда, направленная вниз, действующая на  $i$ -ю частицу, являющаяся аналогом силы тяжести,  $F_{Ai} = \frac{1}{6} \pi d_{\Sigma i}^3 (\rho_{\Sigma i} - \rho_{\Gamma}) g$ ;  $F_{Ci}$  – сила сопротивления Стокса, обусловленная вязкостью воздуха и физическими свойствами компонентов исходного сырья,  $F_{Ci} = \frac{\varphi}{2} \mu_{\Gamma} \pi d_{\Sigma i} V_{zi}$ ;  $F_{Di}$  – сила давления сжатого газа, создающего кипящий слой,  $F_{Di} = C_c \rho_{\Gamma} V_{\Gamma i}^2 \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2$ ;  $C_c$  – коэффициент силы давления сжатого газа, создающего кипящий слой действующей на  $i$ -ю частицу;  $V_{\Gamma}$ ,  $V_{zi}$  – скорость сжатого газа, создающего кипящий слой и вертикальная составляющая скорости  $i$ -ю частицы м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\varphi_i$  – коэффициент формы частицы в законе Стокса;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости газа, кг/мс. Таким образом, уравнение вертикального перемещения в проекции на ось  $Oz$   $i$ -й частицы отходов может быть представлено в виде:

$$V_{zi} = \frac{\frac{1}{2} C_c \rho_{\Gamma} V_{\Gamma i}^2 d_{\Sigma i} - \frac{1}{3} d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_{\Gamma}) g}{\varphi \cdot \mu_{\Gamma}}. \quad (5)$$

Уравнение гидродинамически неустановившегося режима инерционного движения микрочастиц (3) однородно с уравнением Буссинеска, определяющим время релаксации  $\tau_{\chi i}$  и связывающим его с коэффициентом сопротивления  $k_i$  [4]:

$$\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = \frac{V_{ri}}{\tau_{\chi i}}, \quad (6)$$

где:  $\tau_{\chi i} = \tau_{\Sigma i} = k_i \frac{2 + 3\bar{\mu}}{3 + 3\bar{\mu}} \cdot \frac{d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_{\Gamma})}{18\mu_{\Gamma}}$ ;  $\bar{\mu} = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\Gamma}}$ .

Уравнение для расчета времени релаксации  $\tau_{\Sigma i}$  может быть получена по аналогии со статьей [1] с учетом теории подобия [5]:

$$\tau_{\Sigma sp i} = 4 d_{\Sigma i}^2 \frac{(\rho_{\Sigma i} - \rho_{\Gamma}) \left(1 + 0,07 \text{Re}_{0i}^{0,687}\right) (3 + 3\bar{\mu})}{\text{Re}_{0i} \cdot (2 + 3\bar{\mu}) \mu_{\Gamma}}. \quad (7)$$

Результаты экспериментальных исследований гидровихревого классификатора, проведенного в «СМК-ТЕСТ», подтвердили достаточную для инженерных расчетов сходимость с предложенной математической моделью.

## Выводы:

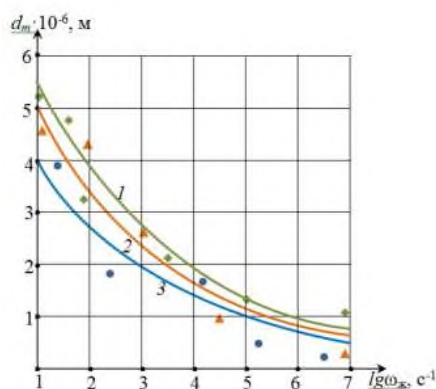


Рис. 2. Зависимость медианного диаметра смачивания частиц отходов от угловой скорости вращения капель жидкости при гидровихревой классификации:

1. Гидровихревая гетерокоагуляция является эффективным способом классификации гидрофобных тонкодисперсных отходов.

2. Гидровихревая классификация позволяет сепарировать микрочастицы отходов в диапазоне от  $0,5 - 5 \cdot 10^{-6}$  м с дисперсией медианных размеров не более 20 %.

3. Геометрические параметры гидровихревого классификатора определяются потребной производительностью

и энергетическими характеристиками его аэратора.

## Список литературы

1. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24 № 5. С. 13–20.
2. Макаров В.Н., Косарев Н.П., Макаров Н.В., Угольников А.В., Лифанов А.В. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело № 2, Т. 18, 2018. С. 178–189.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
4. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. – 2007. – № 10. – С. 1–24.
5. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. Учебник для вузов. 4-е изд. – М.: Либроком, – 2014. – 439 с.

УДК 622.23.05

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОВИХРЕВОГО БУСТЕРНОГО УСТРОЙСТВА

Арсланов А.А., студ., Бельских А.М., студ., Пешкова И.Д., студ.,  
Старцев А.А., студ., Угольников А.В., зав. каф., к.т.н.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Устройство предназначено для подъёма транспортирующей среды с присутствием кусковых материалов. Приведены расчётные формулы для определения зависимости скорости движения трёхфазной среды в пульпопроводе с турбо вихревым движением пульпы, а также для определения дополнительного объёма воздуха, подаваемого через бустерное устройство в пульпопровод.*

**Ключевые слова:** *подъем сыпучих и жидких сред, бустерное устройство, двух- и трёхфазный поток, пульп подъёмное устройство.*

## MATHEMATICAL MODEL OF A HYDRO-VORTEX BOOSTER DEVICE

Arslanov A. A., Belskikh A.M., Peshkova I. D., Startsev A.A, Ugolnikov A.V.

*The device is designed to lift the conveying medium with the presence of lumpy materials. Calculation formulas are given for determining the dependence of the velocity of the three-phase medium in the pulp pipeline with turbocharged pulp movement, as well as for determining the additional volume of air supplied through the booster device to the pulp pipeline.*

**Keywords:** *lifting of bulk and liquid media, booster device, two- and three-phase flow, slurry lifting device.*

В статье приведены формулы для расчёта характеристик бустерного устройства. Настройки подъёмного устройства позволят повысить устойчивость режима и производительности его работы, сократить расход энергозатрат. Подъёмное устройство (рис. 1) содержит [1, 2] смешительную камеру 1, в стенке 2 которой выполнены два кольцевых ряда 3 и 4.

Сжатый воздух поступает через отверстия 10 фланца 15 в щелевой круговой зазор 9 секции 7. В круговом зазоре 9 сжатый воздух проходит в смешительную камеру 1 через сквозные отверстия 5 и сквозную поперечную щель 6 стенки 2. Подача сжатого воздуха через отверстия 5 кольцевого ряда 4 приобретает поступательное движение, образуя кольцо высокого давления на движущийся двухфазный транспортный поток.

Настройка подъёмного устройства на повышение устойчивости режима и производительности обеспечивается изменением сквозной щели 6 путём сдвигания подвижного патрубка 13 по вертикали вдоль стенки 2 смешительной камеры 1, например, с помощью резьбового соединения 14. Использование регулируемой сквозной щели 6 в стенке смешительной камеры 1 позволяет регулировать в ней сплошной кольцевой силовой поток в зависимости от пропускной способности подъёмного устройства. Сетка 17 предназначена для улавливания загрязнённого сжато-



го воздуха, например масла и других примесей, и может быть выполнена из стеклоткани, пористых тканей или пористой газопроницаемой фильтровальной сетки (сетка СД56-12Х18Н9Т по ГОСТ3187-76 - сетка саржевого переплетения двухсторонняя № 56 из проволоки 12Х18Н9Т). Сетка для защиты отверстий апробирована на предприятиях России.

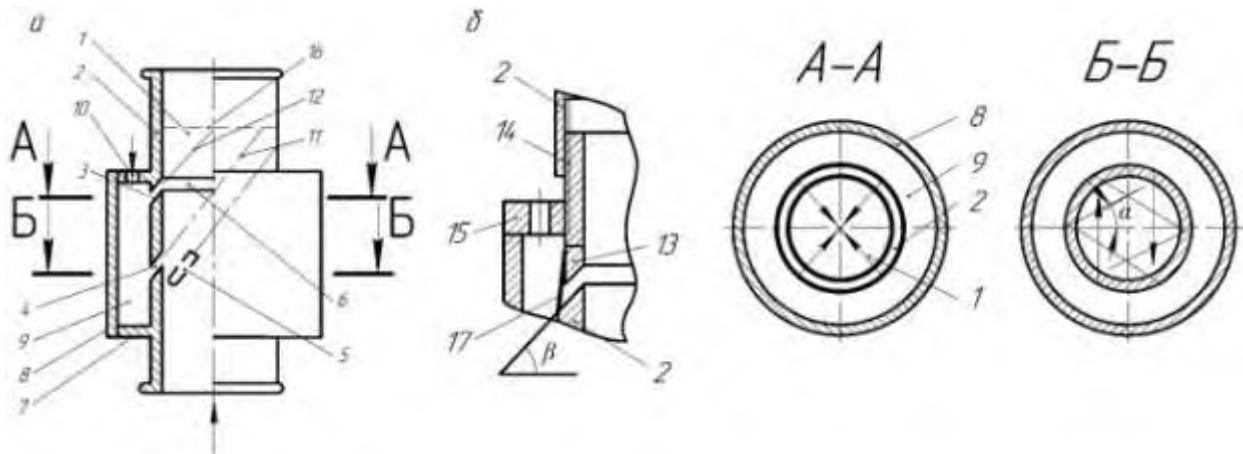


Рис. 1. Схема подъёмного устройства:

а - общий вид устройства; б - узел резьбового крепления кольцевого патрубка;

1 - смесительная камера; 2 - стенка смесительной камеры; 3 - кольцевой ряд сквозной поперечной щели 6; 4 - кольцевой ряд сквозных отверстий 5; 7 - секция цилиндра; 8 - стенка цилиндра; 9 - круговой зазор; 10 - отверстие; 11 - ось сквозного отверстия; 12 - наклон по потоку движения среды; 13 - патрубок; 14 - резьбовое соединение; 15 - съёмный фланец; 16 - поперечное сечение; 17 - сетка для улавливания загрязнённого сжатого воздуха

В процессе исследований и использования в эксплуатации предлагаемого решения диаметр сквозных отверстий 5 можно определить по формуле:

$$d_k = 21.84 \sqrt{\frac{l_k \cdot v_B \cdot P_{аб}}{KT_{аб}}},$$

где  $d_k$  – диаметр отверстий, м;  $l_k$  – длина канала отверстий, м;  $v_B$  – скорость движения сжатого воздуха, м/с;  $P_{аб}$  – абсолютное давление сжатого воздуха, МПа;  $R$  – универсальная газовая постоянная для воздуха,  $R = 287$  Дж/(кг·К);  $T_{аб}$  – абсолютная температура воздуха, К.

Ширину сквозной поперечной щели  $h_{щ}$  можно определить по зависимости:

$$h_{щ} = \frac{0,25 d_{2в}}{d_n}$$

где  $d_{в}$  – внутренний диаметр смесительной камеры 1, м;  $d_n$  – диаметр наружной стенки смесительной камеры, м.

Использование регулируемого сквозного щелевого отверстия 6 в транспортных трубопроводах позволило создать сплошной кольцевой силовой поток в вертикальных транспортных потоках сыпучих и жидких сред. Поток способен передать как сыпучие материалы (песок, гравий, щебень и др.), так и жидкие среды с крупными включениями.

Транспортирующая среда приобретает вращательное и поступательное движение; создаётся так называемый «искусственный вихрь». Этот процесс достигается за счёт расположения каналов в смесительную камеру, по меньшей мере, в два кольцевых ряда, расположенных один за другим.

Углы  $\beta$ , образованные по оси каждого канала с плоскостью поперечного сечения камеры смещения, составляют 60 - 70 град. Это обеспечивает наилучшие условия формирования «искусственного вихря» и устраняет образование локальных завихрений в потоке двухфазной среды. Углы  $\alpha$ , образованные плоскостью, проходящей через продольную ось камеры и через точку, в которой оси соответствующих каналов пересекают внешнюю поверхность смесительной камеры, составляют 29 - 31 град [3].

Скорость движения трёхфазной среды  $V_c$  в пульпопроводе турбо вихревого эрлифта определяется по формуле

$$V_c = \frac{4W_B(z) + W_{ж} + W_M}{\pi * D^2}$$

где  $W_B(z)$  – производительность пульпопровода по воздуху,  $W_B(z) = W_{bc} + k_r V_B \pi D (\sin \beta \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \beta) z$ , м<sup>3</sup>/с;  $W_{ж}$  – производительность пульпопровода по воде, м<sup>3</sup>/с;  $W_M$  – производительность пульпопровода по сыпучему материалу, м<sup>3</sup>/с;  $D$  - диаметр пульпопровода, м;  $z$  – текущая координата по оси пульпопровода, м;  $W_{bc}$  - производительность смесителя пульпопровода по воздуху, м<sup>3</sup>/с;  $\beta$ ,  $\alpha$  – углы наклона каналов подачи воздуха бустерного устройства в плоскостях параллельных и перпендикулярных оси трубопровода, град;  $k_r$  – коэффициент густоты вихревых камер каналов подачи воздуха бустерного устройства.

Из уравнения скорости движения трёхфазной среды видно, что скорость транспортирования турбо вихревого подъёма возрастает линейно за счёт снижения её плотности от подачи воздуха через бустерное устройство. Удельная гидродинамическая поверхностная сила давления, создаваемая воздухом бустерного устройства, определяется по формуле

$$P_d = \frac{\rho_B}{2} * V_B^2 * \sin^2 \beta * \cos^2 \alpha,$$

где  $\rho_B$  - плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $V_B$  - скорость воздуха в буфере, м/с.

Удельную гидродинамическую объёмную силу разрежения с учётом теоремы Остроградского-Гаусса получаем в виде

$$P_B = \pi * \rho_B * V_B^2 * \cos^2 \beta * \sin^2 \alpha.$$

С позиции гидродинамической аналогии обе последние формулы отражают снижение удельного веса трёхфазной среды за счёт распределённого действия поверхностной  $P_d$  и массовой (объёмной) силы  $P_B$  в направ-

лении, противоположном силе тяжести без увеличения его объёма. С учётом принципа действия подъёмника, вышеуказанное соответствует увеличению его потенциальной энергии.

Дополнительный объем воздуха  $\Delta W_v$ , м<sup>3</sup>/с, подаваемый через бустерное устройство в пульпопровод, может быть рассчитан по формуле

$$\Delta W_v = k_r * V_v * \pi * D * (\sin \beta \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \beta) * H,$$

где H - высота транспортирования пульпы, м.

Рациональное распределение воздуха, подаваемого в бустерное устройство, позволяет существенно повысить производительность и высоту подъёма транспортируемого материала. При фиксированном расходе воздуха увеличение его скорости на выходе из бустерного устройства в 3 раза повышает его гидравлический КПД на 12 %, высоту подъёма на 20 %, производительность не менее чем на 10 %.

### Список литературы

1. Давыдов, С. Я. Энергосберегающее оборудование пневматического транспорта вчера, сегодня, завтра: теория, расчет, исследования, производство / С. Я. Давыдов, А. Н. Семин. --- М.: Фонд «Кадровый резерв», 2016. --- 472 с.
2. Давыдов, С. Я. Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов: Исследование, разработка, производство / С. Я. Давыдов. --- Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2007. --- 317 с.
3. Гейер, В. Г. Эрлифтные установки : уч. пособие / В. Г. Гейер, Л. Н. Козыряцкий, В. С. Пашенко, Я. К. Антонов. --- Донецк: ДПИ, 1982. --- 63 с.

УДК 622.621

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Макаров В.Н. проф, к.т.н., Бельских А.М. студ., Арсланов А.А. студ.,

Пешкова И.Д. студ., Лифанов А.В. аспирант.

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

*Используемые в настоящее время аппараты воздушного охлаждения отличаются недостаточной экономической эффективностью в значительной степени обусловленной низким коэффициентом теплоотдачи. Термовихревое снижение температуры охлаждающего воздуха приводит к росту разности температур между охлаждаемым газом, стенками трубы и охлаждающим воздухом и эффективного значения критерия Рейнольдса  $Re_{эф}$ , обусловленное эффектом «Торнадо» и как результат повышения критерия его теплофизического подобия.*

**Ключевые слова:** Аппараты воздушного охлаждения, теплообменник, энергоэффективность, термодинамика.

### MATHEMATICAL MODELING OF THE AIR COOLING DEVICES

Makarov V. N., Belskikh A.M., Arslanov A. A., Peshkova I. D., Lifanov A.V.

*Currently used air-cooled devices are characterized by scarce economic efficiency, largely caused by the low heat transfer coefficient. Thermovortex decrease in the temperature of the cooling air leads to an increase of the temperature difference between the cooled gas, the tube walls and the cooling air, and the effective value of the Reynolds number  $Re_{эф}$ , caused by the “Tornado” effect, and, as a consequence, to an increase in its criterion of thermophysical similarity.*

**Keywords:** Air cooling devices, heat exchanger, energy efficiency, thermodynamics.

Используемые в настоящее время теплообменники воздушного охлаждения (ТВО) аппаратов воздушного охлаждения (АВО) оребренные трубы отличаются недостаточным коэффициентом теплоотдачи, не превышающим 90 (Вт/м<sup>2</sup>.К). По этой причине общая площадь теплообменных поверхностей только в нефтегазовой и химической отраслях превышает 4 млн м<sup>2</sup>, при этом на охлаждение газов и жидкостей ежегодно расходуется свыше 12 млрд кВт.ч электроэнергии.

Указанное приводит к низкой эффективности АВО, вследствие чего до 15% газа расходуется на его транспортирование, что существенно снижает конкурентоспособность газотранспортной системы РФ

Протяженность магистральных газопроводов ПАО «Газпром» составляет более 170 тысяч километров, на которых эксплуатируются свыше 35 000 АВО.

Эксплуатация АВО с низкой теплоотдачей требует дополнительных затрат на электроэнергию и обслуживание, что приводит к снижению эффективности газоперекачивающих станций, ухудшая структуру внутреннего валового продукта РФ более чем на 2%

Таким образом, задача повышения эффективности ТВО, являющегося одним из основных энергоёмких элементов АВО за счёт совершенствования механизма теплоотдачи, снижения температуры газа, совмещения досто-

инств штыревого, лепесткового и дискового оребрений, и как результат затрат на его транспортирование актуально, позволяет повысить конкурентно способность предприятий нефтегазового комплекса РФ.

В основе идеи повышения эффективности теплоотдачи ТВО лежит использования устойчивого турбулентного вихревого движения охлаждающего воздуха в форме «Вихревой дорожки Кармана», создаваемого посредством лепестковых охлаждающих элементов оребрения пучка труб, выполненных в форме спирали Архимеда типа "Спиралевидных турбулизаторов", закрепленных на теплообменных трубах, которое смогло бы сформировать устойчивую систему вихрей, взаимодействующую эту систему с трубами ТВО и создающих эффект «Торнадо»

Повышение теплоотдачи ТВО решается путем закручивания охлаждающего воздуха спиралевидными элементами лепестков, что приводит к существенному снижению статического давления охлаждающего воздуха за счет его интенсивной закрутки и увеличению времени его контакта охлаждающего воздуха с пучком оребренных труб. "Спиралевидный вихревой турбулизатор" как основной элемент эффективного охлаждения газа в ТВО, выполнен в форме лепестков пространственной спирали Архимеда. Исследования механизма взаимодействия устойчивой «Вихревой дорожки Кармана» в спиралевидном вихревом турбулизаторе подтверждают существенное снижение статического давления за счет интенсивного вихревого движения, что приводит к существенному снижению температуры охлаждающего воздуха, в соответствии с теорией Клайперона.

На рисунке 1 приведен элемент одноходового многорядного пучка труб, в котором оребрение выполнено вложенными друг в друга желобами – 1, скрепленными с трубой – 2, и между собой средними частями оснований – 3 с боковыми образующими в виде лепестков с образованием равномерно распложенных стержней, выполненных в форме пространственной спирали Архимеда – 4, выполняющих роль Спиралевидного вихревого турбулизатора.

Газ в трубах многорядного одноходового трубного пучка ТВО охлаждают за счёт подачи воздуха в межтрубное пространство с формированием зигзагообразного характера движения с интенсивной турбулентностью, закручивают относительно осей, радиальных по отношению к трубам в устойчивое вращательное движение, за счет наружного оребрения выполненного в форме пространственной спирали Архимеда.

Применение данного способа охлаждения газа АВО на базе технических решений, учитывающих специфику конструкции и условий их эксплуатации, позволяет поднять на качественно новый уровень термодинамическую эффективность АВО, за счёт снижения температуры с помощью закрутки воздуха, статического давления и увеличения времени контакта с пучком оребренных труб (рис. 1).

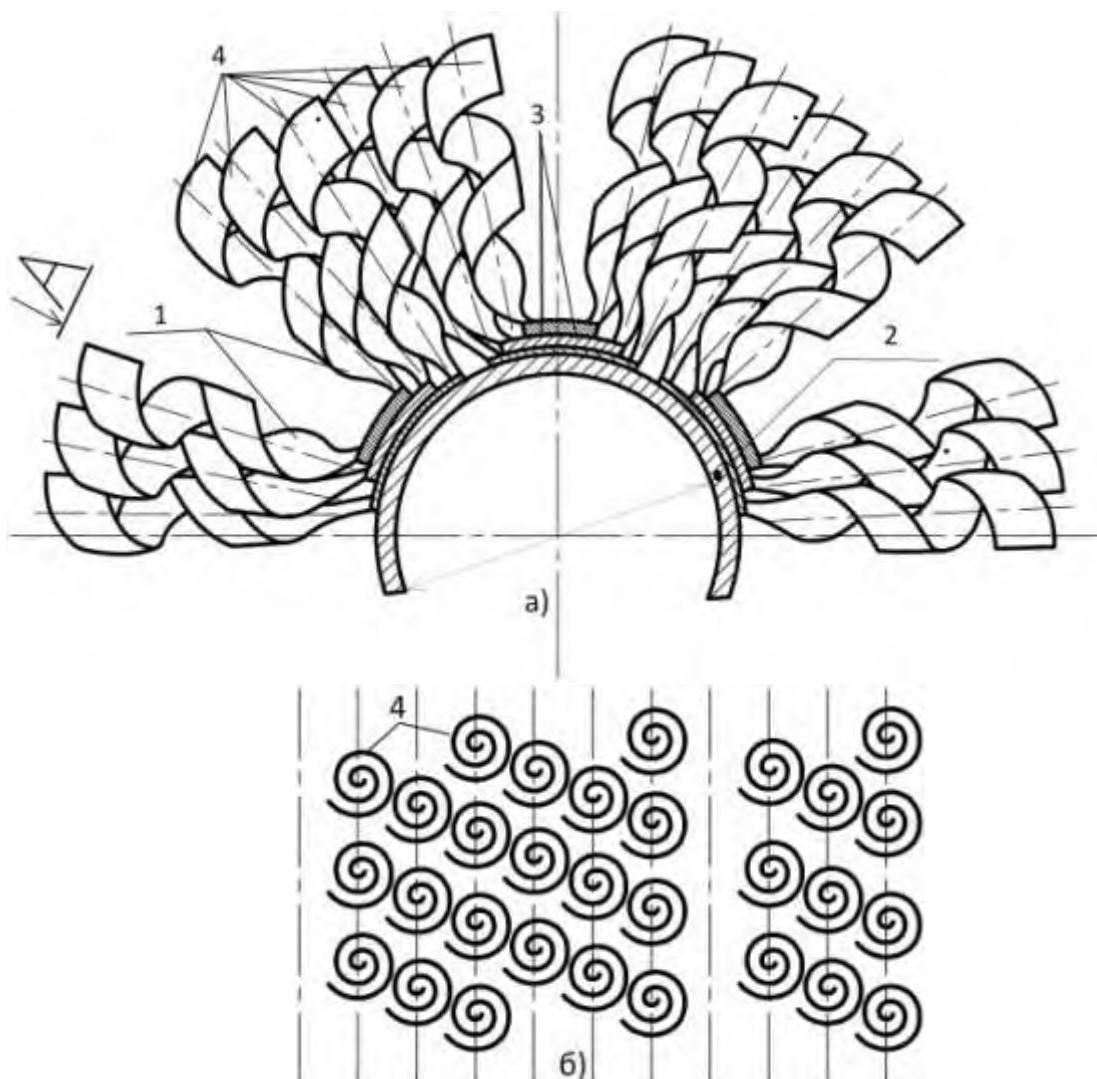


Рис.1. Схема лепесткового оребрения трубы ТВО с термо вихревым спиралевидным турбулизатором теплообмена.  
а) вид по осям трубам, б) вид перпендикулярно оси трубы

### *Выводы:*

На базе гипотезы о доминанте влияния скорости циркуляционного потока в спиралевидном вихревом турбулизаторе на снижение температуры охлаждающего воздуха предложена математическая модель термовихревого теплообмена в АВО.

### **Список литературы**

1. Зысин Л. В., Калютик А. А. Теплообменное оборудование: Учеб. пособие. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 230 с.
2. Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design // 2020. P. 205-212, ISBN 978-1-138-60186-4
3. А.А. Сидягин, В.М. Косырев. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения: учеб. пособие для студентов вузов. - Н. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2009 – 150 с.

4. Dawid Taler, Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers// Part of the [Studies in Systems, Decision and Control](#) book series (SSDC, volume 161 – 2020. P.45-70, ISBN978-3-319-91128-1
5. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Волежанин И. А., Угольников А.В. Аддитивная математическая модель аэродинамики энергетического регулятора шахтных радиальных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2018. – №5. С. 171-177.
6. M. Petrik, L.G. Szepesi & K. Jarmai. Heat transfer analysis for finned tube heat exchangers // Solutions for Sustainable Development. – 2020. P. 57-63, ISBN 978-0-367-42425-1
7. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Лифанов А.В., Угольников А.В., Таугер В.М. Модификация вихревой теории круговых решеток турбомашин. – ГИАБ. – 2019. – №10. С. 206-214. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-09-0-184-194
8. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Плотников Н.С., Потапов В.В. Математическое моделирование вихревого гидрообеспыливания на горно-обогатительных предприятиях. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2018. – №4. С. 210-217.
9. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
10. Bautin S.G., Krutova I.Y., Obukhov A.G. Twisting of a fire vortex subject to gravity and coriolis forces // High temperature. –2015. – Vol. 53, № 6. – P. 928-930. DOI: 10.1134/S0018151X1505003X

УДК 622.621

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОВИХРЕВОГО ТЕПЛООБМЕНА

**Макаров В.Н.** проф, д.т.н., **Бельских А.М.** студ.,  
**Арсланов А.А.** студ., **Пешкова И.Д.** студ., **Семенов А.В.** аспирант.  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*В статье предложен способ повышения их эффективности с помощью устойчивой системы вихрей, создающих эффект «Торнадо», формирующий процесс термовихревого теплообмена. Математическое моделирование термовихревого теплообмена соответствует внешней задаче поперечного обтекания потоком пучка оребренных труб базируется на гипотезе снижения температуры охлаждающего воздуха за счёт циркуляции потока в спиралевидном вихревом турбулизаторе. С использованием теорем Стокса, Гельмгольца, уравнений Клайперона и Бернулли, теории подобия и гипотезы о доминанте влияния скорости циркуляционного потока в спиралевидном вихревом турбулизаторе на снижение температуры охлаждающего воздуха получена математическая модель термовихревого теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения. Спиралевидный вихревой турбулизатор позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи до величины  $\alpha = 108 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .*

**Ключевые слова:** Аппараты воздушного охлаждения, эффект «Торнадо», теплообменник, энергоэффективность, термодинамика.

## SIMULATION OF THERMAL VORTEX HEAT TRANSFER

**Makarov V. N., Belskikh A.M., Arslanov A. A., Peshkova I. D., Semyonov A.V.**

*The article suggests a method for increasing their efficiency by means of a stable system of vortices creating the “Tornado” effect, forming the process of thermovortex heat transfer. Mathematical modelling of thermovortex heat transfer in accordance with the outer problem of transverse flow by a stream of finned tube bank is based on a hypothesis of a decrease in the temperature of the cooling air by means of the flow circulation in a helical vortex generator. Using Stoke’s and Helmholtz’s theorems, Clapeyron’s and Bernoulli’s equations, the similarity theory, within the framework of the hypothesis about the dominant effect of the circulation flow velocity in a helical vortex generator on the decrease of the cooling air temperature, we obtained a simulation model of thermovortex heat transfer in air coolers. The helical vortex generator allows to increase the heat transfer coefficient up to  $\alpha = 108 \text{ W/m}^2\text{K}$ .*

**Keywords:** Air cooling devices, Tornado effect, heat exchanger, energy efficiency, thermodynamics.

Используемые в настоящее время теплообменники воздушного охлаждения (ТВО) аппаратов воздушного охлаждения (АВО) оребренные трубы отличаются недостаточным коэффициентом теплоотдачи, не превышающим  $90 \text{ (Вт/м}^2\text{·К)}$ . По этой причине общая площадь теплообменных поверхностей только в нефтегазовой и химической отраслях превышает 4 млн.  $\text{м}^2$ , при этом на охлаждение газов и жидкостей ежегодно расходуется свыше 12 млрд. кВт·ч электроэнергии [1].

Таким образом, задача повышения эффективности ТВО, являющегося одним из основных энергоёмких элемент АВО за счёт совершенствования механизма теплоотдачи, снижения температуры газа, совмещения достоинств штыревого, лепесткового и дискового оребрений, и, как результат, затрат на его транспортирование – актуально, позволяет повысить конкурентно способность предприятий нефтегазового комплекса РФ [4].



Методология исследования. Рабочий процесс в современных модулях теплообмена АВО соответствует условиям внутренней задачи, когда ядро потока находится во внутренней области по отношению к пограничному слою, покрывающему стенки канала, так и условиям внешней задачи, когда ядро потока находится во внешней области по отношению к пограничному слою [2-3].

В статье рассмотрено решение внешней задаче теплообмена при поперечном обтекании потоком пучка труб ТВО. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в данном случае определяется из критериального уравнения конвективного теплообмена – Критерия Нуссельта: [2]

$$\alpha = Nu \frac{\sigma}{d_T};$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_e \left( \frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

где  $Re = \frac{V d_T \rho}{\mu}$  - критерий Рейнольдса;  $Pr = \frac{\mu C_p}{\sigma}$  - критерий Прандтля;  $d_T$  - диаметр трубы трубного пучка ТВО, м;  $\sigma, \rho$  - коэффициент теплопроводности и плотность ( $\text{кг/м}^3$ ) охлаждения воздуха;  $V$  - расходная скорость охлаждающего воздуха, м/с;  $Pr$  и  $Pr_{2c}$  - соответственно критерии Прандтля охлаждающего воздуха при средней температуре  $t_{cp}$  и средней температуре стенки, равной  $t_{cp}^{CT}$ ;  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости охлаждающего воздуха при средней температуре  $t_{cp}$   $\text{кг/м}\cdot\text{с}$ ;  $= \frac{t_{cp}^{CT} + t_{cp}}{2}$ ,  $C_p$  - теплоемкость охлаждающего воздуха при средней температуре, Дж/кг·К.  $\varepsilon_e$  - коэффициент изменения теплоотдачи по длине трубы пучка труб ТВО;

Математическое моделирование термовихревого теплообмена соответствующее внешней задаче поперечного обтекания потоком пучка оребренных труб ТВО базируется на гипотезе снижения температуры охлаждающего воздуха в зоне его контакта с оребренной и трубой за счёт циркуляции потока в спиралевидном вихревом турбулизаторе в соответствии с теорией Клайперона. Снижение температуры охлаждающего воздуха приводит к росту разности температур между охлаждаемым газом, стенками трубы и охлаждающим воздухом и эффективного значения критерия Рейнольдса  $Re_{\text{эф}}$ , обусловленное эффектом «Торнадо» и, как результат, критерия его теплофизического подобия. [3]

Циркуляцию охлаждающего воздуха при его движение в спиралевидном вихревом турбулизаторе ТВО определим по формуле [4]:

$$\Gamma_{\omega} = \frac{\pi^2}{2 \text{tg} \beta} d_c \cdot V, \quad (2)$$

где  $\beta$  - угол наклона спирали вихрей турбулизатора, град;  $d_c$  - диаметр спирали вихревого турбулизатора, м;

С учётом теоремы Стокса угловая скорость вихревого движения охлаждающего воздуха в спиралевидном турбулизаторе ТВО может быть определена по формуле [4]

$$\omega = \frac{2\pi}{tg\beta \cdot d_c} \cdot V, \quad (3)$$

где  $V$  – окружная составляющая расходной скорости охлаждающего воздуха, м.

С учётом формул (2, 3), второй теоремой Гельмгольца, уравнения Бернулли, формулу для снижения статического давления охлаждающего воздуха в спиралевидном вихревом турбулизаторе ТВО от действия эффекта «Торнадо», запишем в виде [5]

$$\Delta P_\omega = \frac{2\pi^3}{tg^2\beta} \cdot \rho_\omega \cdot V^2 = \frac{2\pi^3}{tg^2\beta} m \cdot V, \quad (4)$$

где  $\rho_\omega$  – плотность охлаждающего воздуха в спиралевидном вихревом турбулизаторе, кг/м<sup>3</sup>;  $m$  – массовый удельный расход охлаждающего воздуха, кг/м<sup>2</sup>с;

С учётом (4), формулы Клайперона, второй теоремы Гельмгольца снижение температуры охлаждающего воздуха в спиралевидном вихревом турбулизаторе ТВО от действия эффекта «Торнадо» определим по формуле:

$$\Delta T_\omega = \frac{\Delta p_\omega}{\rho_\omega \cdot R} = \frac{2\pi^3}{tg^2\beta \cdot R} \cdot V^2 = \frac{2\pi^3}{R} \cdot V_\omega^2, \quad (5)$$

где  $R$  – газовая постоянная, м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>К,  $V_\omega^2$  – окружная скорость охлаждающего воздуха в спиралевидном вихревом турбулизаторе, м/с

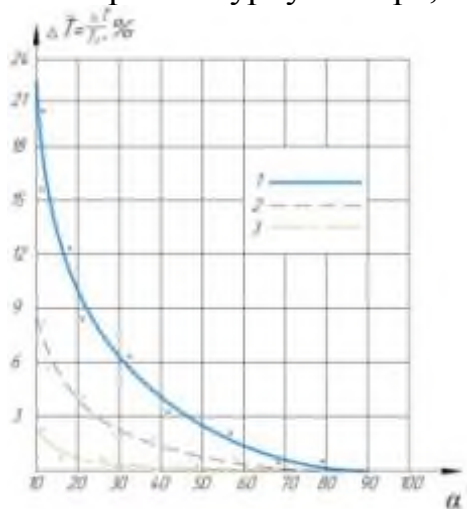


Рис.1. Зависимость изменения относительной температуры охлаждающего воздуха от угла наклона спирали вихревого турбулизатора:  
1 –  $V_0 = 4 \text{ м/с}$ , 2 –  $V_{02} = 3 \text{ м/с}$ , 3 –  $V_{03} = 1,5 \text{ м/с}$

Эффективное значения критерия Рейнольдса при вихревом движении охлаждающего воздуха в спиралевидном вихревом турбулизаторе определяем по формуле [4]:

$$Re_{эф} = \frac{d_T \sqrt{V^2 + 0,25\omega^2 \cdot d_c^2} \cdot \rho_\omega}{\mu}. \quad (6)$$

Из уравнения (4) и выражения для критерия Эйлера  $Eu$  [5], следует, что для спиралевидного вихревого турбулизатора термоаэродинамическая эффективность ТВО, определяемая отношением коэффициента теплоотдачи, учитывающего снижение температуры от эффекта «Торнадо» и критерия Эйлера, увеличивается с ростом окружной скорости охлаждающего воздуха, т.е. с уменьшением угла наклона спирали вихревого турбулизатора и увеличением расходной скорости.

Из анализа рис. 1 видно, что результаты испытаний одноходового многорядного пучка труб АВО, в котором оребрение изготовлено в форме пространственных спиралей Архимеда, выполняющих роль спиралевидного вихревого турбулизатора, обеспечивающего турбовихревой теплообмен.

### Список литературы

1. Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн; под общ. ред. Ю.М. Бродова. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок. - М.: Издательский дом МЭИ, 2016.
2. . Зысин Л. В., Калютник А. А. Теплообменное оборудование: Учеб. пособие. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 230 с.
3. Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design // 2020. P. 205-212, ISBN 978-1-138-60186-4
4. А.А. Сидягин, В.М. Косырев. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения: учеб. пособие для студентов вузов. - Н. Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2009 – 150 с.
5. Dawid Taler, Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers// Part of the [Studies in Systems, Decision and Control](#) book series (SSDC, volume 161 – 2020. P.45-70, ISBN978-3-319-91128-1

УДК 622.271

## НАГРУЗКИ НА РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КОВША

Безкоровайный П. Г.<sup>1</sup>, ст. преп., В. С. Шестаков<sup>2</sup>, канд. техн. наук, проф.,

<sup>1</sup>Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, РК

<sup>2</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Актуальность работы обусловлена потребностью конструкторских отделов, занимающихся проектированием гидравлических экскаваторов в методиках, позволяющих снизить массы экскаваторов при обеспечении в то же время достаточной надежности. Цель работы: разработка методики расчета усилий в элементах рабочего оборудования при проектировании гидравлических экскаваторов.*

**Ключевые слова:** гидравлический экскаватор, поворотное движение, скорость, ускорение, усилие, рабочее оборудование, стрела, рукоять, ковш, гидроцилиндр, рабочая зона, модель, алгоритм.

### LOADS ON WORKING EQUIPMENT EXCAVATOR WHEN TRANSPORTING BUCKET

Bezkorovainy P. G., Shestakov V.S.

*The relevance of the work is due to the need of the design departments engaged in the design of hydraulic excavators in methods that allow to reduce the mass of excavators while ensuring at the same time sufficient reliability. Purpose of the work: development of a methodology for calculating forces in the elements of working equipment when designing hydraulic excavators.*

**Keywords:** hydraulic excavator, swing motion, speed, acceleration, effort, working equipment, boom, stick, bucket, hydraulic cylinder, working area, model, algorithm.

#### Введение

Большое влияние на производительность и стоимость экскаватора оказывает влияние рабочее оборудование [1-3]. Снижение массы оборудования существенно снижает массу экскаватора, момента инерции его поворотной части. Резерв снижения массы элементов рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша и др.) в выборе оптимальных сечений этих элементов, в рациональном размещении гидроцилиндров [3, 4].

#### Цель и задачи работы

К настоящему времени сложилась методика, при которой прорабатывается первый вариант конструкции рабочего оборудования, принимая параметры по подобию с существующими моделями [1], для него, по требуемым усилиям копания, определяются усилия в шарнирах, кронштейнах, опорах стрелы, а затем выполняются расчеты напряжений для проверки прочности. Для элементов, не обеспечивающих условие прочности, вносятся конструктивные изменения, и повторяется расчет напряжений.

Разработке методик расчета усилий для гидравлических экскаваторов при копании посвящено большое число публикаций [2-4]. Расчет в этих методиках выполняется по заданным усилиям на штоках гидроцилиндров

поворота ковша, рукояти и стрелы. В [3] приведена математическая модель и алгоритм расчета усилий при копании в различных точках рабочей зоны. Методик же для расчета усилий при транспортировании с учетом поворотного движения платформы нет, а потребность учета влияния поворотного движения на рабочее оборудование существует.

Целью выполненных исследований являлось разработка методики расчета усилий на элементы рабочего оборудования при повороте платформы экскаватора и переносе ковша

### Решение задач исследований

При повороте платформы экскаватора с угловыми ускорениями при торможении  $\varepsilon_{Ti}$  и угловой скоростью  $\omega_i$  на рабочее оборудование начинают действовать силы инерции  $F_{ин,j,i}$  и центробежные силы  $F_{цб,j,i}$ . Инерционные силы действуют перпендикулярно плоскости, проходящей по осям стрелы и рукояти, на схеме к расчету по рис. 1 они показаны под углом к осям  $xoy$ . Центробежные силы действуют горизонтально.

Инерционная сила, действующая на  $j$ -й элемент рабочего оборудования в текущий  $i$ -й момент времени при торможении:

$$F_{ин,j,i} = m_j \cdot R_j \cdot \varepsilon_{Ti},$$

где  $m_j$  – масса  $j$ -го элемента, для которого определяется усилие;  $R_j$  – расстояние по горизонтали от оси вращения платформы до  $j$ -й элемента.

Инерционные силы вызовут изгибающие моменты относительно шарниров А, В и С, которые можно пересчитать в пару сил в этих шарнирах и использовать в расчетах на прочность.

Центробежная сила, действующая на  $j$ -й элемент рабочего оборудования в текущий момент времени

$$F_{цб,j,i} = m_j \cdot R_j \cdot \omega_i^2,$$

Одновременно с усилиями, возникающими от поворотного движения платформы, будут действовать усилия от сил тяжести элементов. Причем центробежные силы действуют в одной вертикальной плоскости с силами тяжести, инерционные же силы перпендикулярны этой плоскости.

Усилие на штоках гидроцилиндров стрелы определяется по условию равновесия относительно шарнира А:

$$F_{uc} = \frac{G_c(x_{итс} - x_A) + G_p(x_{итр} - x_A) + G_k(x_{итк} - x_A) + G_{uc}\left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A\right) + G_{up}\left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A\right) + G_{uk}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A\right) + F_{цб.с}(y_{итс} - y_A) + F_{цб.р}(y_{итр} - y_A) + F_{цб.к}(y_{итк} - y_A) + L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c) + F_{цб.цс}\left(\frac{y_E + y_T}{2} - y_A\right) + F_{цб.цр}\left(\frac{y_F + y_P}{2} - y_A\right) + F_{цб.цк}\left(\frac{y_D + y_R}{2} - y_A\right)}{L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c)} \quad (2)$$

Усилия на штоках гидроцилиндров рукояти определены по условию равновесия относительно шарнира В. На шарнир В, кроме усилия в штоке,

действует также половина силы тяжести и сил инерции гидроцилиндра рукоятки

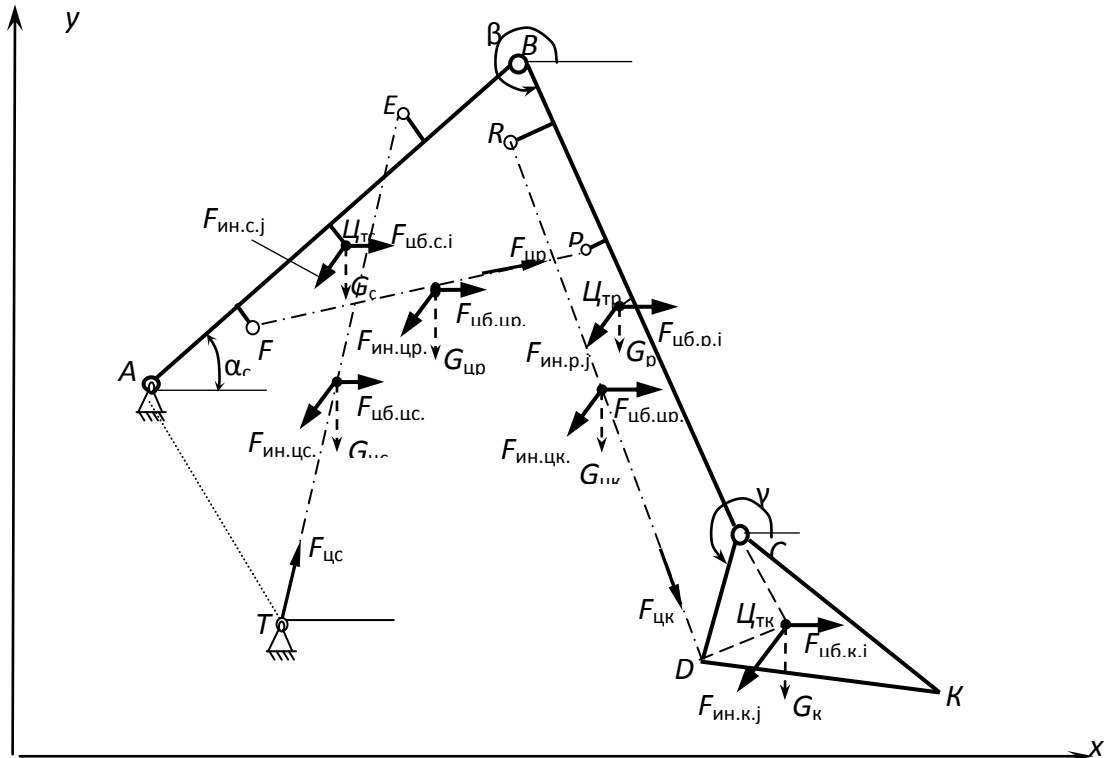


Рис. 1. Схема к расчету параметров рабочего оборудования:  $A, T, E, F, P, R, B, C, D$  – шарниры;  $K$  – вершина зуба ковша;  $KCD$  – схема профиля ковша;  $CB$  – рукоятка;  $AB$  – стрела;  $TE, FP, RD$  – гидроцилиндры поворота стрелы, рукоятки и ковша;  $G_c, G_p, G_k, G_{цс}, G_{цр}, G_{цк}$  – силы тяжести стрелы, рукоятки, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукоятки, ковша;  $Ц_{тс}, Ц_{тр}, Ц_{тк}$  – центр тяжести стрелы, рукоятки и ковша;  $\alpha_c, \beta, \gamma$  – углы наклона к горизонтали стрелы, рукоятки, ковша;  $F_{ин.с.ж}, F_{цб.с.ж}, F_{ин.р.ж}, F_{цб.р.ж}, F_{ин.к.ж}, F_{цб.к.ж}, F_{ин.ц.с.ж}, F_{цб.ц.с.ж}, F_{ин.ц.р.ж}, F_{цб.ц.р.ж}, F_{ин.ц.к.ж}, F_{цб.ц.к.ж}$  – инерционные и центробежные силы стрелы, рукоятки, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукоятки и ковша

$$F_{цр} = \frac{G_p(x_{цтр} - x_B) + G_k(x_{цк} - x_B) + G_{цк} \left( \frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + 0,5G_{цр}(x_P - x_B)}{L_{BP} \sin \angle FPB} \quad (3)$$

Усилия на штоках гидроцилиндров ковша определены по условию равновесия относительно шарнира  $C$ . На шарнир  $C$ , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести гидроцилиндра ковша

$$F_{цк} = \frac{G_k(x_{цк} - x_C) - 0,5G_{цк}(x_D - x_C)}{L_{CD} \sin \angle RDC} \quad (4)$$

Реакции в шарнире от сил тяжести и инерционных сил "пяты стрелы – платформа" (точка  $A$ )

$$R_{Ax} = F_{\text{цс}} \cos \alpha_c + F_{\text{цб.с}} + F_{\text{цб.р}} + F_{\text{цб.к}} + F_{\text{цб.цр}} + F_{\text{цб.цк}} \quad (5)$$

$$R_{Ay} = -F_{\text{цс}} \sin \alpha_c - P_y + G_k + G_p + G_c + G_{\text{цк}} + G_{\text{цр}} + 0,5G_{\text{цс}}$$

Реакции в шарнире "стрела – рукоять" (точка B)

$$R_{Bx} = -F_{\text{цр}} \cos \varphi_p - P_x \quad (6)$$

$$R_{By} = -F_{\text{цр}} \sin \varphi_p - P_y + G_k + G_p + G_{\text{цк}} + 0,5G_{\text{цр}}$$

Реакции в шарнире "рукоять – ковш" (точка C)

$$R_{Cx} = -F_{\text{цк}} \cos \varphi_k - P_x \quad (7)$$

$$R_{Cy} = -F_{\text{цр}} \sin \varphi_k - P_y + G_k + 0,5G_{\text{цк}}$$

### Выводы:

1. Разработанная математическая модель и программа для ЭВМ позволяют определять усилия на штоках гидроцилиндров, в шарнирах при копании и транспортировании ковша.

2. Для экскаватора с ковшом 8 м<sup>3</sup> проведены расчеты усилий копания и усилий при транспортировании, выявлено, что реакции в пяте стрелы и шарнире «рукоять-стрела» от усилий при транспортировании на 5-30 % превышают реакции от усилий при копании.

### Список литературы

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

2. 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.

3. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. - № 1. – 2018, С. 10-14.

4. Побегайло П.А. Математическая модель определения нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания //Интерстроймех – 2002. С179-181

УДК 622.331.06

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

**Б.Ф. Зюзин**, проф, **А.И. Жигульская**, доцент,  
**А.С. Оганесян**, магистрант, **О.А. Калашникова**, студентка  
Тверской государственной технической университет, г. Тверь

*В вертикальном фрезеровании проявляются закономерности всех вариантов фрезерования торфяной залежи: глубокого и поверхностного, встречного и попутного. Комбинированный метод-р описания параметров стружкообразования при фрезеровании торфяной залежи является универсальным и применяется для анализа режимов работы различных конструкций фрезерующих устройств в технологических машинах и оборудовании.*

**Ключевые слова:** вертикально-фрезерующие устройства, методика расчета.

### OPTIMIZATION OF OPERATING MODES VERTICAL MILLING DEVICES

**B.F. Zyuzin, A.I. Zhigulskay, A.S. Oganesyanyan, O.A. Kalashnikova**

*Vertical milling shows the regularities of all variants of peat deposit milling: deep and surface, oncoming and passing. The combined method-a method for describing the parameters of chip formation during peat deposit milling is universal and is used to analyze the operating modes of various milling device designs in technological machines and equipment.*

**Keywords:** vertical milling devices, calculation method.

Принцип фрезерования, как один из основных методов разрушения грунтов, нашел в торфяной промышленности благодатную почву для широкого многопланового практического применения, позволив успешно осуществить целый ряд сложнейших технологических процессов наиболее прогрессивным техническим способом.

Фрезерование осуществляется ротационными механизмами, рабочие органы которых – фрезы совершают сложное движение, состоящее из вращательного относительно оси фрезы и поступательного в направлении передвижения.

Специфика стружкообразования при фрезеровании торфяной залежи заключается в том, что в отличие от обработки металлов и древесины, когда стружка является продуктом отхода от основного изделия, получаемая в результате активного взаимодействия режущих элементов рабочих органов фрезерующих устройств со слоем торфяной залежи стружка (или образующаяся вследствие дробления, усадки и сушки крошка), является исходным продуктом для последующего ее использования или переработки с целью получения различных видов торфяной продукции.

Процесс стружкообразования непосредственно связан с параметрами рабочего органа и режимами работы фрезерующего устройства, он определяет энергоемкость, качество и производительность выполнения технологической операции, а также ее надежность и технико-экономическую эффективность.



Разработка научных основ данного процесса реально способствует решению задач интенсификации торфяного производства на основе всемерного применения методов математического моделирования и средств вычислительной техники, что в условиях перехода к рыночной экономике позволяет оперативно решать вопросы разработки и применения новой высокопроизводительной фрезерной техники целевого назначения [1-8].

Комбинированный метод- $\rho$  описания параметров стружкообразования при фрезеровании торфяной залежи является универсальным и применяется для анализа режимов работы различных конструкций фрезерующих устройств в технологических машинах и оборудовании.

Критерием выбора режимов работы вертикально-фрезерующих устройств является условие максимизации средней толщины срезаемой стружки  $\delta_c \rightarrow \max$  [1, 3].

Оптимизация выполнена при помощи комплексного алгоритма решения задачи добычи для заданного числа режущих элементов  $z = 1 \dots 16$  с учетом условия неразрывности траектории движения в диапазоне возможного изменения режимов работы фрезерующих устройств [2, 5].

На рис. 1 приведена графическая интерпретация полученного при помощи компьютерного эксперимента решения функции  $\delta_c = f(A_o, z) \rightarrow \max$ .

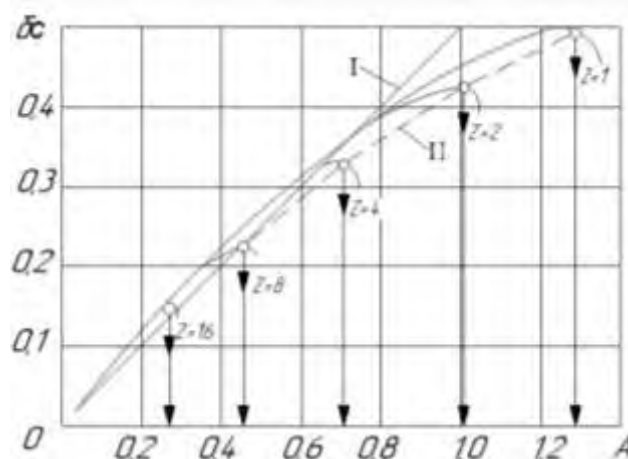


Рис. 1. Зависимость  $\delta_c = f(A_o)$  для  $z = 1 \dots 16$

Частные функции  $\delta_c = f(A_o)$  носят экстремальный характер, при этом можно установить зависимость  $A_o = f(z)$  (рис. 2, табл. 1).

Таблица 1. Условие  $\delta_c \rightarrow \max$

$z$	$1$	$2$	$4$	$8$	$16$
$A_o$	$1,305$	$1,017$	$0,718$	$0,456$	$0,273$

Сравнивая данные табл. 1 и 2, можно установить, что при  $z > 4$  оптимальные значения режимов фрезерования совпадают с условием  $\delta_c = C/2$ .

Таким образом, выбор параметров и режимов вертикального фрезерования может производиться из условия  $v_n > RA_o/2 > DA_o/4$ .

Если положить, что  $A_o=f(z)=const$ , то окончательно  $v_n > KD$ , где  $K=A_o/4$ .

На рис. 2 приведена номограмма для выбора конструктивных параметров рабочего органа. При этом скоростной параметр  $\lambda$  устанавливается из зависимости  $\lambda=2\pi/(A_o z)$ .

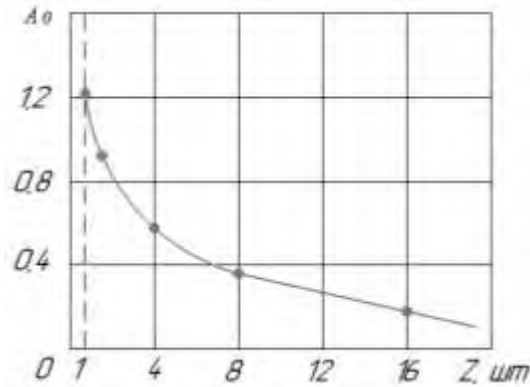


Рис. 2. Зависимость  $A_o = f(z)$

В табл. 2 даны рекомендуемые значения скоростного параметра для условия  $\delta_c \rightarrow max$ .

Таблица 2. Значения скоростного параметра для оптимального режима работы

Z	1	2	4	8	16
$\lambda$	4,814	3,089	2,167	1,722	1,438

С учетом физико-механических свойств слоя торфяной залежи и необходимого значения заданного фракционного состава следует производить корректировку выбора параметров и режимов фрезерования [3, 6].

Так, для обеспечения сработки древесных включений необходимо установить определенное значение скорости резания при фрезеровании  $V_p$  за счет увеличения  $D$  или  $\lambda$  и снижения  $z$  (рис. 3).

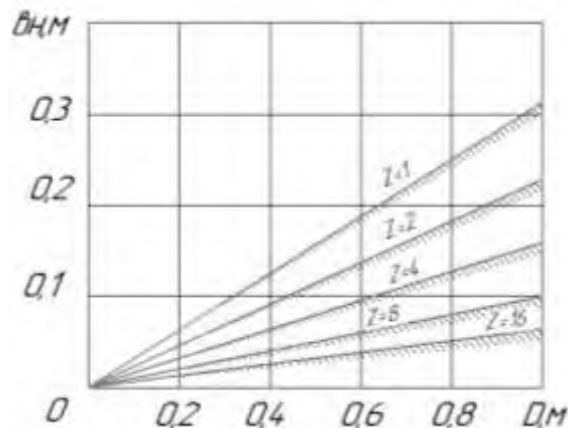


Рис. 3. Номограмма для выбора конструктивных параметров рабочего органа

Так, например, для  $\lambda=5$  и  $D=0,7$  м достаточное число ножей при сохранении оптимального режима для  $z=16$ ,  $A_0 = 0,273$  будет равно

$$z = 2\pi / (A_0 \lambda) = 2 \times 3,14 / (0,273 \times 5) = 4,83 \approx 5.$$

*P.S.* в быту принцип многорядного вертикального фрезерования реализован в конструкциях бытовых электродрелей.

Так этот принцип фрезерования вошел в нашу повседневную жизнь ... и без него уже никуда не денешься ...

### Список литературы

1. Зюзин Б.Ф. Общая теория кинематики фрезерующих устройств. Монография. Калинин: КПИ, 1990. 208 с. Деп. в ЦБНТИ МТП РСФСР 11.04.90.
2. Зюзин Б.Ф., Долматов А.Н., Долженко А.Б. Методика расчета параметров и режимов работы вертикально-фрезерующих устройств. Л.: ВНИИТП, 1990. 32 с.
3. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Юдин С.А. Дистортность в методологии взаимодействия технологических машин с торфяной залежью. Тверь: Тверской государственный технический университет, 2021. 168 с.
4. Михайлов А.В. и др. 2017 Экскаваторно-погрузочная техника для добычи торфа *IOP Conf. Ser. : Earth Environ. Sci.* **87** 022014.
5. Михайлов А.В. и др. 2021 Модели для представления предельных состояний в геомеханике *J. Phys. : Conf. Ser.* 1753 012034.
6. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И. Проявление энтропии в деформировании материалов. Материалы 16-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. 2020. С. 350-354.
7. Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I. Technical modernization as an element of technological safety of a peat mining enterprise (for example «Tverregiontorf») // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International science and technology conference "Earth science"*, Vladivostok, Russian Federation, 08–10 декабря 2020 г. – Vladivostok: IOP Publishing Ltd, 2021.
8. [Современные направления модернизации комплексов оборудования в связи с эволюцией способов добычи торфа / Зюзин Б.Ф., и др. // Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\).](#) 2015. № 6. С. 67-73.

УДК 622.271

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ГИДРОБАКА ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань  
НИТУ «МИСиС», г. Москва

*Температура окружающего воздуха является основным фактором, который напрямую влияет на мощность теплоотдачи гидравлической системы, а также влияет на производительность, надежность, долговечность и частоту отказов гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора. Мощность теплоотдачи гидравлической системы играет важную роль и определяет значение стабильной рабочей температуры рабочей жидкости в системе. Гидробак в гидросистеме с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости выполняет ряд задач по обеспечению работоспособности системы и в частности, это также важный элемент теплоотдачи. В этой статье авторы представляют результаты расчета и моделирования влияния температуры рабочей среды на мощность теплоотдачи гидробака карьерного гидравлического экскаватора.*

**Ключевые слова:** карьерный гидравлический экскаватор, гидросистема, гидробак, рабочая жидкость, теплопередача, теплоотдача, тепловой поток, свободная конвекция.

## RESEARCH OF HEAT TRANSFER OF A HYDRAULIC TANK OF THE HYDRAULIC SYSTEM OF A MINING EXCAVATOR

Krivenko A.E., Giang Q.K.

*Ambient air temperature is a major factor that directly affects the heat transfer capacity of a hydraulic system, and also affects the performance, reliability, durability and failure rate of the hydraulic system of a mining hydraulic excavator. The heat transfer capacity of the hydraulic system plays an important role and determines the value of the stable operating temperature of the hydraulic fluid in the system. The hydraulic tank in a hydraulic system with an open circulation of the working fluid performs a number of tasks to ensure the operability of the system and, in particular, it is also an important element of heat transfer. In this article, the authors present the results of calculating and modeling the effect of the temperature of the working environment on the heat transfer capacity of the hydraulic tank of a mining hydraulic excavator.*

**Keywords:** mining hydraulic excavator, hydraulic system, hydraulic reservoir (tank), hydraulic fluid, heat transfer, exothermicity, heat flow, free convection.

Гидравлические экскаваторы широко используются на открытых разработках полезных ископаемых. Мощность привода этих машин высока и потери энергии, которые в гидроприводе могут достигать 25 % от подведенной мощности, приводят к быстрому нагреву рабочей жидкости (РЖ). В связи с этим, в странах с тропическим климатом остается актуальной задача удержания температуры рабочей жидкости в пределах рекомендованных производителем. Тепло от рабочей жидкости передается в окружающий воздух через все гидравлические элементы гидросистемы. Все элементы гидравлической системы передают тепло от рабочей жидкости в окружающую среду, но основную работу по охлаждению рабочей жидкости выполняют гидробак, гидролинии и маслоохладитель. Исследование теплопередачи гидробака с учетом температуры окружающей среды является составной частью комплексной задачи, по определению мощности тепло-

отдачи гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора в целом. Нахождению термодинамического равновесия экскаватора и окружающей среды дает необходимую информацию для определения параметров маслоохладителя гидравлической системы.

При составлении математической модели теплообмена рабочей жидкости с окружающей средой через бак гидравлической системы экскаватора необходимо учесть ряд физических параметров. К ним относятся термодинамические параметры материалов и веществ, геометрические размеры объекта, свойства жидкости. Для того, чтобы модель обладала свойствами универсальности и масштабирования ее алгоритм разработан с учетом критериев гидродинамического подобия, чисел Грасгофа, Прандтля и Нуссельта.

Основные геометрические размеры гидробака и расчетная схема теплового сопротивления теплопередачи через однослойную стенку бака показаны на рисунке 1.

При проведении исследования были приняты следующие допущения: температура рабочей жидкости во всех точках гидробака одинакова; температура внутренней поверхности гидробака равна температуре рабочей жидкости ( $T_{жс} = T_1$ ); воздух над поверхностью жидкости в гидробаке -

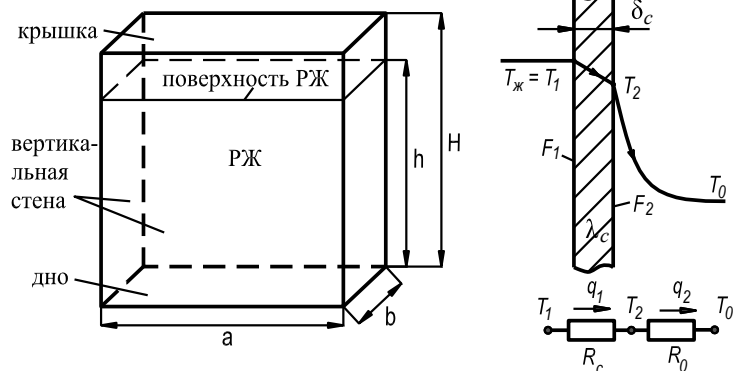


Рис. 1. Основные геометрические размеры гидробака

это сухой воздух при атмосферном давлении; количество тепла отдаваемое излучением, очень мало, поэтому им можно пренебречь. Толщина и коэффициент теплопроводности материала стенки гидробака постоянные величины.

Процесс передачи тепла от жидкости к заполненной части гидробака гидравлической системы происходит по закону Фурье и определяется следующим выражением [3,5,7]:

$$q_{в} = F_{1в} \frac{\lambda_c}{\delta_c} (T_{жс} - T_2) \quad (1)$$

где:  $\lambda_c$  - коэффициент теплопроводности материала стенки, (Вт/(м·°С));  $\delta_c$  - толщина стенки гидробака, (м);  $T_{жс}$  - температура рабочей жидкости в гидробаке, (°С);  $T_2$  - температура внешней поверхности стенки гидробака, (°С);  $F_{1в}$  - площадь смоченной поверхности, (м<sup>2</sup>).

Тепло, отдаваемое в окружающую среду свободной конвекцией от наружной вертикальной поверхности стенки гидробака в единицу времени ( $q_{в}$ ), равно:

$$q_6 = \alpha_{06} F_{26} (T_2 - T_0) \quad (2)$$

где:  $T_0$  – температура окружающего воздуха, (°C);  $F_{26}$  – площадь наружной вертикальной поверхности, ( $m^2$ );  $\alpha_{06}$  – коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от наружной поверхности гидробака в окружающий воздух, ( $Вт/(m^2 \cdot °C)$ ), Расчет значений  $\alpha_{06}$  в зависимости от чисел Грасгофа и Прандтля подробно рассмотрен в [6].

Для горизонтальных поверхностей обращенных вниз расчетное количество тепла надо уменьшить на 30 % [1, 4, 8]. Поэтому мы рассчитаем теплопередачу через дно гидробака из следующего выражения:

$$q_d = 0,7 \cdot \alpha_{06} F_d (T_2 - T_0), \quad (3)$$

здесь  $F_d$  - площадь поверхности дна гидробака, ( $m^2$ ).

В незаполненной части бака теплообмен между жидкостью и стенкой происходит благодаря свободной конвекции в замкнутом пространстве [6, 7, 8].

$$q_1 = \overline{Nu}_\delta \frac{\lambda_\delta}{H - h} F_k (T_{ж} - T_1) \quad (4)$$

где  $T_1$  - температура внутренней поверхности крышки, (°C);  $F_k$  – площадь поверхности крышки, ( $m^2$ );  $h$  - высота уровня РЖ в гидробаке, (м);  $\overline{Nu}_\delta$  – среднее значение числа Нуссельта воздушного слоя в гидробаке [6]:

Согласно закону Фурье, и с учетом того, что для поверхности обращенной вверх, расчетное значение коэффициента теплоотдачи необходимо увеличить на 30% [1, 4, 8], количество теплоты, проходящего через крышку гидробака в единицу времени, равно:

$$q_8 = 1,3 F_k \frac{\lambda_c}{\delta_c} (T_1 - T_2) \quad (5)$$

здесь:  $T_2$  - температура наружной поверхности крышки, (°C).

Тепло, отдаваемое от наружной поверхности крышки бака до окружающей среды, определяемый по следующей формуле:

$$q_2 = \alpha_0 F_k (T_2 - T_0) \quad (6)$$

где:  $\alpha_0$  - коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от наружной поверхности крышки гидробака в окружающий воздух, ( $Вт/(m^2 \cdot °C)$ ). [6]

Опираясь на сделанные допущения и исходя из состояния теплового равновесия системы принимаем, что общее количество тепла, отдаваемого из гидробака ( $Q_6$ ) за время  $t$  будет равно общему количеству тепла, передаваемого вертикальной стенкой ( $q_6$ ), дном ( $q_d$ ) и крышкой бака ( $q_k$ ), имеем:

$$Q_6 = (q_6 + q_d + q_k)t \quad (7)$$

Расчет теплоотдачи был выполнен на примере параметров гидробака в гидросистеме гидравлического экскаватора Komatsu PC-750SE-7 [9]: размеры гидробака в метр  $a \times b \times H = 0,8 \times 0,7 \times 1,005$ ,  $\lambda_c = 45,4$  Вт/(м. °C),  $\delta_c = 5$  мм, объемный гидробак 440 л. Рабочая жидкость - Shell Tellus SV2-46 [10] при  $T_{ж} = 40$  °C плотность  $\rho = 858,4$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициенты вязкости  $\mu = 394,9 \cdot 10^{-4}$  (Па.с),  $\nu = 46 \cdot 10^{-4}$  (м<sup>2</sup>/с), коэффициент теплопроводности

сти  $\lambda_{ж} = 0,1262$  (Вт/м/°С), коэффициент температуропроводности РЖ  $a = 7,332 \cdot 10^{-8}$  м<sup>2</sup>/с, удельная теплоемкость РЖ  $c_p = 2005,24$  (Дж/кг/°С), температурный коэффициент объемного расширения рабочей жидкости  $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4}$  °С<sup>-1</sup>, диапазон температуры окружающей среды  $T_0 = (0 \div 42)$  °С (среднегодовая температура города/страны в 2019 году: Москва, Россия это +7,7 °С [11]; Германия это +10,2 °С [12]; Вьетнам это +27,2 °С, самые жаркие дни летом в Вьетнаме это +42°С [5]) и РЖ  $T_{ж} = (0 \div 110)$  °С и др.

Математическая модель исследования построена на основе выражений (1) - (7). Результаты, полученные при моделировании Simulink-Matlab, показаны на рис. 2.

Результаты расчета показывают, что:

- когда температура рабочей жидкости ( $T_{ж}$ ) ниже температуры окружающей среды ( $T_0$ ), гидробак превращается в аппарат коллектора тепла. Перед значением теплового потока обозначено знаком «-», означающим, что теплообмен, происходящий в гидробаке, теперь противоположен экзотермическому процессу - процессу рекуперации тепла (нагреву);

- при постоянном значении температуры окружающей среды мощность теплового потока нелинейно возрастает с ростом температуры рабочей жидкости;

- для обеспечения температуры рабочей жидкости на уровне 70 °С гидробак гидравлического экскаватора PC750SE-7, обладает низкой эффективностью, так при среднегодовой температуре +27,2 °С тепловой поток, составит 683,13 Вт, а в летние месяцы всего 385,68 Вт.

По мере постепенного повышения температуры рабочей жидкости влияние изменения температуры окружающего воздуха на величину теплового потока, отдаваемого из гидробака, будет постепенно уменьшаться, а именно: при повышении температуры окружающей среды с 7,7 °С до 42 °С тепловой поток ( $Q_6$ , Вт) уменьшится в 10,36 раза при температуре рабочей жидкости  $T_{ж} = 50$  °С; в 4,2 раза при  $T_{ж} = 60$  °С; в 2,93 раза при  $T_{ж} = 70$  °С; в 2,37 раза при  $T_{ж} = 80$  °С; в 2,06 раза при  $T_{ж} = 90$  °С и в 1,73 раза при  $T_{ж} = 110$  °С.

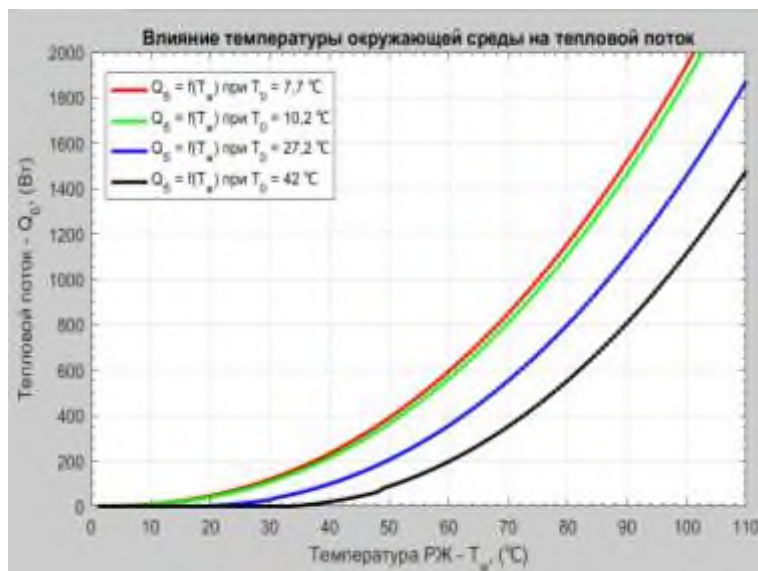


Рис. 2. Влияние температуры окружающей среды ( $T_0$ ) на тепловой поток ( $Q_6$ )

Предложенный авторами метод расчета теплового потока, излучаемого из гидробака гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора, позволяет оценить эффективность охлаждения рабочей жидкости гидросистемы, и служит источником необходимой информации для выбора и обоснования параметров маслоохладителя.

При расчете теплоотдачи гидросистемы карьерного экскаватора необходим учет не только факторов окружающей среды, но и зависимости термодинамических параметров веществ и материалов участвующих в процессе теплообмена.

С ростом температуры окружающей среды нелинейно уменьшается количество тепла, отдаваемого в окружающий воздух из гидробака. Это может быть одной из причин возникновения серии отказов гидравлических систем импортных карьерных экскаваторов, которые эксплуатируются в жарком климате Вьетнама, так как температура рабочей жидкости там всегда намного выше, чем оптимальная рабочая температура, рекомендованная производителем.

### Список литературы

- [1]. М. А. Михеев, И. М. Михеева. *Основы теплопередачи* - издание второе, стереотипное. «Энергия», Москва, 1977 – 344 с.
- [2]. А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань. *Исследование влияния температуры окружающей среды на интенсивность теплоизлучения из гидролинии в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора*. «Горное оборудование и электромеханика» № 5, 2020, с. 39-44;
- [3]. А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань. *Influence of power fluid temperature in hydraulics on operating efficiency of hydraulic mining excavators*. «Горный журнал», № 12, 2020;
- [4]. Т. Д. Хоанг. *Теплопередача и Расчёт теплообменника*. «Науко-техническое издательство», Ханой 2001.
- [5]. Тан Ф. В. *Климат Вьетнама*. «Естественно-научные вузы». Ханой, 2020. - 138с.
- [6]. Holman J.P. *Heat Transfer*. McGraw-Hill Education. 1990. 758 p.
- [7]. Rohsenow W.M., Hartnett J.R., Cho Young I. *Handbook of Heat Transfer, Third Edition*. McGraw-Hill Education. 1998. 1501 p.
- [8]. Gregory Nellis, Sanford Klein. *Heat transfer*. Cambridge University Press. 2009. 1143 p.
- [9]. Catalog Komatsu PC750LC-7; Komatsu PC750SE-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, Инструкция по эксплуатации и техобслуживанию PC750-7.
- [10]. Catalog Shell Tellus S2V-46
- [11]. <https://www.interfax.ru/russia/689868>
- [12]. <https://www.mknews.de/social/2019/12/31/germaniya-rekordnoe-let-2019-i-ego-osledstviya.html>



УДК 622.44

## УСЛОВИЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭНЕГООЭФФЕКТИВНОСТИ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Пешкова И.Д. студ., Макаров Н.В. к.т.н, Бельских А.М. студ.,  
Арсланов А. студ., Матеров А.Ю. аспирант.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*На данный момент разработка усовершенствованных моделей аппаратов воздушного охлаждения (АВО), является приоритетным направлением. Создание оптимальных условий для наибольшей энергоэффективности газотранспортной промышленности. В данной статье рассмотрены методы и результаты исследований потока воздуха в вентиляторах АВО.*

**Ключевые слова:** аппарат воздушного охлаждения, кпд вентилятора, турбулентность, верификация, характеристика вентилятора, закон закрутки.

## CONDITIONS FOR INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF AIR COOLING DEVICES

**Peshkova I. D., Makarov N.V., Belskikh A.M., Arslanov A.A. Materov A.U.**

*At the moment, the development of advanced models of air cooling devices (ACD) is a priority area. Creating optimal conditions for the greatest energy efficiency of the gas transportation industry. This article describes the methods and results of air flow studies in the ACD fans.*

**Keywords:** air cooling device, fan efficiency, turbulence, verification, fan characteristic, twist law.

Используемые в настоящее время аппараты воздушного охлаждения отличаются недостаточной экономической эффективностью, в значительной степени, обусловленной низкой адаптивностью, используемых в них вентиляторов. Значительные изменения аэродинамических параметров аппаратов воздушного охлаждения ухудшают энергоэффективность турбомашин. Повышение конкурентоспособности предприятий в сочетании с внедрением экотехнологий актуализирует задачу разработки методологии проектирования и создания адаптивных вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения.

Исходная геометрия лопаток вентилятора, выполнена без закрутки по высоте пера и имеет форму поперечного сечения в виде профиля удлиненного тела вращения (крыловой профиль). В результате работы такой конструкции появляется неравномерность полей давления и скорости по высоте лопатки, что приводит к низкой эффективности установки. В первую очередь, это связано с отсутствием учета подстройки угла профилей по высоте канала под набегающий поток при изменении составляющих уравнения радиального равновесия [1-2]. Такой тип лопастей работает при незначительном уровне повышения давления в вентиляторе (до 80 Па). С увеличением требований к эффективности АВО, для увеличения напорности вентилятора необходимо применять новые способы проектирования лопаток, которые должны быть основаны на методах оптимизации.

Для оптимизации формы лопатки было принято решение выполнить закрутку лопатки с постоянным по высоте абсолютным углом выхода по-

тока из вентилятора [2], а также применить осевой и тангенциальный навал в среднем сечении на 20% от высоты лопатки [3].

Так как секции теплообмена находятся перед вентилятором, для равномерного подвода воздуха к лопаткам проведена оптимизация формы подводного канала. В результате расчетов, размеры конфузора уменьшились в 2 раза в вертикальном направлении, при этом все кривые стенки выполнены с применением сплайнов третьего порядка. Данное решение позволяет не только сохранить технологии производства конфузорных участков перед вентилятором, но и дает возможность иметь равномерное поле скоростей в узком сечении. На рисунке 1 показаны линии тока в исходном и оптимизированном варианте.

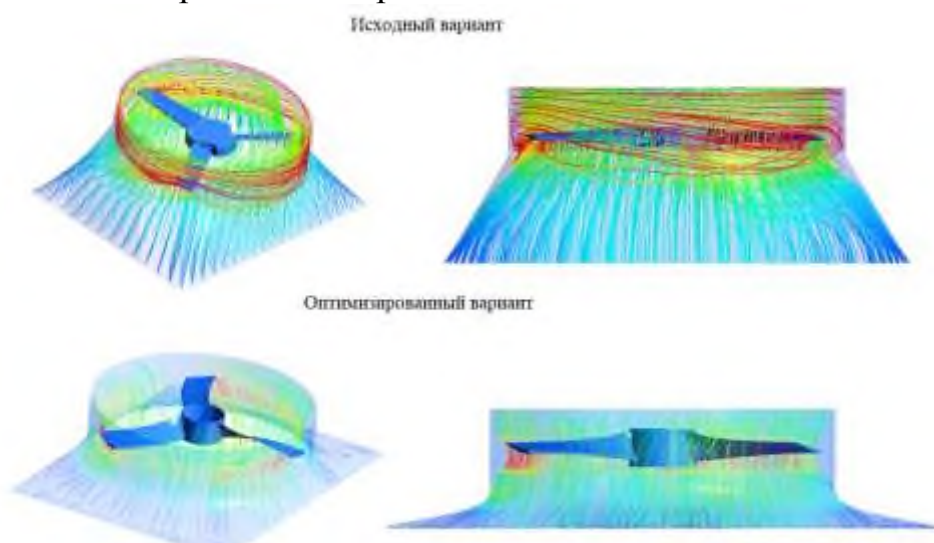


Рисунок 1-Линии тока в исходном и оптимизированном варианте

Изменения конструкции лопаточного аппарата и конфузорного участка позволили увеличить полный напор, что позволяет работать системе АВО при большем сопротивлении элементов охлаждения газа.

В результате оптимизации получено увеличение КПД на 31 % в рабочей точке. Обеспечено снижение гидравлических потерь в конфузорном участке на 4 %, а также увеличена зона устойчивой работы вентилятора на 15 % в зону меньших расходов воздуха.

Проведенные аэродинамические исследования позволили увеличить эффективность работы вентилятора. При этом изменения в конструкции лопатки несут в себе влияние на конструкцию втулки, а также на прочностные характеристики всего рабочего колеса. В результате исследований прочности рабочего колеса установлено, что запас прочности увеличен на 0,4, относительно исходного варианта и составляет  $n=2,1$ . Масса каждой лопатки снижена на 23 % при использовании одинакового материала, что снижает затраты на изготовление, и положительно влияет на прочностные характеристики. Уменьшены зоны концентрации напряжений в корневых (наиболее опасных) сечениях лопатки и местах крепления к втулке. На рисунке 3 показаны результаты расчета на прочность.

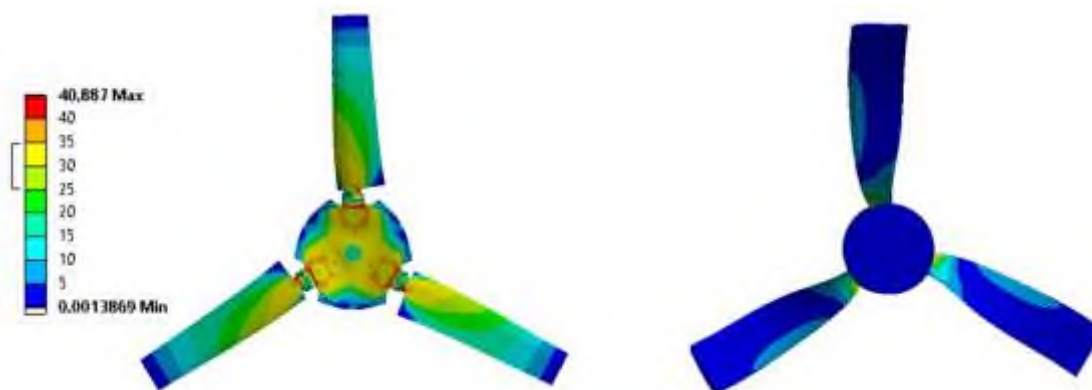


Рисунок 3 – Результаты расчета на прочность

Модальный расчет конструкций вентилятора показал, что увеличена изгибная и крутильная жесткость системы «лопатка-втулка» за счет повышения жесткости втулки и оптимизации формы лопатки. Прогнозируемое дополнительное увеличение запаса по нормируемым величинам вибрации составит 8%, а амплитуда колебаний рабочего колеса по наиболее опасной первой форме снизится на 7%. Результаты показаны на рисунке 4.



Рисунок 4 – Результаты модального расчета

В результате исследования установлено, что применение методов оптимизации для лопаточного аппарата позволяет увеличить не только степень повышения давления, но и увеличить эффективность работы вентилятора. Современные способы проектирования и профилирования лопаточных аппаратов позволяют иметь наиболее экономически целесообразную конструкцию, которая не только не уступает предшествующим аналогам, но и превосходит их по критериям прочности и вибрации.

#### Список литературы

1. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры: учеб. пособие / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с. Про Fd
2. Гостелуоу, Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: пер. с англ. Н.М. Савина, А.П. Кадетова. Под ред. В.Т. Митрохина / Дж. Гостелуоу. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
3. Серков С.А. Идентификация и устранение углового отрыва потока в лопаточных венцах при решении задач численного моделирования течения в осевых компрессорах ГТД: диссертация кандидата Технические наук: 05.04.12 / Серков Сергей Александрович; [Место защиты: ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»], 2019.- 139 с.

УДК 622.44

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ПОТОКА В ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ

Пешкова И.Д. студ., Бельских А.М. студ., Арсланов А.А. студ. Старцев А.А. студ.,  
Семенов А.В. аспирант.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Повышение аэродинамической нагруженности и адаптивности шахтных вентиляторов, влияющих на конкурентоспособность горных предприятий, требует разработки активных средств управления ими. На базе предложенной гипотезы корреляции интенсивности источника на поверхности профиля лопаток рабочего колеса с положением задней критической точки разработана математическая модель активного управления аэродинамическими параметрами турбомашин. Математическая модель построена на базе метода конформных преобразований, теории вычетов, сингулярных уравнений. С использованием гидродинамической аналогии получена зависимость положения критических точек профилей от циркуляции потока.*

**Ключевые слова:** вентилятор, циркуляция, источник, аэродинамическая нагруженность, адаптивность, решетка профилей, конформное преобразование.

## MATHEMATICAL MODEL OF THE CIRCULATION FLOW IN SHAFT FANS

Peshkova I. D., Belskikh A.M., Arslanov A.A. Startsev A.A., Semyonov A.V.

*Increasing the aerodynamic load and adaptability of mine fans, which affect the competitiveness of mining enterprises, requires the development of active control tools for them. On the basis of the proposed hypothesis of correlation of the source intensity on the surface of the profile of the impeller blades with the position of the rear critical point, a mathematical model of active control of the aerodynamic parameters of turbomachines is developed. The mathematical model is based on the method of conformal transformations, the theory of residues, and singular equations. Using a hydrodynamic analog, the dependence of the position of the critical points of the profiles on the flow circulation is obtained.*

**Keywords:** fan, circulation, source, aerodynamic loading, adaptivity, profile grid, conformal transformation.

Энергоемкость экологических требований в угольных шахтах превышает 20 % в себестоимости продукции, при том, что 40 % электроэнергии расходуется неэффективно. Конкурентоспособность предприятий, их эффективность вступает в противоречие с энергоёмкостью вспомогательного технологического процесса, обеспечивающего экологическую безопасность. Недостаточная эффективность аэрогазодинамической безопасности тормозит использование технологий инновационного недропользования. Рост нагрузки на очистной забой в сочетании с требованием обеспечения безопасности актуализирует задачу разработки математических моделей управления циркуляционным течением в рабочих колесах для целенаправленного создания турбомашин с повышенной аэродинамической нагруженностью и адаптивностью [1, 2].

При обтекании лопаток рабочего колеса на тыльной и рабочей поверхностях профилей формируется пограничный слой. В зоне выходной

кромки профиля слои смыкаются и образуют область заторможенного завихренного потока воздуха, называемого кильваторной зоной, в которой сосредоточены основные потери энергии. Рассматриваемая вокруг профилей зона представляет собой совокупность вихревых слоев Прандтля, представляющая собой распределенную вихревую пелену, определяющую интенсивность распределенных вихрей и как результат их энергетического взаимодействия с лопатками рабочего колеса.

Радиальный вентилятор с аэрогазодинамическими особенностями позволяет реализовать управление течением в проточной части путем изменения циркуляции потока вокруг профилей лопаток рабочего колеса за счет воздействия на вихревую дорожку Кармана.

Профиль лопатки рабочего колеса шахтного радиального вентилятора с энергетическим управлением обтеканием с помощью источников в виде каналов, встроенных в нее, приведен на рис. 1.

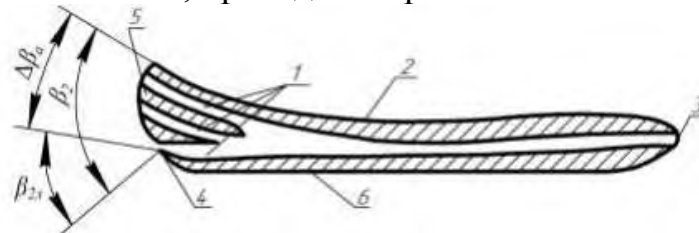


Рис. 1. Профиль аэрогазодинамической лопатки рабочего колеса с источником-стоком: 1 – каналы источников; 2 – рабочая поверхность профиля лопатки; 3 – передняя критическая точка; 4 – задняя критическая точка; 5 – эффективная критическая точка; 6 – тыльная поверхность профиля лопатки.

Циркуляция потока вокруг решетки профилей лопаток рабочего колеса вентилятора определяется положением передней критической точки (ПКТ) и задней критической точки (ЗКТ) [4].

Для круговой решетки аэрогазодинамических профилей с источником циркуляция определяется положением эффективной критической точки (ЭКТ), смещающейся по отношению к ЗКТ под действием источника, изменяющего вихревую дорожку Кармана [5, 6, 7].

Энергия источников формируется за счет потока, поступающего под действием центробежной силы от вращения круговой решетки профилей через каналы в профиле лопатки, обеспечивая за счет их воздействия на поток, обтекающий профиль лопатки, изменение вихревой дорожки Кармана и, как результат, смещение ЗКТ в положение ЭКТ, то есть рост циркуляции вокруг профиля круговой решетки [3, 7].

Взаимодействие управляющего потока источника с основным потоком, обтекающим аэрогазодинамический профиль лопатки под углом ее выхода из рабочего колеса  $\beta_{2л}$ , обеспечивает существенное увеличение угла поворота потока на угол  $\Delta\beta_a$ , то есть смещение в направлении вращения рабочего колеса, точки полного торможения потока, соответствующей положению ЗКТ и определяемой углом  $\beta_{2л}$  в положение ЭКТ, то есть точки фактического полного торможения потока, определяемой углом  $\beta_2$ . Указанное приводит к увеличению циркуляции потока в межлопаточных кана-

лах рабочего колеса и как результат к росту аэродинамической нагруженности [3, 4, 8].

Выполнение выходной кромки аэродинамического профиля лопатки между ЗКТ и ЭКТ плавно скругленной позволяет, управляя циркуляцией с помощью расположенных на ней источников, устранять отрывное вихреобразование, то есть разрыв вихревой дорожки Кармана и как результат повышать адаптивность вентилятора.

Как показали экспериментальные исследования на циркуляцию потока вокруг профиля и отрывное вихреобразование оказывает влияние положение ЗКТ.

Плавное совмещение точки отрыва потока с ЭКТ за счет энергии источников, воздействующих на вихревую дорожку Кармана в области ЗКТ, обеспечивает повышение аэродинамической нагруженности и адаптивности вентилятора.

Таким образом, в круговой решетке аэрогазодинамических профилей за счет интенсивности источников можно обеспечивать плавное обтекание выходной кромки и смещение ЗКТ профилей, соответствующих точке отрыва в ЭКТ и как результат плавное изменение угла выхода потока  $\beta_2$  из круговой решетки.

На рис. 2 приведена графическая модель конформного преобразования положения  $j$ -источников в выходной части аэрогазодинамического профиля лопаток рабочего колеса турбомашин на концентрические круги многолистной римановой области  $S_r$  [9, 10, 11].

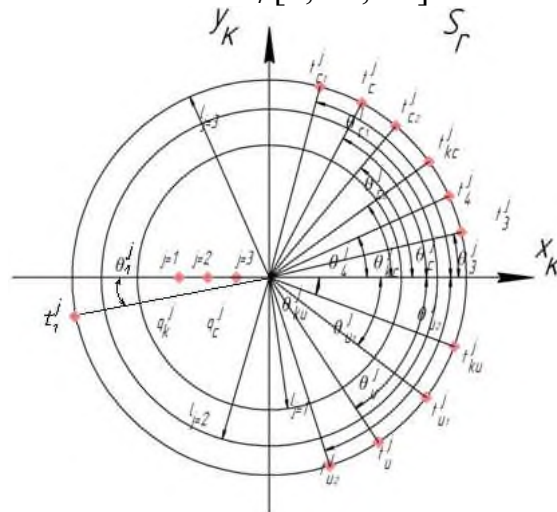


Рис. 2. Конформное отображение аэрогазодинамических профилей круговой решетки на концентрические окружности:  $t_{i1}^j, t_{i2}^j$  – координаты границ каналов источника  $\theta_{i1}^j, \theta_{i2}^j$  – углы, определяющие координаты положения границ каналов источника;  $l_j$  – радиус-вектор положения координат канала источника;  $q_{i1}^j$  – энергетические характеристики источника.

В точках периметра источника  $\theta_{i1}^j$  управляющий поток движется в направлении противоположном основному потоку, поэтому при конформном отображении источника на окружность Римановой поверхности воз-

никают критические точки, определяемые координатами  $\theta_{ки}^j$ , в которых скорость потока вихревой дорожки Кармана равна 0 [4, 9].

Таким образом, на  $j$ -ой окружности в области  $S_1$  формируются  $2j$  критических точки, в которых скорость основного потока равна 0: передняя критическая точка (ПКТ)  $\theta_1^j$ , ЗКТ  $\theta_3^j$ , критическая точка, обусловленная наличием стока  $\theta_{кс}^j$ , критическая точка, обусловленная наличием источника  $\theta_{ки}^j$ , эффективная критическая точка ЭКТ  $\theta_4^j$ .

### Список литературы

1. Макаров В. Н., Леонтьев Е. В. Генезис проветривания газообильных угольных шахт и оценка эффективности средств ее реализации // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 1. – С. 246-252.
2. Косарев Н. П., Макаров В. Н. Генезис эффективности проветривания // Известия вузов. Горный журнал. – 2012. – № 1. – С. 22 – 26.
3. Патент РФ № 2543638, 10.03.2015. Косарев Н. П., Макаров Н. В., Макаров В. Н. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин радиального типа. Бюл. №7.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
5. Torshizi S.A. M., Benisi A.H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica, 2017, No 24, pp. 707–714.
6. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016. (In Chinese).
7. Torshizi S.A. M., Benisi A.H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades / ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13–17 June 2016, pp. 1–7.
8. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.
9. Гостелов Д. Ж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
10. Davydov, S.Y., Valiev, N.G., Tauger, V.M. Effect of the Flow of Transported Bulk Material on Design Features of a Belt Conveyor (2019) Refractories and Industrial Ceramics, 60 (1), pp.10-13. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85071196696&doi=10.1007%2fs11148-019-00301-5&partnerID=40&md5=1628d11c54fc048602f2709e0e501b3d> DOI: 10.1007/s11148-019-00301-5.
11. Simisinov, D.I., Afanas'ev, A.I., Potapov, V.Y. Strengthening the Blades of a High-Speed Mixer on the Basis of Wear Curves (2016) Refractories and Industrial Ceramics, 56 (5), pp. 453-455. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84958749055&doi=10.1007%2fs11148-016-9867-z&partnerID=40&md5=e0bfc5d28d708e023edab352833601b1>. DOI: 10.1007/s11148-016-9867-z.

УДК 621.879.3

## ОДНОКОВШОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭКСКАВАТОРЫ: ЛОКАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НА ЭТАПЕ АНАЛИЗА НАГРУЖЕННОСТИ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ

*В настоящей работе нами введены два локальных показателя качества (эффективности) рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов, которые могут быть использованы на этапе анализа статической нагруженности. При этом каждый показатель характеризуется некоторым конечным набором численных оценок. Эти показатели могут быть использованы для любых одноковшовых гидравлических экскаваторов с традиционным рабочим органом и для любого типа их рабочего оборудования. В конце работы нами сформулирована важная гипотеза о том, что качество (эффективность) рассматриваемой системы во многом определяется степенью нарушения некоторых симметрий.*

**Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; локальные оценки качества; нагруженность экскаваторов

## HYDRAULIC EXCAVATORS: LOCAL INDICATORS OF QUALITY OF WORKING EQUIPMENT DURING THE DESIGN STAGE ANALYSIS OF LOADING

Pobegailo P.A.

*In this paper, we have introduced two local indicators of the quality (efficiency) of the working equipment of hydraulic excavators, which can be used at the stage of static load analysis. In this case, each indicator is characterized by a finite set of numerical estimates. These indicators can be used for any hydraulic excavators with a traditional working body and for any type of their working equipment. At the end of the work, we formulated an important hypothesis that the quality (efficiency) of the system under consideration is largely determined by the degree of violation of certain symmetries.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; local quality assessments; excavator load capacity

**Введение.** Многие наши работы посвящены различным аспектам создания методологии проектирования одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) [1 - 4 и многие др.]. При этом значительное внимание уделено рабочему оборудованию (РО) ОГЭ. В части этих работ нами показана важность и крайняя необходимость в локальных показателях (оценках) качества (эффективности) получаемых единичных решений на различных этапах проектирования. Отмеченная необходимость вызвана, в первую очередь, задачей сокращения мощности конечного множества возможных рациональных решений, которые получаются в процессе проектирования.

В настоящей работе мы остановимся на этапе анализа нагруженности РО ОГЭ [1, 5, 6 и др.] - в рамках которого выполняется полномасштабный силовой анализ - определение т.н. максимально реализуемых статических усилий - иными словами, максимального значения силы сопротивления грунта копанию (ССГК) [7 и др.].



Ниже мы рассмотрим два, из возможно более широкой гаммы, локальных показателя качества (эффективности) РО ОГЭ. При этом заметим, что сейчас нельзя однозначно сказать какие численные значения вводимых ниже характеристик являются оптимальными - этот вопрос выходит за рамки настоящей работы и будет разрешен в наших дальнейших трудах.

**Основные результаты.** При рассмотрении РО ОГЭ в рамках анализа нагруженности речь можно вести либо о единичном допустимом положении (конфигурации) РО в пространстве - либо о единичной точке рабочей зоны, в которой может быть расположено острие зубьев ковша (в рамках плоской задачи) - тогда каждая такая точка (кроме точек границы рабочей зоны) характеризуется некоторым конечным множеством допустимых в ней положений РО.

В обоих случаях можно вести речь об "эллипсе" нагружения - второго и третьего рода (эллипс, в данном случае, это некоторая метафора - однако никто не мешает "заменить" реальный график изменения ССГК именно на эллипс, что может быть весьма удобным в ряде случаев). "Эллипс" первого рода в настоящей работе не рассматривается - пример такого эллипса можно найти в нашей работе [8].

Иными словами - в первом случае, каждому допустимому единичному положению РО можно поставить в соответствие некоторое своё конечное множество значений ССГК. На рисунках 1 и 2 приведен пример такого множества - "эллипса" второго рода (рисунки 1 и 2 иллюстрируют одно и то же рассматриваемое множество - выбор того, что удобнее и нагляднее, оставляем читателю).

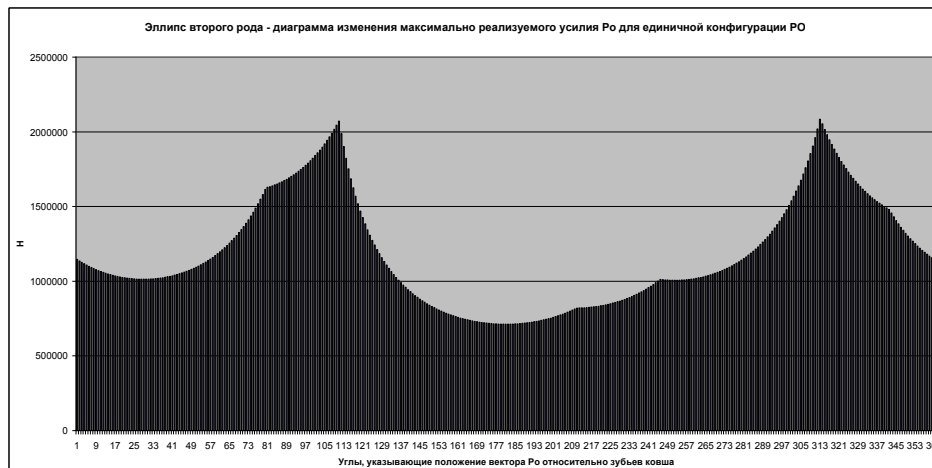


Рис. 1 "Эллипс" второго рода - первый вариант изображения (экскаватор ЭГ-12А - копание ковшем - второй расчётный режим)

Во втором случае речь идет о каждой единичной точке рабочей зоны. Каждой из них может быть поставлено в соответствие некоторое своё конечное множество значений ССГК. На рисунках 3 и 4 приведен пример такого множества - "эллипс" третьего рода (рисунки 3 и 4 иллюстрируют од-

но и то же рассматриваемое множество – выбор того, что удобнее и нагляднее, оставляем читателю).

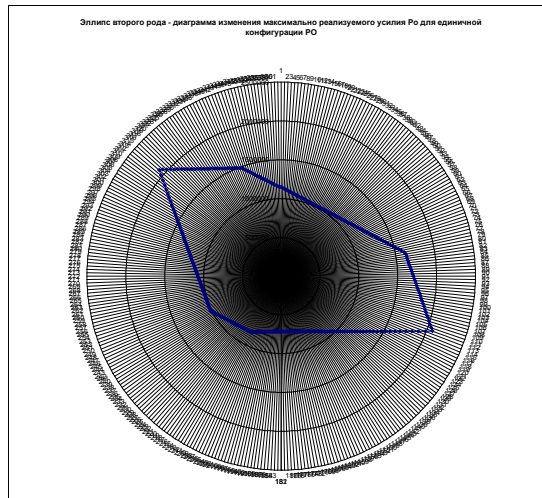


Рис. 2 "Эллипс" второго рода - второй вариант изображения (экскаватор ЭГ-12А - копание ковшем - второй расчётный режим)

Во втором случае речь идет о каждой единичной точке рабочей зоны. Каждой из них может быть поставлено в соответствие некоторое своё конечное множество значений ССГК. На рисунках 3 и 4 приведен пример такого множества - "эллипс" третьего рода (рисунки 3 и 4 иллюстрируют одно и то же рассматриваемое множество).

Если посмотреть на представленные нами рисунки, то можно увидеть, что каждый из "эллипсов" может быть охарактеризован одним и тем же набором показателей. А именно: своей площадью; значениями максимума и минимума ССГК; углами, указывающими на положение максимального и минимального значения ССГК (осей "эллипса"); для "эллипса" третьего рода может быть введен угол, характеризующий его положение на плоскости.

Кроме этих характеристик можно ввести ряд дополнительных. Для этого следует рассматривать представленные на рисунках "эллипсы" как плоские тела.

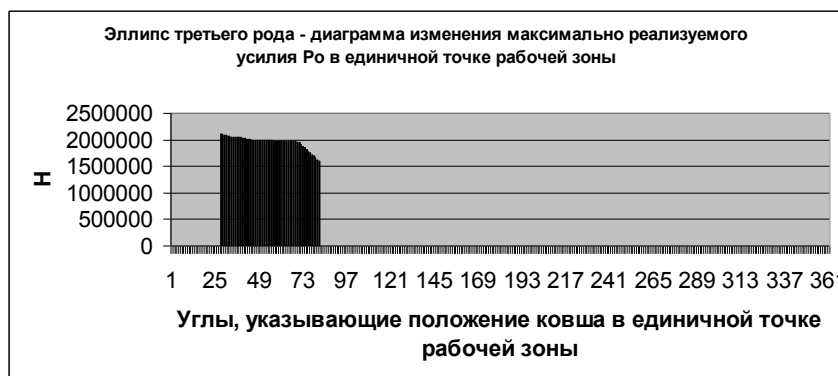


Рис. 3 "Эллипс" третьего рода - первый вариант изображения (экскаватор ЭГ-12А - копание ковшем - второй расчётный режим)

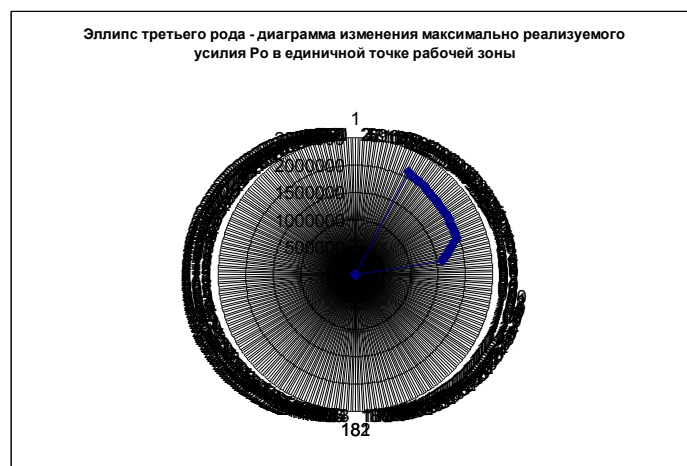


Рис. 4 "Эллипс" третьего рода - второй вариант изображения (экскаватор ЭГ-12А - копание ковшом - второй расчётный режим)

Тогда можно найти и использовать: координаты центра тяжести каждой "фигуры" "эллипса"; статические моменты площади этих "эллипсов"; - и т.д., следуя работам [1, 9 и др.].

Так же следует обратить внимание на характер распределения "эллипсов" по рабочей зоне.

Отметим также, что любой "эллипс" может быть описан с использованием методов гармонического анализа (по аналогии с нашей работой [10]). В деталях этот вопрос будет рассмотрен нами в последующих публикациях.

**Заключение.** В настоящей работе нами впервые введены две возможные локальные оценки (показателя) качества (эффективности) РО ОГЭ, полезные на этапе анализа статической нагруженности ОГЭ.

Они с успехом могут быть применены для любого вида одноковшовых гидравлических экскаваторов с традиционным рабочим органом и с любым типом рабочего оборудования. Эти показатели могут быть использованы и за пределами ОГЭ - для некоторых похожих машин - роботов.

Заметим, что если тщательное изучение "эллипсов" первого рода (например, [8]) указывает на существенную роль симметрии - то анализ "эллипсов" второго и третьего рода указывает на значительное нарушение симметрий.

На основании этого сформулируем, на будущее, следующую гипотезу: качество (эффективность) РО ОГЭ в значительной мере определяется степенью нарушения симметрий.

### Список литературы

1. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СВР-АРГУС, 2017. 210 с.

2. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
3. Побегайло П.А. Некоторые геометрические свойства рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов: Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск). 2014, № 1, 28 с.
4. Побегайло П.А., Ильина А.Н. Физическая модель оценки динамики гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектной деятельности // Уголь. 2018. № 12. с. 33 - 37. DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2018-12-00-00>
5. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1987. 133 с.
6. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчёта. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. 113 с.
7. 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.
8. 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
9. Митрев Р.П. Набор дополнительных показателей для оценки геометрических свойств рабочей зоны гидравлического экскаватора // Интернет-журнал "НАУКОВЕДЕНИЕ", 2016, № 4 (том 8), 14 с.
10. Pobegailo P.A., Ilyina A.N., Kritsky D.Y. On the issue of improving the reliability of machines for open-pit mining operations with expiring or expired standard exploitation period // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, 1023(1), 012021. DOI: [10.1088/1757-899X/1023/1/012021](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1023/1/012021)

УДК 621.879.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КОВША ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Комиссаров А.П.<sup>2</sup> проф., д.т.н.; Крицкий Д.Ю.<sup>3</sup> инж.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

<sup>2</sup> - УГГУ, Екатеринбург, РФ; <sup>3</sup> - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

*В настоящей работе кратко представлены основные результаты полученные её авторами при анализе механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А. Они могут быть полезны при проектировании подобных механизмов у иных экскаваторов с гидравлическим приводом. В процессе выполнения настоящего исследования нами введено понятие о теоретическом и фактическом силовом и энергетическом потенциалах экскаватора. Сформулирована важная теорема существования.*

**Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; механизм привода ковша; исполнительный механизм

### BUCKET DRIVE MECHANISM STUDY EXCAVATOR EG-12A

Pobegailo P.A., [Komissarov A.P.](#), Kritckij D.Y.

*This paper briefly presents the main results obtained by its authors in the analysis of the bucket drive mechanism of the EG-12A excavator. They can be useful when designing similar mechanisms for other hydraulic-driven excavators. In the course of this study, we introduced the concept of the theoretical and actual power and energy potentials of the excavator. An important existence theorem is formulated.*

**Keywords:** hydraulic excavators; working equipment; bucket drive mechanism; actuating mechanism

**Введение.** Несмотря на значительные усилия, вложенные в исследования одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) [1-9] они еще не достигли своего совершенства. Этому мешает значительное число причин, одной из которых является отсутствие исследований исполнительных механизмов рабочего оборудования (РО) ОГЭ с точки зрения анализа характера поведения их основных статических и геометрических характеристик при движении гидроцилиндра(ов).

Настоящая работа направлена на исправление указанной проблемы. Однако, в её рамках, мы можем охватить лишь фрагмент проблемы. Иными словами, сейчас мы будем вести речь лишь о механизмах поворота ковша мощных прямых гидравлических лопат, используя в качестве объекта вычислительного эксперимента машину ЭГ-12А.

При этом мы будем говорить лишь о копании ковшом при горизонтальном расположении рукояти (что почти не снижает общности полученных результатов). Оценивать мы будем характер поведения: усилия на штоке гидроцилиндров привода ковша; силы сопротивления грунта копанию  $P_0$ ; активный момент копания; момент сопротивления копанию; длины потребных при этом плеч; некоторые передаточные отношения; скорость движения поршня гидроцилиндров привода ковша, и угловую скорость ковша; реакцию в шарнире «рукоять – ковш».

На рисунке 1 представлена расчётная схема.

**Основные результаты.** На основании проведенных нами исследований могут быть сделаны следующие основные выводы:

1) Усилие на штоках гидроцилиндров привода ковша при копании ковшем есть функция от параметров самих цилиндров, их числа и значения максимального активного давления в гидравлической системе (в рассматриваемом нами случае усилие  $P_0$  не вносит дополнительного "шума", что допустимо при рассмотрении вопроса о максимальном нагружении).

Максимальное значение этого усилия в данном режиме нагружения является константой. Реальная величина этой константы прямо пропорциональна КПД гидроцилиндров и в жизни всегда меньше. Максимальное усилие может быть названо теоретическим силовым потенциалом экскаватора (на механизме привода (гидроцилиндра) ковша).



Рис. 1 Расчётная схема

2) Активный момент, создаваемый гидроцилиндрами механизма привода ковша при копании ковшем относительно шарнира «рукоять – ковш», есть функция от длины плеча относительно указанного шарнира, от параметров самих цилиндров, их числа, КПД механизма поворота и значения максимального активного давления в гидравлической системе.

Характер поведения данного активного момента имеет нелинейный характер, что вызвано нелинейным изменением длины указанного плеча. Максимальное значение момента соответствует максимальному значению длины плеча (когда плечо равно  $CW$  - см. рис. 1). Значения активного момента существенно зависят от КПД привода ковша и КПД гидроцилиндров и в реальной жизни заведомо меньше.

Графики изменения активного момента и указанного выше плеча в зависимости от хода поршня качественно совпадают, асимметричны. Заметим, что численное значение т.н. "относительной" характеристики гидроцилиндра (отношение конечной длины цилиндра к начальной) для рассматриваемого механизма и экскаватора равно 1,413.

3) Максимальное реализуемое усилие копания  $P_0$ , в рассматриваемом нами случае, без учёта момента сопротивления от сил тяжести элементов

рабочего оборудования, есть функция от длины плеча относительно, указанного выше, шарнира, параметров самих цилиндров, их числа, КПД механизма поворота и значения максимального активного давления в гидравлической системе, а также от кинематической длины ковша (без учёта силы тяжести грунта в ковше).

Характер поведения данного усилия имеет нелинейный характер, что вызвано нелинейным изменением длины указанного выше плеча. Максимальное значение усилия соответствует максимальному значению длины указанного выше плеча (и активного момента). Значения усилия существенно зависят от КПД привода ковша и КПД гидроцилиндров (они перемножаются) и в реальной жизни заведомо меньше. Еще меньше они будут при учёте грунта в ковше, что, в свою очередь, является еще одним нелинейно меняющимся (в реальности) фактором.

Графики изменения усилия (рис. 2), активного момента и указанного выше плеча в зависимости от хода поршня качественно совпадают, асимметричны.

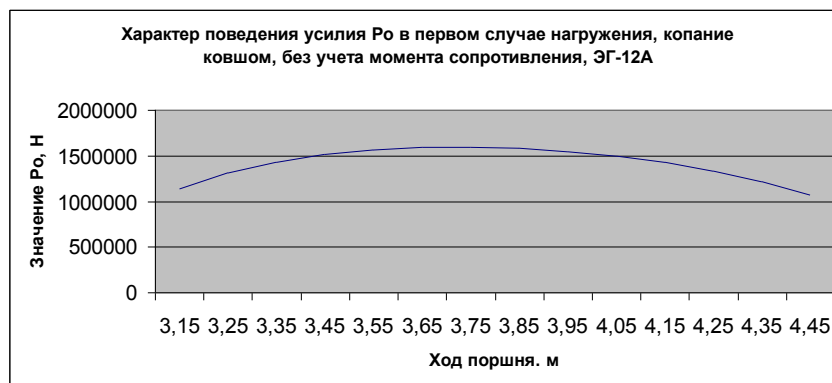


Рис. 2. Изменение усилия  $P_0$

Отметим, что полученные численные значения данного усилия меньше чем значения, полученные в натурных экспериментах на машине ЭГ-12А, не могут использоваться при анализе статической прочности металлоконструкций рабочего оборудования. К тому же это косвенно указывает на несовершенство проекта машины ЭГ-12А.

Максимальное усилие  $P_0$  может быть названо фактическим силовым потенциалом экскаватора без учета момента сопротивления (на механизме привода ковша).

Заметим, что средняя величина усилия  $P_0$  в рассматриваемом случае составляет 1418 кН (максимальное значение усилия 1597 кН). При этом разница между экстремальными значениями усилия равна 1,485 – такое же значение будет и у плеча указанного выше, и у активного момента, и т.д. Этот параметр является важным критерием сравнения рациональных единичных вариантов конструкции механизмов привода (гидроцилиндра) ковша.

4) Значительный интерес представляет степень потери силового потенциала экскаватора - при копании ковшом, мерой чего является отношение значения текущего усилия  $P_0$  к постоянному значению (в рамках нашей задачи) максимального усилия на штоках гидроцилиндров.

Как функция это передаточное отношение сложным образом зависит от всего указанного в пункте 3.

В рассматриваемом нами случае значение этого параметра вариативно, а характер его поведения по мере выдвижения штоков цилиндров имеет нелинейный характер. Для рассматриваемой машины выявлена значительная потеря силового потенциала экскаватора (от 70 до 80 процентов при кпд равных единице).

Механизм привода ковша, таким образом, является редуктором. Максимальное значение передаточного отношения соответствует максимальному значению длины указанного выше плеча (а также усилия и активного момента). Графики изменения усилия, активного момента и указанного выше плеча, передаточного отношения в зависимости от хода поршня качественно совпадают, ассиметричны.

Все обсуждаемые нами графики - активного момента, его плеча, усилия  $P_0$ , передаточного отношения - могут быть аппроксимированы кривой на базе полинома шестого порядка с  $R^2 = 1$ .

5) Момент сопротивления в рассматриваемой нами задаче состоит из двух составляющих - момента от половины силы тяжести гидроцилиндров ковша, приложенных к шарниру «цилиндр ковша – ковш», и момента от веса ковша, приложенного на середине кинематической длины ковша. Разберем каждую составляющую отдельно.

5А) Первый момент – это функция от массы цилиндров, их числа, геометрических параметров ковша, гидроцилиндров, и длины плеча относительно шарнира «рукоять – ковш».

Характер поведения интересующего нас момента всецело определяется поведением указанного сейчас плеча. Плечо имеет знакопеременный характер с незначительной нелинейностью. Аппроксимируем рассматриваемую функцию, заменив ее прямой с близким по значению к единице параметром  $R^2$ .

Изменение знака указанного плеча соответствует моменту достижения механизмом максимальных значений активного момента, усилия на зубьях ковша и передаточного числа.

График рассматриваемого сейчас плеча ассиметричен. Подчеркнем, что поведение собственно момента сопротивления аналогично описанному поведению его плеча.

5Б) Второй момент – есть функция от массы ковша и, в общем случае, грунта в ковше, геометрических параметров ковша и гидроцилиндра ковша, и от длины своего плеча относительно шарнира «рукоять – ковш» (скорость свободного падения в условиях Земли суть константа).



Характер поведения интересующего нас момента всецело определяется поведением указанного в этом подразделе плеча. Последнее, в общем случае, имеет знакопеременный характер со значительной нелинейностью - но для экскаватора ЭГ-12А в рассматриваемом нами случае всегда отрицательно (всегда совпадает с направлением момента от вектора  $P_0$  относительно шарнира «рукоять – ковш»).

График рассматриваемого плеча может быть аппроксимирован кривой на базе полинома шестого порядка с  $R^2 = 1$ .

Изменение знака указанного плеча возможно только тогда, когда значение шарнирного угла привода ковша значительно меньше, чем используемые обычно для приводов ковша карьерных гидравлических экскаваторов прямого копания. Однако это может произойти при желании значительно повысить манипулятивность прямой лопаты путем "сдвига" левой границы этого угла к нулю.

График рассматриваемого сейчас плеча ассиметричен.

Подчеркнем, что поведение собственно момента сопротивления аналогично описанному поведению его плеча.

б) Не сложно видеть, что формула для оценки значения максимального реализуемого усилия  $P_0$  может быть выписана в явном виде. На её основе может быть поставлена задача локальной оптимизации механизма привода ковша для, например, увеличения численных значений указанного усилия. Попутно заметим, что могут быть выписаны и иные виды критерия оптимизации, например, для снижения степени колебания указанного усилия, вида:

$$|M_{AH}^K - M_{AK}^K| \rightarrow MIN, \quad (1)$$

где  $M_{AH}^K$ ,  $M_{AK}^K$  – значения активного момента в начале и в конце хода поршня гидроцилиндра ковша.

Для уже созданных экскаваторов увеличить усилия можно лишь меняя некоторые параметры гидравлического привода (значения реактивного и активного давления). Очевидно, что для механизма привода ковша значение усилия  $P_0$  тем больше, чем меньше значение его плеча относительно шарнира «рукоять – ковш» (при этом по радиусу копания проходит асимптота - также см. ниже Теорему).

Естественно, что при перпендикулярном положении вектора  $P_0$  относительно радиуса копания оно имеет минимальные численные значения.

Напомним при этом, что в случае, когда усилие  $P_0$  перпендикулярно радиусу копания оно полностью совпадает со своей касательной составляющей  $P_{01}$ . Считается, что в этом случае энергоёмкость копания минимальна (отпадает необходимость в дополнительных затратах энергии на преодоление силы трения, соответствующей нормальной составляющей  $P_{02}$ ).

Заметим, что средняя величина усилия  $P_0$  в рассматриваемом случае составляет 1340 кН (максимальное значение усилия 1507 кН), что на 5,5% меньше чем в случае, когда момент сопротивления не учитывается.

7) Максимальное реализуемое усилие копания  $P_0$  в рассматриваемом нами случае, с учётом момента сопротивления от веса ряда элементов рабочего оборудования, есть та же функция, что и описанная в пункте 3 с очевидными уточнениями.

Характер поведения данного усилия имеет нелинейный вид, что вызвано нелинейным поведением длины указанного в пункте 3 плеча и характером поведения момента сопротивления.

Максимальное значение усилия соответствует максимальному значению длины указанного в пункте 3 плеча (и активного момента, и пр.).

Однако численные значения при учете момента сопротивления ниже полученных ранее значений на 3...8 %.

При этом значения усилия существенно зависят от КПД привода ковша и КПД гидроцилиндров (они перемножаются) и в реальной жизни заведомо меньше. Еще меньше они будут при учёте грунта в ковше, что, в свою очередь, является еще одним нелинейно меняющимся (в реальности) фактором.

График изменения усилия в зависимости от хода поршня ассиметричен, и качественно совпадает с графиками указанными ранее (активный момент и пр.). График рассматриваемого усилия может быть аппроксимирован кривой на базе полинома шестого порядка с  $R^2 = 1$ .

Отметим, что полученные численные значения данного усилия существенно меньше, чем значения, полученные в натуральных экспериментах на машине ЭГ-12А, и не могут использоваться при анализе статической прочности металлоконструкций рабочего оборудования. К тому же это косвенно указывает на несовершенство проекта машины ЭГ-12А.

Максимальное усилие  $P_0$  может быть названо фактическим силовым потенциалом экскаватора с учетом момента сопротивления (на механизме привода ковша).

Заметим, что любой полученный нами график усилия  $P_0$  может быть охарактеризован через его площадь – суть, которой произведение работы на копание.

На основании проведенной работы сформулируем следующую **Теорему (существования)**. Для четырехзвенного плоского механизма привода ковша численное значение усилия  $P_0$ , при копании, всегда существует и положительно, и для него всегда выполняется следующее неравенство (указанное усилие всегда находится в его границах):

$$\frac{M_A^K}{c} \leq P_0 < \lim_{c \rightarrow 0} \left( \frac{M_A^K}{c} \right) \rightarrow \infty, \quad (2)$$

где  $M_A^K$  - активный момент привода ковша;  $c$  - кинематическая длина ковша (мы сейчас, для простоты, говорим о расположении вектора  $P_0$  только в ситуации, когда развиваемый им момент относительно шарнира «рукоять – ковш» направлен противоположно активному моменту копания; не учет в неравенстве (2) момента сопротивления сейчас не принципиален – его учет незначительно уменьшит численное значение левой границы).

Очевидно, что в реальности верхняя граница численного значения усилия  $P_0$  куда меньше бесконечности и определяется ограничениями в гидравлическом приводе, а также статической устойчивостью и проскальзыванием машины.

7А) Для случая копания рукоятью, указанная выше **Теорема**, примет вид: для четырехзвенного плоского механизма привода рукояти численное значение усилия  $P_0$ , при копании, всегда существует и положительно, и для него всегда выполняется следующее неравенство (указанное усилие всегда находится в его границах):

$$\frac{M_A^P}{b+c} \leq P_0 < \lim_{BD \rightarrow 0} \left( \frac{M_A^P}{BD} \right) \rightarrow \infty, \quad (3)$$

где  $M_A^P$  - активный момент привода рукояти;  $b$  - кинематическая длина рукояти;  $BD$  - расстояние между шарниром стрела - рукоять и зубьями ковша (см. рис. 1).

7Б) Заметим, что для случая копания стрелой указанная выше **Теорема** примет вид: для четырехзвенного плоского механизма привода стрелы численное значение усилия  $P_0$  (при копании) всегда существует и положительно, и для него всегда выполняется следующее неравенство (указанное усилие всегда находится в его границах):

$$\frac{M_A^C}{a+b+c} < P_0 < \lim_{AD \rightarrow 0} \left( \frac{M_A^C}{AD} \right) \rightarrow \infty, \quad (4)$$

где  $M_A^C$  - активный момент привода стрелы;  $a$  - кинематическая длина стрелы;  $AD$  - расстояние между пятой стрелы и зубьями ковша.

Более точно, в связи с тем, что шарнирный угол между стрелой и рукоятью в данном случае меньше 180 градусов, знаменатель в левой части условия (4) будет меньше (мы приведем точное его значение в иных наших работах).

8) При учете моментов сопротивления в характере поведения передаточного числа ничего не меняется. Его численные значения изменяются на 2% в сторону дальнейшего снижения силового потенциала экскаватора при копании ковшом.

9) Скорость движения поршня гидроцилиндра ковша при копании им есть функция от подачи насоса, их числа, параметров самих гидроцилиндров и их числа (в реальности конечно существенно влияние окажут и прочие параметры привода). В рамках настоящего исследования представляет

интерес её экстремальное значение (при максимальной подаче и без учета КПД). У ЭГ-12А она составляет 0,363 м/с.

10) При определении экстремальных значений угловой скорости поворота ковша она есть функция от подачи насоса, их числа, параметров самих гидроцилиндров и их числа, плеча активного момента (в реальности конечно существенное влияние окажут и прочие параметры привода).

При этом указанная угловая скорость обратно пропорциональна указанному плечу и при прочих равных им полностью определяется.

Минимальное значение угловой скорости соответствует максимальному значению длины указанного плеча (и, в свою очередь, максимальным значениям активного момента, усилия  $P_0$  и пр.).

График рассматриваемого параметра (см. рис. 3) может быть аппроксимирован кривой на базе полинома шестого порядка с  $R^2 = 1$ .

Рассмотрение различных подач насоса и пр. позволяет получить набор кривых, формирующих поле скоростей механизма привода ковша.

11) Непреодолимым ограничением времени движения ковша экскаватора ЭГ-12А, если не учитывать его динамику, является значение в 3,5 секунды. Время копания ковшом в реальности значительно выше. В общем случае время копания есть сложная функция от параметров гидравлического привода, характеристик рабочего оборудования, процесса экскавации и пр.

12) Для экскаватора ЭГ-12А численные значения скоростного передаточного отношения находятся в диапазоне 1,11...1,55.

13) Зная предполагаемые или реальные условия эксплуатации экскаватора, механизм привода ковша может быть оценен через набор энергетических характеристик: по значению фактического энергетического запаса механизма и по фактической энергоемкости копания.

Тут возможно введение понятий теоретического и фактического энергетических потенциалов экскаватора и "появления" соответствующего передаточного отношения.

14) Максимальные усилия в шарнире «рукоять – ковш» нельзя найти, рассматривая одно положение усилия  $P_0$  на зубьях ковша. Также недопустимо это делать, не рассмотрев всю рабочую зону, ибо заранее неизвестна конфигурация рабочего оборудования с максимальной реакцией в этом шарнире.

Для случая копания ковшом при горизонтальной рукояти и фиксированном положении вектора  $P_0$  характер поведения суммарного усилия в шарнире «рукоять – ковш» носит нелинейный характер, но может быть представлен в виде линейной функции с  $R^2 = 0,86$ .

Нагружение шарнира «рукоять – ковш» зависит от усилия на штоках гидроцилиндров привода ковша.

Рис. 3 Изменение угловой скорости ковша ( $\text{в } \text{с}^{-1}$ )

**Заключение.** Кратко представлены основные результаты, полученные авторами при анализе механизма привода ковша экскаватора ЭГ-12А. Они могут быть полезны при проектировании подобных механизмов у иных экскаваторов с гидравлическим приводом. Введены понятия о теоретическом и фактическом силовом и энергетическом потенциалах экскаватора. Сформулирована важная теорема существования. Показан ее вид для случая копания рукоятью или стрелой. Для механизма привода ковша предложен возможный критерий локальной оптимизации.

### Список литературы

1. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СВР-АРГУС, 2017. 210 с.
2. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
3. Побегайло П.А. Некоторые геометрические свойства рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов: Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск). 2014, № 1, 28 с.
4. Побегайло П.А., Ильина А.Н. Физическая модель оценки динамики гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектной деятельности // Уголь. 2018. № 12. с. 33 - 37. DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2018-12-00-00>
5. Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8. С. 20-24.
6. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 11. С. 9-14.
7. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. 232 с.
8. Le Q. H., Jeong Y. M., Nguyen C. T., Yang S. Y. Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic // Journal of Drive and Control. 2013. Vol. 10 Iss. 1. P. 29-36.
9. Liu J. Integrated mechanical and electro hydraulic system modeling and reality simulation technology of a virtual robotic excavator // Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design. IEEE 10th International Conference, 2009. pp. 797-802.

УДК 621.879.3

## ПРИМЕНЕНИЕ ЦИФРОВЫХ МЕТОДИК ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Майданов И.С., инженер<sup>2</sup>;

Гадолина И.В.<sup>1</sup> с.н.с., к.т.н.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

<sup>2</sup> – НПО «Технология» Обнинск, Калужская область, РФ

*Рассмотрен относительно новый подход к проектированию и отладке сложного горного оборудования - гидравлического экскаватора. Разработанные дифференциальные уравнения позволили предусмотреть применение концепции создания цифровой модели оборудования, которая в условиях частичной деградации экспериментальной базы может обеспечить научное рассмотрение 1) проектирования; 2) доводки опытного образца; 3) оценки надежности эксплуатации. Рассмотрена также парадигма применения новых материалов в отрасли.*

*Ключевые слова:* одноковшовые гидравлические экскаваторы; проектирование; жизненный цикл изделия; цифровой двойник; композитные материалы; цифровые фабрики

## APPLICATION OF DIGITAL DESIGN METHODS IN THE PROBLEM OF OPTIMIZING THE DESIGN OF THE EXCAVATOR WITH A HYDRAULIC DRIVE

Pobegailo P.A.; Maydanov I.S.; Gadolina I.V.

*A relatively new approach to the design and debugging of complex mining equipment - a hydraulic excavator is considered. The developed differential equations made it possible to envisage the use of the concept of creating a digital model of equipment, which, under conditions of partial degradation of the experimental base, can provide scientific consideration of 1) design; 2) fine-tuning the prototype; 3) assessing the reliability of operation. The paradigm of application of new materials in the industry is also considered.*

*Keywords:* single bucket hydraulic excavators; design; product life cycle; digital twin; composite materials; digital factories

**Введение.** С момента появления *Homo sapiens* на этой планете в Мире появились и модели – некие образы, картины, вначале сильно зашумленные и нечеткие, которыми человек описывал известный ему круг вещей.

По мере роста осознанности и появления Культуры в виде мифов (сказок и баек) модели закреплялись и превращались в шаблоны, мемы - формируя рамки и нормы быта и существования.

Со временем выявились существенные ограничения такого естественного подхода, связанные, в частности, и с объемом, точностью, сохранностью вовлеченной в этот процесс информации, что во многом было вызвано физическими ограничениями человека и человеческих групп – общества.

Путь решения этих проблем лежал на дороге прогресса. Появился, усложнился и укрепился язык, появилась письменная речь и первые способы ее хранения на глиняных табличках. Модели окружающего Мира снова набрали ход в сторону своего усложнения и... столкнулись с теми же про-

блемами на новом витке своей эволюции. Так повторялось много раз... И наступила эра революций.

Первая состоялась в Древней Греции, где родились новые формы работы с информацией - родилось новое Мышление.

Вторая Революция произошла в эпоху «Галилея – Ньютона» - родились и закрепились экспериментальные методы работы с Миром вокруг человека.

К середине XIX века наступил наш, современный Мир - Мышление и Знание набрали ход, Мир заиграл новыми красками, люди задышали широкой грудью. Не было только методов обработки больших данных и способов их хранения. До них было еще чуть более ста лет, хотя Августа Ада Кинг и Чарлз Бэббидж опередили свое время... [1 и др.].

И вот - Наше время - время очередного перелома, когда, с одной стороны, сложность Моделей достигла астрономических величин, а, с другой – их понимание, знание внутренних свойств и особенностей, существенно упало. Ведь все базовые ограничения Модели остались – это всего лишь неточный слепок окружающего нас Мира, представляемый таким несовершенным его членом – человеком, часто только на основании его фантазии.

Можно ли хотя бы частично снять указанную проблему – построить (найти) для конкретной предметно-ориентированной области человеческого знания и нужд цифровую его Модель, так называемого, "цифрового двойника"?

Рассмотрим это на примере горных машин для открытых горных работ – экскаваторах с гидравлическим приводом.

**Метод.** В наше время разработка и проектирование конкурентно-способной продукции в сжатые сроки часто возможна лишь с применением "виртуальных фабрик". Такое технологическое решение, само по себе, реализуемо при обеспечении трех основных составляющих:

- цифровое проектирование и моделирование;
- новые материалы;
- аддитивные технологии.

Применение новой программы (в смысле Лакатоса) цифрового дизайна и моделирования позволило "оторваться" от традиционной ситуации, когда количество изменений растет и усложняется, и, соответственно, растут стоимость и сроки их внедрения, и это явление распространяется на весь жизненный цикл разработки - от этапа проектирования и до момента утилизации. В результате применения "цифровых двойников" становится возможным сосредоточить большую часть изменений и затрат на этапе проектирования, что значительно минимизирует общие затраты и обеспечивает разработку высокотехнологичных продуктов нового поколения в кратчайшие сроки.

Среди важнейших технологий, которые аналитиками обычно связываются с "Индустрией 4.0" выделяется использование материалов с задан-

ными свойствами. Применительно к горным машинам перспективным является использование композитов [2 и др.].

В основе создания "цифровых двойников" лежат сложные междисциплинарные физические модели, часто описываемые совокупностью алгебраических и дифференциальных уравнений, иногда и в частных производных. При этом построенные физические модели должны проходить верификацию. Для этого важно перевести в цифровую форму результаты натурных испытаний горнодобывающих объектов и, в первую очередь, тех, что проводились для доводки изделий в горной отрасли еще в СССР [3 - 5 и др.].

Жизненный цикл одноковшового гидравлического экскаватора может быть (в первом приближении) представлен некоторой схемой (рис. 1). Схема показывает расширенный жизненный цикл этой машины с многочисленными связями и нюансами (подробно не рассматриваем).

Поскольку этапы жизненного цикла [6 и др.] включают в себя этап проектирования, применение "цифровых фабрик" [7 и др.] является перспективным направлением исследования.

**Основные результаты.** Фундамент "цифрового двойника" горной машины составляет сложная связка двух диалектических пар: «производство – проектирование»; «эксплуатация – мировая наука».

Первая пара выглядит узнаваемо – она указывает на два известных и избитых объекта, что верно. Новым тут является тот факт, что для получения цифрового двойника нужна их полная перестройка.

Вторая связка может вызвать некоторую оторопь. И это нормально. Но почему она именно такова? Потому что именно наука определяет производство, а последнее дает импульс науке.

В своей совокупности эти две связки порождают некий новый "треугольник Фреге" – четырехугольник цифрового фундамента будущего "цифрового двойника" горной машины.

Однако ограничиваться плоской схемой тут нельзя. Необходимо нарастить плоскую фигуру до ромба поместив в верхнюю ее точку человека, а в нижнюю ИИ - виртуального человека. Оппозиция такого рода позволяет говорить о третьей диалектической связке, воздействующей на всю нашу конструкцию целиком и поэлементно. При этом удобно в центре нашей трехмерной фигуры поместить блок управления, у которого нет оппозиции кроме окружающего фигуру Хаоса. Иными словами, лишь управление диалектическими парами способно сопротивляться и преобразовывать хаос в фиксированные формы.

Итак. Имеется многомерный кристалл, где все его грани имеют название, указан блок управления и намечены все основные связи между элементами. В своей сути это и есть форма "цифрового двойника" жизненного цикла горной машины. Иными словами, это Модель, это некий Редуктор реальности, увеличивающий связность нашего семантического пространства.



Отметим, что формы бытия и существования двойника динамичны и изменчивы, и имеют цель своего существования, а значит, могут быть управляемы.

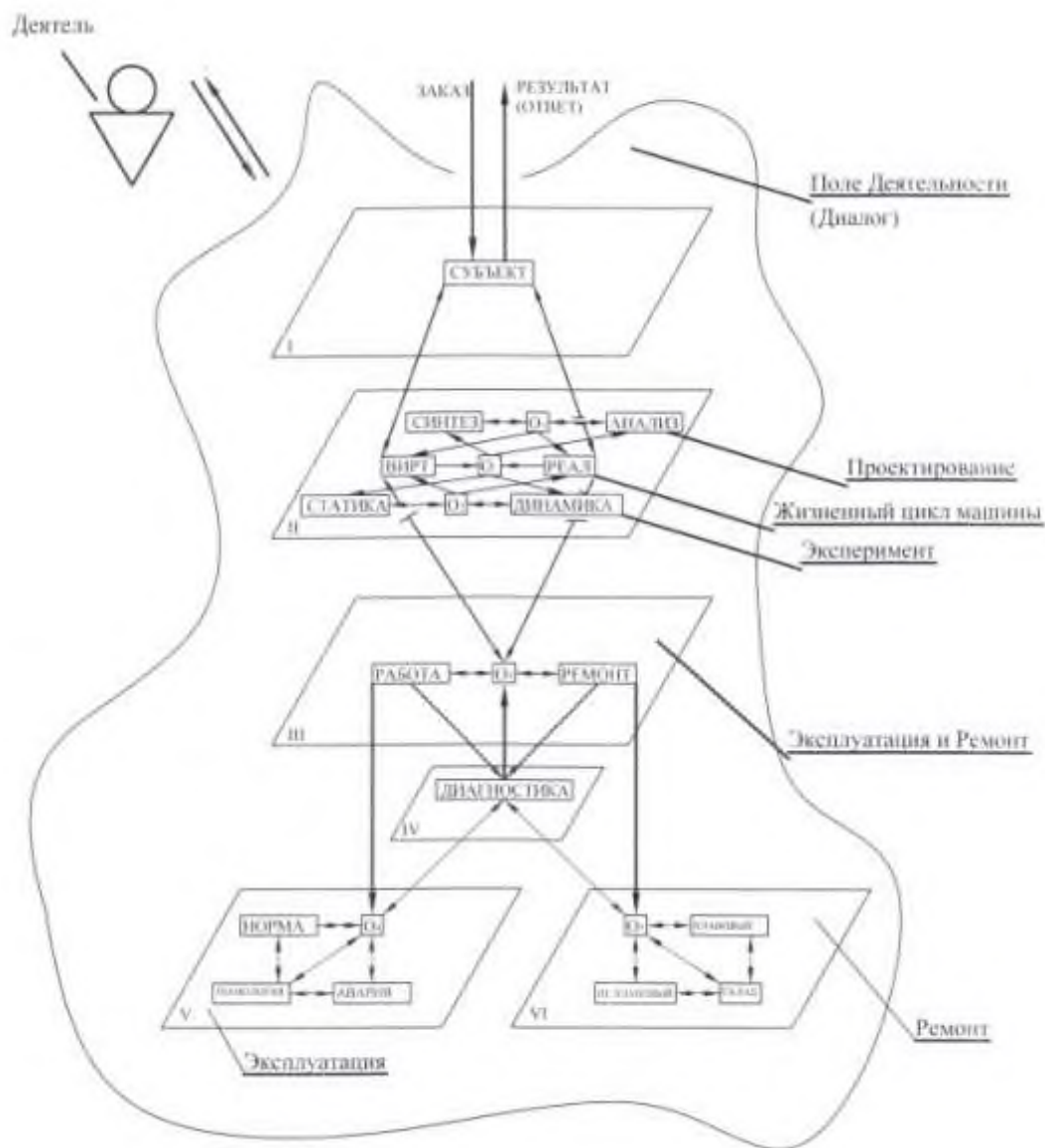


Рис. 1 Схема жизненного цикла экскаватора  
(фундамент для создания науки о машинах для земляных работ)

Что же лежит в основе математического описания такой модели? На первый взгляд, это теория графов – и особенно те ее разделы, что применяются при рассмотрении вопросов диагностики сложных технических систем с опорой на «сценарный подход» [8 - 10 и др.].

Однако мы не будем сейчас браться за описание всей этой сложнейшей конструкции. Посмотрим лишь собственно на экскаватор с гидравлическим приводом. Что в новые времена должно лежать в основе его создания, производства и эксплуатации? На наш взгляд, система управления – это, с одной стороны, машиной, с другой стороны – фирмами, которые

производят и эксплуатируют эту машину, то есть в основе описания машины должна лежать совокупность динамических моделей. Что же можно положить в основу этих моделей?

Не рассматривая сейчас фирмы и их взаимодействие в деталях заметим, что перспективны подходы из "активных систем" (наличие несопадающих интересов и т.д.) [см. работы Бурова В.Н. и его школы] и ряд иных интересных идей ИПУ РАН (например, работы Цвиркуна А.Д.) и ИСА РАН (ВНИИСИ).

Касаясь же собственно экскаваторов, мы считаем, что наиболее перспективно выглядит « синергетическая теория управления», созданная А.А. Колесниковым [11 и многие др.].

Нами выполнены первые шаги на пути стыковки указанной теории и более простых идей [12, 13 и др.], в частности, высказанных В.И. Матюхиным [14 и др.].

При этом уравнение движения рабочего оборудования мы записывали в следующем виде:

$$m \cdot \ddot{\theta}_i = q_i + u_i, \quad (1)$$

где  $b_i$  - шарнирные углы;  $m = \|m_{ik}\|_{i=1,3}^{k=1,3}$  - матрица кинетической энергии,  $u_i$  - управления,  $q_i$  - иные обобщенные силы.

На базе этого подхода построена физическая модель с ее полноценным математическим описанием рабочего оборудования экскаваторов с гидравлическим приводом [12, 13 и др.].

В ходе создания новых горных машин значительную роль играют применяемые материалы.

При этом сегодняшних конструкторов непрерывно мучает вопрос – «А как поведет себя модернизированное изделие, а как оно себя проявит на тех или иных режимах эксплуатации?».

Возможно, именно поэтому сейчас создается не много конструкций/машин/приборов/... нового поколения, которые должны быть глобально конкурентоспособными, востребованными и кастомизированными/персонализированными или даже – кастомными, то есть с самого начала спроектированными под постоянно повышающиеся требования потребителя и глобального рынка.

Отметим, что сейчас наиболее перспективным представляется использование композитов. Они могут быть использованы как в отдельных элементах машины, в частности, в ковше или в шарнирах рабочего оборудования, в элементах гусеничного хода, так и для целых подсистем машин, например, в рабочем оборудовании.

В работах, например [2, 15], исследованы состав, свойства и технологии переработки высоконаполненных композитов для нужд горнодобывающей промышленности. В частности, получено выражение для оптимальной длины зоны уплотнения при производстве.

Для управления качеством композитных материалов и оптимизации технологического процесса может использоваться уравнение Аррениуса. Оно показывает скорость протекания химической реакции между наполнителем и связующим. В дифференциальной форме оно запишется так:

$$\frac{d(\ln k)}{dT} = \frac{E_a}{RT^2}, \quad (2)$$

где  $k$  – скорость реакции;  $E_a$  – энергия активации,  $T$  – абсолютная температура и  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Завершая настоящий текст отметим, что в 2017 году Россия утвердила карту «Технета» по направлению "Передовые производственные технологии". В связи с этим изготовление современной продукции требует цифровизации всего жизненного цикла изделия (от идеи до утилизации). Важнейшую роль при этом играет и система цифрового проектирования.

Значительное место при цифровизации жизненного цикла занимает технология генеративного дизайна на базе искусственного интеллекта, позволяющая разрабатывать автоматически изделия и изменять их свойства. Инженер задаёт лишь раз исходные условия – материал, нагрузку, производственные ограничения. С помощью этих данных система сама прорабатывает множество вариантов, возвращая ответы в виде готовых решений

Часто изделия, спроектированные таким образом, можно произвести только с помощью аддитивного производства. Так же следует обратить внимание и на "цифровую сертификацию", основанную на виртуальных испытаниях, как отдельных компонентов, так и всей системы в целом.

**Заключение.** Рассмотрен вопрос о "цифровом двойнике" в приложении к созданию горных машин для открытых горных работ - на примере экскаваторов с гидравлическим приводом. Представлены соображения о методической стороне вопроса - и даны некоторые наброски математической теории.

### Список литературы

1. Апокин И.А., Майстров Л.Е., Эдлин И.С. Чарльз Бэбидж. М.: Наука, 1981. 128 с.
2. Прушак В.Я. Научные основы повышения долговечности быстроизнашивающихся деталей горных машин: Дисс. ... докт. техн. наук. М., 2000. 324 с.
3. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: методология проектирования рабочего оборудования (на ранних стадиях проектирования). М.: СВР-АРГУС, 2017. 210 с.
4. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.
5. Побегайло П.А. О новых подходах к оценке и сравнению вариантов рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2007. с. 172 – 177.

6. Gadolina I. PLM and probabilistic longevity estimation / В сборнике: Life cycle engineering and management ICDQM-2016. Proceedings of the 7th DQM International Conference. 2016. С. 168-173.
7. Боровков А.И. «Умные» цифровые двойники – основа новой парадигмы цифрового проектирования и моделирования глобально конкурентоспособной продукции нового поколения / А.И. Боровков, В.М. Марусева, Ю.А. Рябов // Трамплин к успеху. – 2018. – № 13. – С. 12–16.
8. Побегайло П.А., Крицкий Д.Ю. Совершенствование диагностики стрел драглайнов с использованием сценарного подхода: постановка задачи // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XVI Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. с. 109 – 112, 2018.
9. Кульба В.В. и др. Использование сценарного и индикаторного подходов для управления живучестью, стойкостью и безопасностью сложных технических систем. М.: ИПУ им. В.А. Трапезникова, 2011. 116 с.
10. Соложенцев Е.Д. Сценарное логико-вероятностное управление риском в бизнесе и технике. СПб.: Издательский дом "Бизнес-пресса", 2004. 432 с.
11. Колесников А.А. Синергетическая теория управления: концепции, методы, тенденции развития // Известия ТРТУ. 2001. № 5(23). с. 7 - 27.
12. Побегайло П.А., Ильина А.Н. Физическая модель оценки динамики гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектной деятельности // Уголь. 2018. № 12. с. 33 - 37. DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2018-12-00-00>
13. Kolesnikova S., Tsvetnitskaya S., Pobegailo P. An Extension of the Method of Aggregated Regulators to a Discrete Stochastic Object // 2019 International Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON 2019), Tomsk, 18-20 april 2019. [S. 1.]: IEEE, 2019. P. 14-19.
14. Матюхин В. И. Управление движением манипулятора. – М.: ИПУ им. В.А. Трапезникова РАН, 2010. – 96 с.
15. Прушак В.Я. и др. Оптимизация режимов получения и рецептур конструкционных полимерных материалов для горно-шахтного оборудования / В сб. "Ресурсосберегающие технологии в нефтехимической промышленности", 1998. с. 192-194.

УДК 621.671

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТИПА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Лагунова Ю.А.<sup>1</sup>, проф., Решетникова О.С.<sup>2</sup>, ст. преп., Мамонтова Д.А.<sup>2</sup>, студент  
<sup>1</sup>Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, РФ  
<sup>2</sup>Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан

*С целью оценки влияния формы рабочего колеса центробежного насоса на его выходные параметры - давление и скорость потока жидкости выполнено моделирование секции центробежного насоса ЦНС180-383. Построение имитационной модели насоса с изменением типа рабочего колеса и расчет произведены в ПК «SolidWorks». В результате численного эксперимента получены эпюры изменения статического, динамического, полного давлений и скорости жидкости в рабочем колесе, анализ которых позволил определить модель колеса с наиболее высокими характеристиками.*

**Ключевые слова:** центробежный насос, рабочее колесо, давление жидкости, КПД гидравлический, имитационная модель, моделирование.

## RESEARCH OF THE INFLUENCE OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER TYPE ON THE ENERGY CHARACTERISTICS OF A FLUID FLOW

Lagunova Yu.A.<sup>1</sup>, prof., Reshetnikova O.S.<sup>2</sup>, senior lecturer Mamontova D.A.<sup>2</sup>, student  
<sup>1</sup>Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russian Federation  
<sup>2</sup>Karaganda Technical University, Karaganda, Kazakhstan

*In order to assess the effect of the type of a centrifugal pump impeller on its output parameters - pressure and fluid flow rate, the centrifugal pump section ЦНС180-383 was modeled. The design of the pump simulation model with a change in the type of impeller and the calculation were made in the PC «SolidWorks». As a result of a numerical experiment, the diagrams of changes of static, dynamic, total pressures and fluid velocity in the impeller were obtained. The analysis of the diagrams allowed to determine the model of the impeller with the highest characteristics.*

**Keywords:** centrifugal pump, impeller, fluid pressure, hydraulic efficiency, simulation model, modeling.

Статья посвящена исследованию параметров потока жидкости в рабочем колесе центробежного насоса ЦНС 180-383. Универсальность конструкции центробежных насосов предопределяет их широкое распространение. Оборудование используется для перекачки очищенной воды, нефтепродуктов и жидкостей, смешанных с агрессивными или абразивными веществами. Конструктивной особенностью насосов ЦНС является то, что он включает в себя несколько секций, от количества которых зависит заданный напор при неизменной подаче, т.е., для регулирования напора достаточно добавить или убрать несколько секций.

Классификация центробежных насосов обширна, модернизация и совершенствование их конструкции продолжается и в настоящее время. Одним из главных вопросов является повышение КПД гидромашины, на величину которого влияют механическое трение, утечки и гидравлические потери. Гидравлические потери, возникающие в каналах гидромашины,

являются результатом потерь напора на трение и потерь от изменения сечений потока и изменений его направления. Гидравлические потери каждого типа центробежного насоса следуют своему собственному закону и зависят от формы и конструкции подводящей камеры, длины и формы очертаний лопаток рабочего колеса, от угла атаки  $\alpha$ , формы и конструкции нагнетательной камеры насоса [1, 2].

Для проведения исследования была построена модель одноступенчатого центробежного насоса с применением программного комплекса SolidWorks, предназначенного для автоматизации работ промышленных предприятий на этапах конструкторской и технологической подготовки производства с применением модуля SolidWorks Flow Simulation, который позволяет моделировать течения жидкостей и газов, управлять расчётной сеткой, использовать типовые физические модели жидкостей и газов, выполнять комплексный тепловой расчёт и др. (рисунок 1).

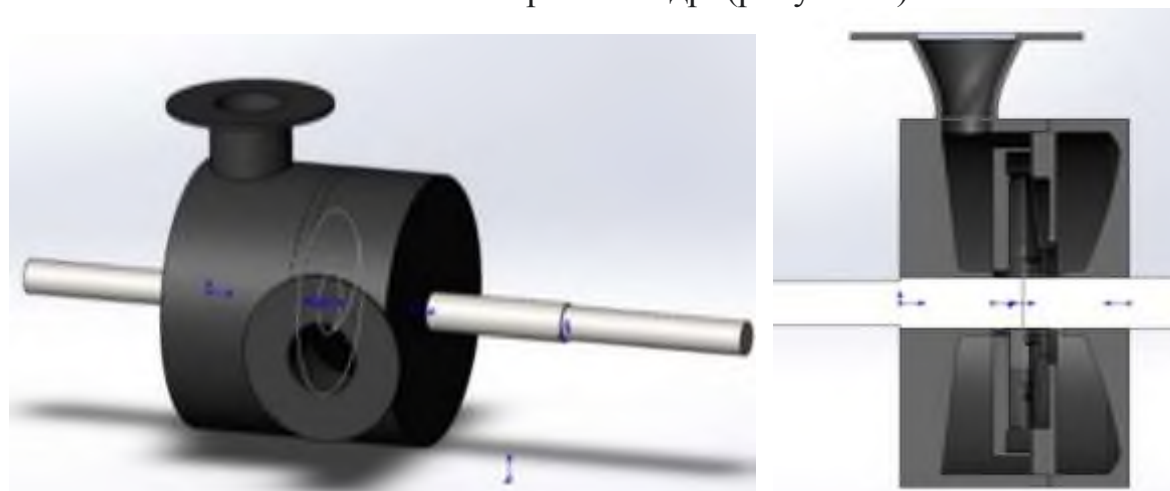


Рисунок 1 – Имитационная модель центробежного насоса

Таблица 1 – Исходные данные

№	Вводимые параметры	
1	тип задачи	внутреннее вращение
2	вид жидкости	вода
3	тип течения	ламинарное и турбулентное
4	число оборотов рабочего колеса, об/мин	1500
5	область вращения	локальная
6	граничные условия	атмосферное давление на входе и выходе из насоса
7	тип реальной стенки	в качестве реальной стенки: направляющей аппарат, входной и выходной корпус

В процессе выполнения работы были исследованы параметры потока жидкости в насосе с рабочим колесом: 1) закрытого типа; 2) закрытого типа с увеличенным количеством лопаток, 3) открытого типа; 4) закрытого типа с уменьшенным внешним диаметром. Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

Результаты численного эксперимента представлены в виде эюр, характеризующих изменение скорости жидкости в насосе, статического давления (давление, зависящее от запаса потенциальной энергии жидкости), динамического давления (давление, обусловленное скоростью движения жидкости) и полного давления. В качестве примера на рисунках 3 и 4 приведены результаты расчета для модели насоса с рабочим колесом закрытого типа. Анализ результатов позволяет отметить следующее:

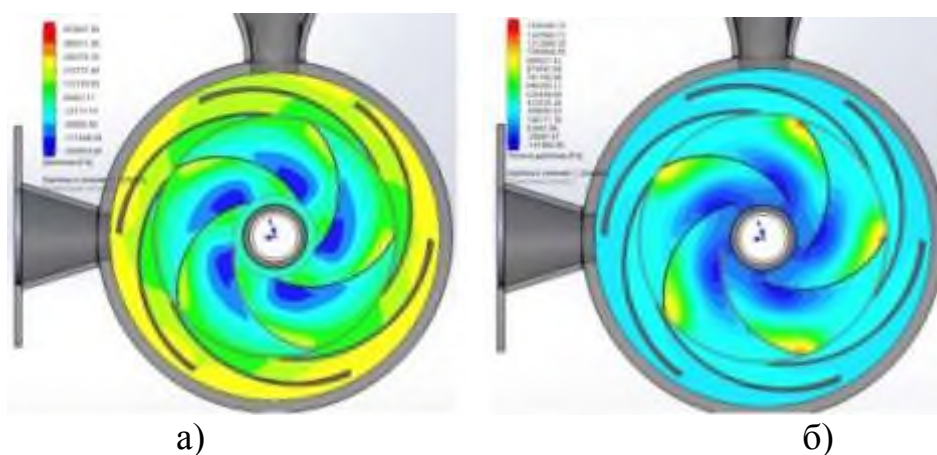


Рисунок 3 – Эпюры изменения статического а) и полного б) давлений

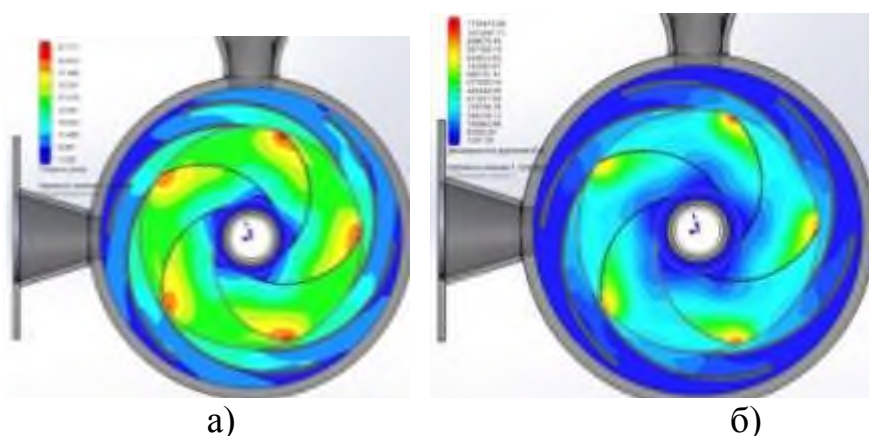


Рисунок 4 – Эпюры изменения скорости а) жидкости и динамического давления б)

- на входе в рабочее колесо возникает зона пониженного давления, что характеризует всасывание жидкости в насос;
- зоны пониженного давления наблюдаются также при попадании жидкости на лопатки рабочего колеса, которые могут образоваться в результате возникновения области вихреобразования;
- динамическое давление и скорость жидкости увеличиваются на выходе из рабочего колеса, достигая 1,15 МПа и 27-32 м/с соответственно. Попадая в направляющий аппарат часть кинетической энергии переходит в потенциальную, значения динамического давления и скорости уменьшаются до 0,2 МПа и 1,5 м/с;

- величины статического и полного давлений на выходе из рабочего колеса увеличиваются до 0,28 и 0,53 МПа соответственно.

В таблице 2 представлены результаты расчета для четырех вариантов.

Таблица 2 - Результаты расчета

Вид имитационной модели	Статическое давление, МПа	Скорость жидкости, м/с	Динамическое давление, МПа	Полное давление, МПа
Модель 1 (с рабочим колесом закрытого типа)	0,29	47,7	0,89	1,08
Модель 2 (с рабочим колесом закрытого типа с увеличенным количеством лопаток до 8)	0,27	37,9	0,72	0,91
Модель 3 (с рабочим колесом открытого типа)	0,192	24,5	0,303	0,42
Модель 4 (с рабочим колесом закрытого типа с уменьшенным внешним диаметром)	0,196	36,8	0,68	0,85

Анализ таблицы показывает, что модель 1 имеет наибольшие значения выходных параметров. У модели 2 значения скорости и давления меньше по сравнению с моделью 1 на 13-20 %. Это связано с тем, что при увеличении числа лопаток возрастает сопротивление движению потока жидкости. Модель 3 имеет самые низкие показатели, что обусловлено особенностями конструкции рабочего колеса. У насосов с открытым колесом полости непостоянны в отличие от гидромашин с рабочим колесом закрытого типа, в результате возникает значительное вихреобразование и гидравлические потери энергии. Поэтому большинство насосов имеют рабочие колеса закрытой конструкции, которые сложнее в изготовлении, но имеют высокую надежность и КПД. Рабочие колеса полуоткрытой и открытой конструкции применяются в технологических насосах специального назначения для перекачивания жидких гидросмесей [2].

Выходные параметры модели 4 близки к параметрам модели 2. Падение давления и скорости связано с возникновением гидравлических потерь между направляющим аппаратом и рабочим колесом.

Таким образом, анализ полученных данных позволил определить модель рабочего колеса с параметрами, которые в наибольшей степени отвечают вопросам эффективной работы центробежного насоса.

### Список литературы

1. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч.2. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
2. Трифонова Г.О., Трифонова О.И. Гидродинамические машины и передачи: Учебное пособие/ МАДИ (ГТУ). – М., 2009. - 72с.



УДК 622.621

## АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Макаров В. Н., проф., Семёнов А. В., аспирант, Молчанов М. В., аспирант,  
Бельских А.М., студ., Пешкова И.Д., студ.

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

*Осевые вентиляторы широко востребованы в самых различных сферах деятельности человека. Это обусловлено их низкой шумностью, надежностью конструкции, более высоким КПД (90% и более) по сравнению с центробежными ВУ, а также выдерживать интенсивные эксплуатационные условия. Применение осевых вентиляторов при проветривании подземных выработок на горнодобывающих предприятиях является неотъемлемой частью их работы. Так как происходит изменение объема горных выработок, то вентилятор вынужден работать на различных режимах при различных характеристиках сети.*

**Ключевые слова:** *Осевые вентиляторы, повышение эффективности, тангенциальный наклон, радиальный зазор, густота решёток.*

### ANALYSIS OF STUDIES ON INCREASING THE EFFICIENCY OF AXIAL FANS

Makarov V. N., Semyonov A. V., Molchanov M.V., Belskikh A.M, Peskova I.D.

*Axial fans are widely in demand in a wide variety of areas of human activity. This is due to their low noise, reliable design, higher efficiency (90% or more) compared to centrifugal FU, and also withstand intense operating conditions. The use of axial fans in the ventilation of underground workings at mining enterprises is an integral part of their work. Since there is a change in the volume of mining workings, the fan is forced to operate in different modes with different network characteristics.*

**Keywords:** *Axial fans, efficiency improvement, tangential slope, radial clearance, grid density.*

Большая востребованность осевыми вентиляторами обусловлена их низкой шумность, надежностью конструкции и относительно высоким КПД (90% и более) [1], также они способны выдерживать высокие и жесткие эксплуатационные условия.

Повышение эффективности этих машин ведется постоянно, оптимизируя различные параметры. Написано колоссальное количество исследований и проведено такое же количество экспериментов с целью достижения максимального коэффициента полезного действия (КПД). Области высокоэффективных режимов работы осевых вентиляторов в настоящее время достигаются путем изменения частоты вращения и изменением поворота лопаток, как самые распространенные методы. Более высокий КПД осевых вентиляторов достигается комплексными параметрами: форма лопаток, стреловидность, тангенциальный наклон, густота решеток, радиальные зазоры и т.д.

Стреловидность лопаточных венцов с постоянным углом наклона лопатки [2] – это один из критериев повышения эффективности вентилятора. В работах [3,4] проводились исследования стреловидности лопаток в концевых областях. По итогу было выявлено, что положительная стреловидность имеет эффективное влияние трехмерное течение у концов лопатки.

Суммарные потери и угловой отрыв можно снизить за счет условия течения в пристеночной области в определенном диапазоне рабочих режимов.

Тангенциальный навал лопаток приводит к уменьшению отрывной области в угловой зоне, что вследствие этого не позволяет расти пограничному слою и предотвращает отрыв. Также положительный тангенциальный навал увеличивает запас устойчивости до срыва и снижает шум вентилятора. Проводилось исследование [5] влияния тангенциального навала по двум критериям:

$$WS_a = \frac{\int_0^1 \tau_{к\frac{db}{b}}}{\int_0^1 \tau_{с\frac{db}{b}}}, \quad (1)$$

Критерий  $WS_a$ , отвечающий за отрыв потока о поверхности лопатки и показывающий степень устойчивости лопатки к отрыву.

$$TI_a = \frac{(F - TI_{area})}{F}, \quad (2)$$

Критерий  $TI_a$ , позволяющий определить размеры области всего вихревого движения потока, который вследствие диссипации переходит в отрыв со спинки и загромождает межлопаточный канал.

На основе распределения этих параметров в исследовании была получена диаграмма определения режимов работы венца в зависимости от степени развития углового отрыва потока (рис. 1).

Исходя из этого исследования было выявлено, что положительный тангенциальный навал позволяет увеличить диапазон устойчивой работы, а также распространенной и более эффективной формой навала является С-образный прогиб.

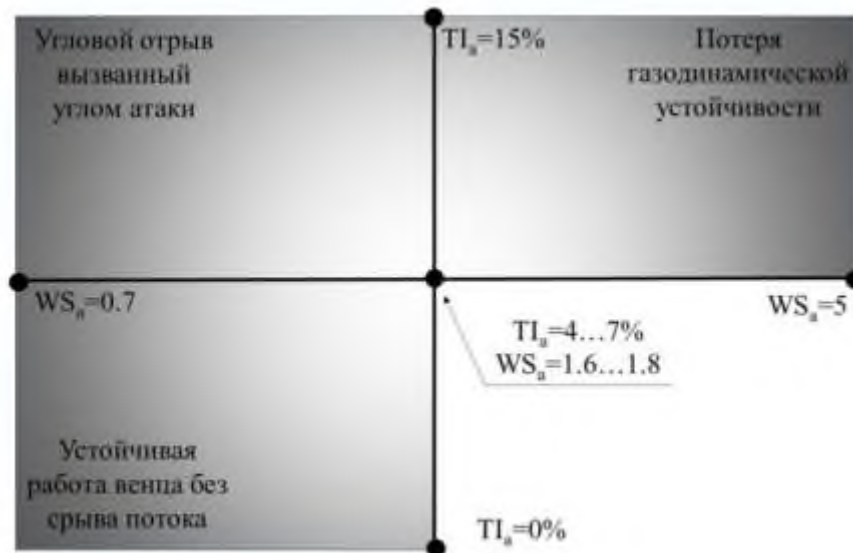


Рис. 1. Развитие углового отрыва в межлопаточном канале венца в зависимости от параметров  $WS_a$  и  $TI_a$ .

Еще одним важным критерием для повышения эффективности является густота решёток. Известна зависимость угла отставания потока в решетке от ее густоты:  $\delta_k = m\vartheta \sqrt{\frac{1}{\tau}}$ , где  $m = 0.18 + 0.92\bar{x}_f^2$ . Также густота

решеток влияет на потери давления в лопаточном венце [6]. Коэффициент профильных потерь в решетке можно вычислить по формуле:

$$c_x = 0.022 - 0.006 \frac{1}{\tau}, \quad (3)$$

Характеристики решетки изображены на рис. 2. Можно сделать вывод, что влияние густоты решетки имеет обратно пропорциональную зависимость по отношению к углам атаки.

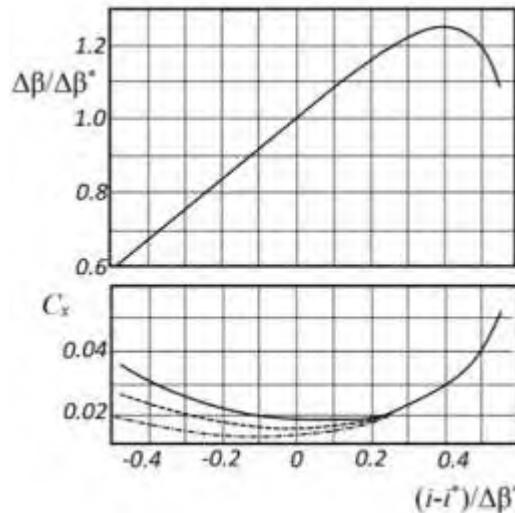


Рис. 2. Характеристики решеток профилей с разной густотой:  
 —  $\tau=2$ ; - - -  $\tau=1$ ; - · - · -  $\tau=0,67$

Влияние радиальных зазоров между лопаткой колеса и границами проточной части, а также форма концов лопаток остается в настоящее время актуальным вопросом по повышению КПД осевых вентиляторов. Известно, что с увеличением радиального зазора уменьшается эффективность вентилятора за счет перетечек через него.

В книге Брусиловского [7] приведен пример (рис. 3), где посредством изменения формы конца лопаток (скошенные лопатки) удалось увеличить КПД во всей области правее максимума давления. Повышение возросло примерно с 0,78 до 0,80.

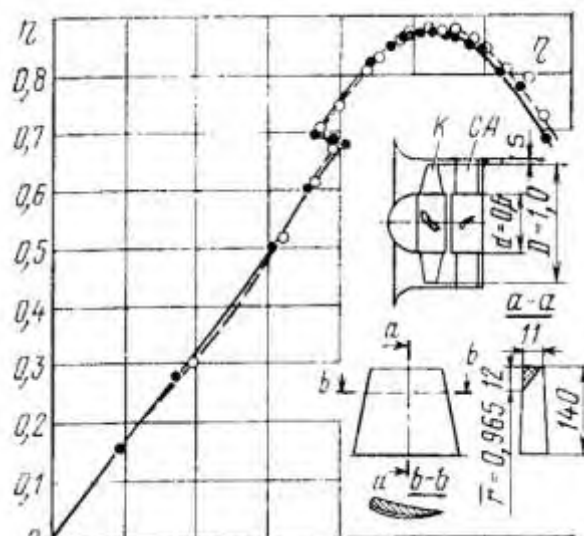


Рис. 3. Характеристика КПД вентилятора с заштрихованной линией – без скоса; незаштрихованная – со скосом

**Вывод:** Проведенный анализ исследования показывает, что повышение эффективности осевых вентиляторов возможно не только путем изменения частоты вращения и изменением поворота лопаток рабочего колеса, но, и, посредством изменения геометрических параметров лопаток, радиальных зазоров и других прочих параметров. Проблема экономичного регулирования вентиляторов остается не полностью изученной, а значит актуальной.

### Список литературы

1. Sirovy M., Peroutka Z., Byrtus M., Michalik J. Medium-voltage drive fan save: Energy efficient fan systems in power engineering // IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. Vienna. 2013. pp. 2093- 2098.
2. Glimmer V., Wegner U. Control Three-Dimensional Flow in Transonic Stators of Axial Compressors // Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery. 2001. Vol. 123. pp. 40-48.
3. Куркин Е.И., Лукьянов О.Е., Хоробрых М.А. Модернизация крыльчатки вентилятора с целью повышения его эффективности // Известия Самарского научного центра. 2015. № 2. С. 204-210.
4. Рыжов Ю.А., Попов С.А., Ву М.Х. Аэродинамическое проектирование высоконапорного осевого вентилятора // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. 2014. № 199. С. 5-10.
5. Серков С. А. Идентификация и устранение углового отрыва потока в лопаточных венцах при решении задач численного моделирования течения в осевых компрессорах ГТД. Екатеринбург. 2019.
6. Нечаев Р.М., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Т. 1. Машиностроение, 1977. 312 с.
7. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. 1984. 240 с.

УДК 662.271

## КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФОДРЕВЕСНЫХ РЕСУРСОВ

А.С. Сергеева, аспирант, Б.Ф. Зюзин, профессор  
ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь

*Обоснована структура комплекса для получения многокомпонентного торфодревесного сырья методом сплошного фрезерования и его уборки. Для данного комплекса требуется разработка новых технологических подходов и схем для комплексного освоения ресурсов торфяной залежи, а также модернизация конструкции используемой машины с учетом особенностей добываемого сырья.*

**Ключевые слова:** торфодревесное сырьё, комплекс для добычи, оптимизация процесса добычи, ресурсосберегающая технология.

## COMPLEX FOR EXTRACTION OF PEATWOOD RESOURCES

*A.S. Sergeeva, B.F. Zyuzin*

*The structure of a complex for obtaining multicomponent peat-wood raw materials by the method of continuous milling and harvesting has been substantiated. This complex requires the development of new technological approaches and schemes for the integrated development of the resources of the peat deposits, as well as the modernization of the design of the machine used, taking into account the characteristics of the extracted raw materials.*

**Keywords:** peat and wood raw materials, complex for extraction, optimization of the extraction process, resource-saving technology.

В торфяной промышленности обычно используются технологические схемы, в которых предварительно торфяная залежь корчуется с целью извлечения древесных включений, а затем добывается торф. Затраты на корчевание, транспортирование и хранение древесных включений велики, данные операции трудоёмки и создают пожароопасную ситуацию на полях добычи [1,2]. С целью максимального использования ресурсов торфяных месторождений, предлагается создать новый комплекс по добыче торфодревесного сырья. Проектируемая машина будет перерабатывать торфяную залежь сплошным фрезерованием, убирать и транспортировать полученное сырьё [4].

Прежде всего, для осуществления этих операций одним комплексом необходимо внести изменения в конструкцию [3].

Такая задача решается модернизацией машины для добычи кускового торфа МТК-33, путём удаления кулачкового сепаратора, заменой ребристого валика ротором, цепного элеватора ленточным и подвижного дна скребковым конвейером, изменения объема бункера в соответствии с плотностью торфодревесной массы. В ходе модернизации в комплексе используется новый рабочий орган – фреза для переработки и подготовки исходного сырья к добыче. Ходовая часть также усовершенствована, гусеничный движитель состоит из двух парных отдельных модулей на широких гусеницах, для обеспечения проходимости машины по слабонесущим

торфяным грунтам. Данные усовершенствования потребовали изменение схемы работы машины.

Техническим результатом, обеспечиваемым приведенной совокупностью признаков, является высокое качество измельчения и подбора торфо-древесной смеси, а также выбор рабочей схемы.

В процессе подбора рабочей схемы, было проанализировано несколько вариантов, которые используются в торфяной и сельскохозяйственной отраслях. Некоторые из схем обработки поля были взяты за основу, с дальнейшим изменением порядка выполнения работ, в результате чего, была получена новая схема обработки поля и схема работы машины УТДС-2, представленная на рис. 1.

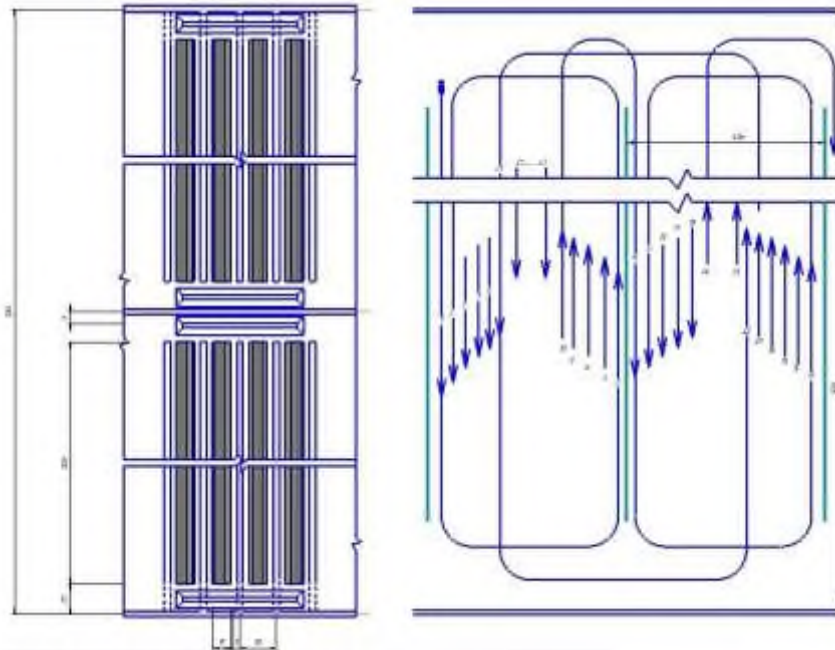


Рис. 1. Технологическая схема и схема работы машины УТДС-2.

Помимо создания новой схемы работы проектируемой машины, были учтены различные нагрузки на ходовую часть в связи с особенностями торфяной залежи и методом сплошного фрезерования торфяного сырья. В обработке данных по нагрузке на ходовую часть, были задействованы современные системы САПР, на базе которых основывается проектирующая программа КОМПАС-3D с использованием модели [7]. Проведены следующие прочностные расчеты: статический расчет и расчет суммарного линейного перемещения (рис.2), расчет коэффициента запаса по текучести и прочности (рис 3), расчет собственных частот (табл. 1). Все эти расчеты позволяют на стадии проектирования данной машины учесть неблагоприятные факторы, возникающие во время работы на торфяной залежи, создать прочную конструкцию, обеспечить устойчивость и проходимость на слабонесущих торфяных залежах.

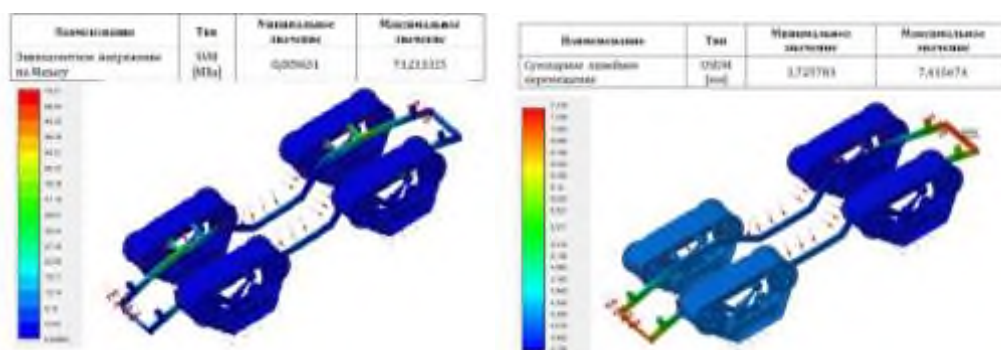


Рис. 2. Результаты статического расчета и расчёта суммарного линейного перемещения ходовой части устройства УТДС-2

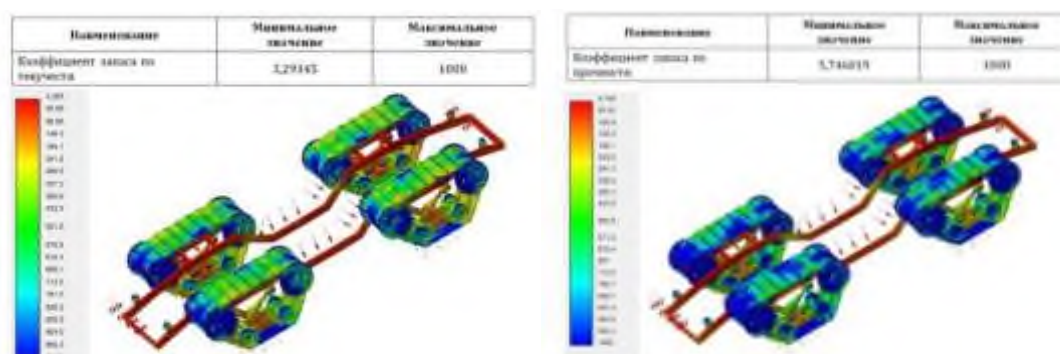


Рис. 3. Результаты расчёта коэффициента запаса по текучести и по прочности ходовой части устройства УТДС-2

Табл.1 Результаты расчета собственных частот ходовой части устройства УТДС-2

№п/п	Частота [рад/сек]	Частота [Гц]
1	22,306617	3,550208
2	27,823764	4,42829
3	34,740243	5,529081
4	42,368218	6,743111
5	109,147216	17,371319

Проведённые расчёты ходовой части машины УТДС-2 позволяют на стадии проектирования учитывать неблагоприятные факторы, возникающие на торфяной залежи [5-7].

Таким образом, созданный комплекс может применяться для уборки торфодровесного сырья, полученного сплошным фрезерованием торфяной залежи, улучшена его проходимость по поверхности сфрезерованного торфяного поля благодаря модернизации ходовой части. По сравнению с классическим вариантом добычи торфа, предлагаемый комплекс и разработанная технологическая схема совместной добычи торфа и древесных ресурсов торфяной залежи, позволяет значительно сократить количество операций и используемого оборудования.

### Список литературы

1. Жигульская, А.И. Новое оборудование и технологии комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения/ А.И. Жигульская, Т.Б. Яконовская //Учебное пособие с грифом УМО. Тверь: ТГТУ, 2012. С.160.
2. Яконовская, Т.Б. Оборудование для безотходной схемы переработки торфа и его древесных включений / А.И. Жигульская, Т.Б. Яконовская // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2013. № 2. С. 208-212.
3. Жигульская, А.И. «Современные направления модернизации комплексов оборудования в связи с эволюцией способов добычи торфа» / А.И. Жигульская, Б.Ф. Зюзин, Т.Б. Яконовская, П.А. Яконовский, А.М. Гусева, А.С. Оганесян // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2015. № 6. С. 67 - 73.
4. Жигульская А.И. Комплекс машин для добычи и переработки торфодревесного сырья / А.И. Жигульская, Т.Б. Яконовская // Инновации на транспорте и в машиностроении: сборник трудов III международной научно-практической конференции. Том II / Под ред. В.В. Максарова / Отв. Ред. В.В. Габов, Н.С. Голиков. СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2015, с. 76-79.
5. Зюзин, Б.Ф. Использование мобильных перерабатывающих установок для создания ресурсосберегающего торфяного производства / Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, О.В. Шамбер, В.М. Шпынев, Т.Б. Волкова, С.К. Давитян // «Актуальные проблемы безопасности жизнедеятельности и экологии»: материалы II-й Международной научно-практической конференции с научной школой для молодежи / Отв. за выпуск: Н.М. Пузырев, Ю.В. Козловская. Тверь: ТвГТУ, 2016. С. 146 – 148.
6. Оганесян, А.С. Добыча торфодревесного сырья и его переработка в полевых условиях / А.И. Жигульская – научный руководитель, А.С. Оганесян, Д.В. Галиев, А.Д. Самойлов, А.С. Мкртчян // Материалы VI Международной научно-практической конференции молодых учёных и студентов «Опыт прошлого – взгляд в будущее». Под общей редакцией Р.А. Ковалева. Тула: ТулГУ, 2015. Т.1. С. 145-147.
7. Мкртчян, А.С. Конструирование и моделирование машины УТДС-2 в современных системах САПР / А.С. Мкртчян // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME -2018 / Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. Сборник тезисов секция «Круглый стол молодых учёных». Научные редакторы: профессор В.В. Максаров, профессор В.В. Габов. 2018. Издательство: Санкт-Петербургский горный университет (Санкт-Петербург) 2018. С. 145.



УДК 622.23.05

## ВЛИЯНИЕ ПРОЧНОСТИ ПОРОДЫ НА НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА ЭКСКАВАТОРА

Симба Наваррете В. Х., Рахутин М. Г.  
ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС»», г. Москва

*Проанализировано влияние породы на коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерного экскаватора. Установлено что основное влияние на снижение данного коэффициента оказывают куски породы под гусеницами, независимо от их прочности.*

**Ключевые слова:** карьерный экскаватор, гусеничный трак, износ, деформация, Solid Works simulation, напряжения, запас прочности, коэффициент крепости.

## EFFECT OF ROCKS STRENGTH FACTOR ON THE RELIABILITY EXCAVATOR CHAIN LINK

Simba Nabarette V.Kh., Rakhutin M.G.

*The influence of rock on the safety factor of the caterpillar track is analyzed. It is established that the main influence on the reduction of this coefficient is exerted by the pieces of rock under the tracks, regardless of their strength.*

**Keywords:** mining excavator, chain link, deterioration, deformation, Solid Works simulation, strain, safety factor, strength factor.

Опыт интенсивной эксплуатации карьерных экскаваторов в различных горно-геологических условиях выявил проблему – быстрый износ гусеничного трака [1, 2, 3].

На примере карьерного экскаватора P&H 4100-XPC с использованием моделирования в программе «SolidWorks» исследовалось влияние прочности породы и наличие кусков под гусеницами на значение коэффициента запаса прочности.

Для этого была выполнена трехмерная модель в «SolidWorks». (рис. 1) участка, состоящего из трех гусеничных траков и одного опорного катка, находящихся на ровных поверхностях с различными механическими характеристиками, соответствующими значениям коэффициента крепости  $f = 4 \div 20$ .

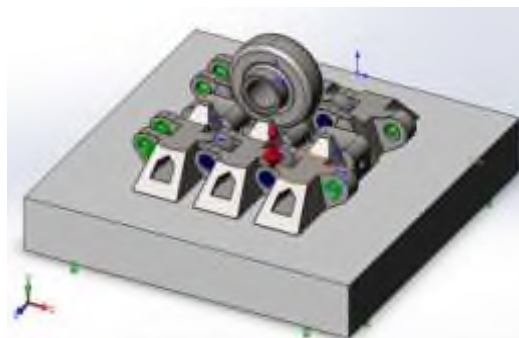


Рис. 1 Исследуемая трехмерная модель в «SolidWorks».

В этой трехмерной модели на опорный каток действует нагрузка, равная 830 кН, которая является частью силы тяжести экскаватора. В результате выполнения статического анализа в «SolidWorks simulation» определены эпюры распределения коэффициента запаса прочности по конструкции трака, на рис. 2 представлена эпюра для породы с  $f=20$ .

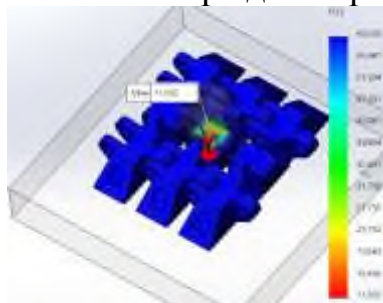


Рис. 2 Эпюра трехмерной модели при значении коэффициента крепости  $f=20$

Результаты расчетов представлены на рис. 3

На графике видно незначительное уменьшение запаса прочности при увеличении прочности породы, от 11,8 до 11,5, т.е. на 2,5 %, из чего можно сделать вывод, что значение прочности породы ровной поверхности под гусеничным траком фактически не оказывает влияние на его надежность.

Далее проанализируем влияние кусков породы под гусеницами на значение коэффициента запаса прочности.

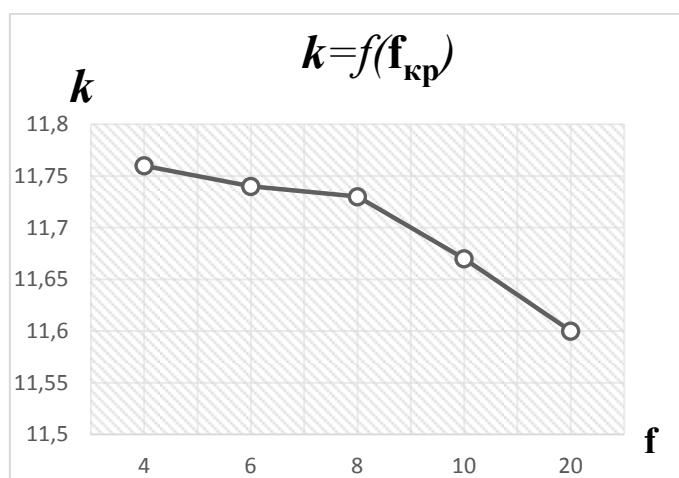


Рис. 3 Зависимость коэффициента запаса прочности от коэффициента прочности

Для этой цели была выполнена трехмерная модель в «SolidWorks» (рис. 4) участка, состоящего из трех гусеничных траков и одного опорного катка, находящихся на: поверхности с одним куском породы, контактирующим с траком по центральной его нижней части; и поверхности с двумя кусками породы, контактирующими с траком по левой и правой сторонам его нижней части. Для расчетов использовалось значение коэффициента крепости  $f=10$

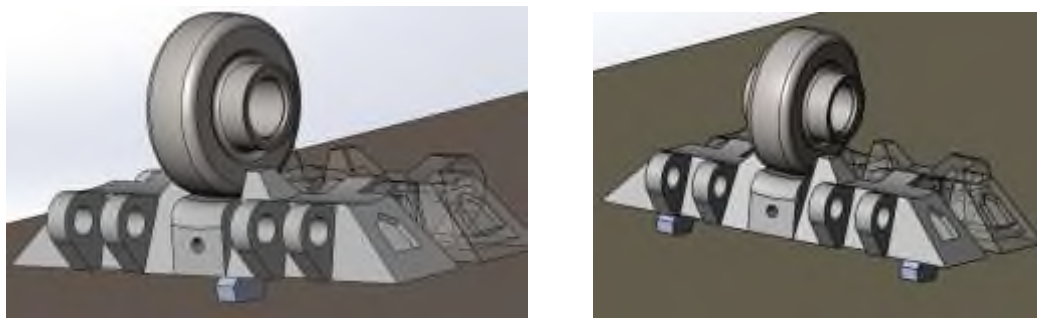


Рис. 4. Трехмерные модели в «SolidWorks» с кусками породы под гусеницей

В результате выполнения статического анализа в «SolidWorks simulation» определены эпюры следующих прочностных характеристик нагруженной модели:

Полученные эпюры распределения коэффициента запаса прочности по конструкции исследуемой модели показывают, что минимальный коэффициент запаса прочности для первого случая равен 15, а для второго и третьего – 7,3 и 7,4 соответственно.

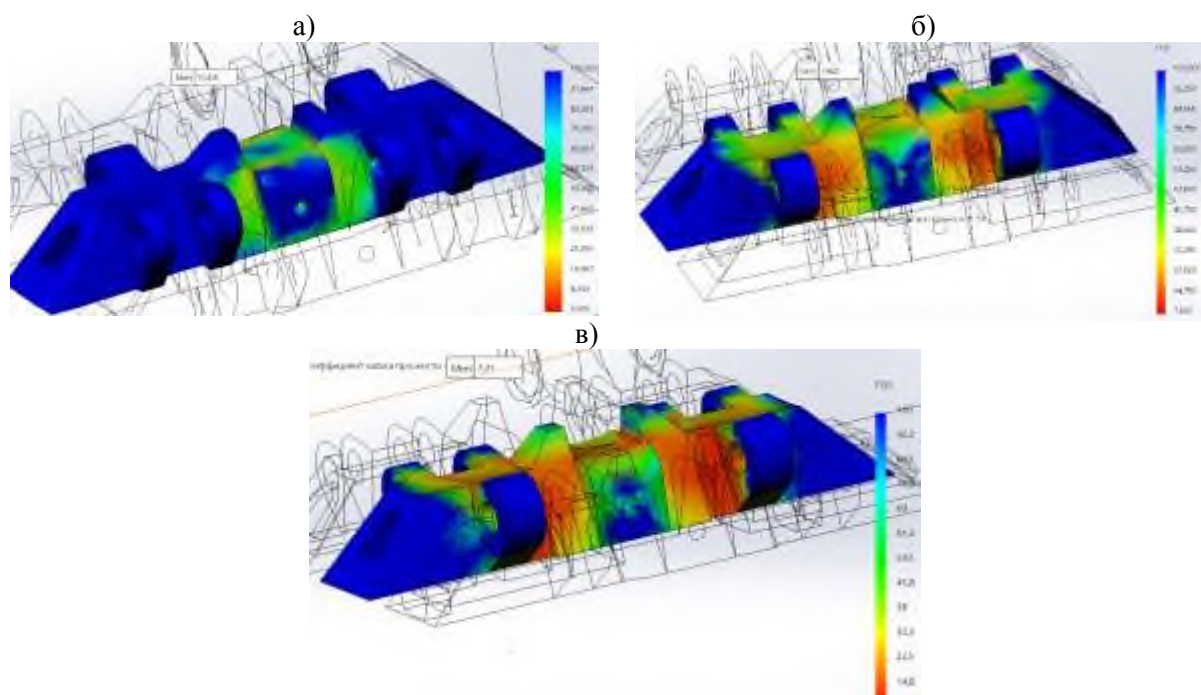


Рис. 17. Эпюры распределения коэффициента запаса прочности по конструкции исследуемой трехмерной модели, находящейся на:  
 а) ровной поверхности; б) поверхности с одним куском породы; в) с двумя кусками породы

Заметно, что исследуемая модель трака, находящегося на поверхности с двумя кусками по её левой и правой сторонам является наиболее нагруженной, так как минимальный коэффициент запаса прочности распределяется почти по всей её конструкции.

**Выводы:**

1. Прочность породы на ровной поверхности фактически не оказывает влияние на коэффициент запаса прочности гусеничного трака.
2. Наличие кусков породы под гусеницей уменьшают значение коэффициента запаса прочности в 2 – 2,5 раза, что увеличивает риск внезапного отказа при наличии дефектов литья или усталостных трещин.

**Список литературы**

1. Кантович Л.И., Дмитриенко В.Г., Шеметов Е.Г., Симба Н.В. Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака карьерного экскаватора 4100-ХРС с помощью системы автоматизированного проектирования "SolidWorks" // Горное оборудование и электромеханика. - 2019. - №4. - С. 10-14.
2. Rakhutin M, Simba N., Khoroshavin S., Analysis of the dependence of the stressed state of the tracked track of a career excavator from an angle slope. E3s Web Conf. Volume 177, 2020 Article Number 03015
3. Симба В., Голиков И.С. Пути поиска долговечности гусеничного трака одноковшового экскаватора [Электронный ресурс] / Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. Шухова. - Белгород, 2018.

УДК 622.23.05

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗА СЧЁТ ПРИРОДОПОДОБИЯ СОРАЗМЕРНОСТИ ТУРБОМАШИН

Старцев А.А., студ., Бельских А.М., студ., Пешкова И.Д., студ., Арсланов А.А.,  
студ., Макаров Н.В. канд. техн. наук

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Получены критерии подобия природной соразмерности, то есть гидродинамического подобия механизма энергетического взаимодействия лопаток рабочего колеса турбомашин и крыла птицы на базе гипотезы о гидродинамической аналогии механизмов торможения потока, обтекающего профиль и формирования его профильного сопротивления, теории Кармана о присоединенных и свободных вихрях, гипотезы Жуковского-Чаплыгина-Кутта, метода конформных преобразований, теории подобия, метода особых точек Чаплыгина С.А. Установлено, что коэффициенты профильного сопротивления, подъёмной силы и аэродинамического качества решетки профилей являются гидродинамическими аналогами коэффициентов циркуляции скорости и ускорения потока и их отношения. Экспериментально подтверждено, что использование предложенного критерия природной соразмерности при проектировании турбомашин повышает их коэффициент аэродинамической адаптивности более чем в 2 раза, увеличивая область экономичной работы на 83 %.*

**Ключевые слова:** турбомашинa, природоподобная соразмерность, циркуляция скорости и ускорения, источник, адаптивность, решетка профилей.

## INCREASED EFFICIENCY DUE TO THE NATURE-LIKE PROPORTIONALITY OF TURBOMACHINES

Startsev A. A., Belskikh A.M., Peshkova I. D., Arslanov A.A, Makarov N.V.

*Criteria for the similarity of natural proportionality are obtained, that is, for the hydrodynamic similarity of the mechanism of energy interaction between the blades of the turbomachine impeller and the wing of a bird. Based on the hypothesis of the hydrodynamic analogy of the mechanisms of deceleration of the flow around the airfoil and the formation of its profile resistance, Karman's theory of attached and free vortices, the Zhukovsky-Chaplygin-Kutta hypothesis, the method of conformal transformations, the theory of similarity, the method of singular points, Chaplygin S.A. It has been established that the coefficients of the airfoil resistance, lift and aerodynamic quality of the airfoil cascade are hydrodynamic analogs of the coefficients of the circulation of the velocity and acceleration of the flow and their ratio. It has been experimentally confirmed that the use of the proposed criterion of natural proportionality in the design of turbomachines increases their coefficient of aerodynamic adaptability by more than 2 times, increasing the area of economical operation by 83%.*

**Key words:** turbomachine, nature-like proportionality, circulation of speed and acceleration, source, adaptability, lattice of profiles

Для повышения себестоимости ВВП страны на 13 % должна обеспечиваться промышленная безопасность предприятий горного и нефтегазового комплекса РФ. Динамика параметров технологической среды снижает энергоэффективность турбомашин в связи с их низкой адаптивностью, влияя на конкурентоспособность предприятий [1]. Недостаточная адаптивность турбомашин актуализирует задачу разработки методологии проектирования и создания аэродинамически адаптивных турбомашин, адекватно и одновременно экономически обоснованно создающих необходимые поля

параметров воздушной среды в технологическом пространстве, реализующих концепцию оптимальной экотехнологии недропользования.

Установление доминанты механизма энергетического взаимодействия решетки лопаток рабочего колеса турбомашин с воздушным потоком, управление которой позволяет адекватно с минимальными потерями энергии реагировать на внешние факторы, определяемые технологическими процессами производства, лежит в основе реализации стандартов природоподобия применительно к турбонасосам.

Предложена методология построения критериев подобия природной соразмерности турбомашин для разработки путей повышения их энергоэффективности. В качестве доминанты управления природоподобием процесса преобразование механической энергии вращения рабочего колеса турбомашин во внутреннюю энергию воздушного потока принято соотношение между циркуляцией скорости и циркуляцией ускорения потока вокруг профилей решетки их лопаток, как основного органа взаимодействия с потоком.

Активные методы управления циркуляцией скорости и ускорения потока с использованием источников и вихрей, формирующих «аэродинамические профили», изменяющие линии тока потока воздуха реализуются в турбонасосах за счёт конструктивного исполнения [2-4].

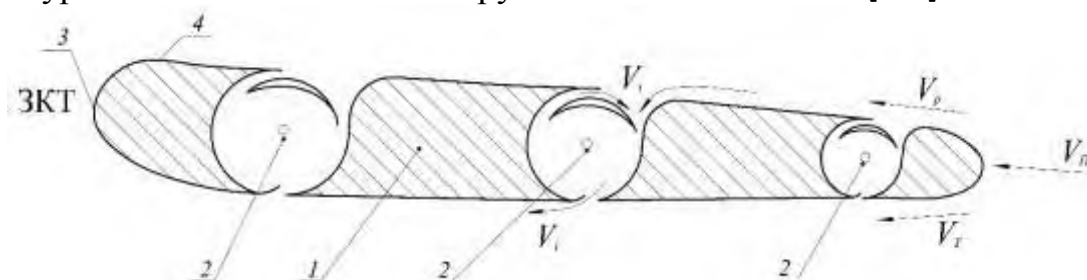


Рис. 1. Аэродинамический профиль лопатки рабочего колеса турбомашин с устройством управления вихревой дорожкой Кармана

Струи источников 2 замедляют, либо ускоряют скорость воздуха  $V_p$ ,  $V_n$  на рабочей и тыльной поверхностях профиля лопатки 1, совмещая ЗКТ 3 и точку отрыва потока 4. Изменение циркуляции скорости и ускорения потока воздуха вокруг профиля адаптирует аэродинамические параметры турбомашин с внешними условиями. Энергетические параметры вихревой дорожки Кармана, положение точки отрыва потока и ЗКТ в «аэродинамических профилях» определяются характеристиками устройств управления вихревой дорожкой Кармана.

Через адаптивную аэродинамическую систему вихрей, обеспечивающих эффективность турбомашин и их восприимчивость к изменениям внешней среды, происходит силовое взаимодействие лопаток рабочего колеса и потока воздуха.

Спроектированные на базе этого принципа турбомашин отличаются тем, что широкий диапазон изменения внешних условий является для них

номинальным эффективным режимом работы.

В качестве критерия дифференциальной природной соразмерности турбомашин, то есть природоподобия аэродинамического процесса в окрестности точки на профиле лопатки рабочего колеса принят критерий локальной аэродинамической адаптивности.

С учетом предложенной гипотезы, принципа гидродинамической аналогии, вихревой дорожки Кармана, метода конформных преобразований (2), рис. 1, получим формулу для расчета критерия локальной аэродинамической адаптивности в виде [1, 4]:

$$K_a^q = 1 - c \frac{d\Gamma}{dt} \Gamma^{-1} \omega^{-1}, \quad (1)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности природоподобной соразмерности;  $\Gamma$  – циркуляция потока воздуха вокруг профиля лопаток в решетке рабочего колеса турбомашин;  $\omega$  – угловая скорость относительного движения профиля,  $c^{-1}$ ;  $t$  – время течения процесса.

Критерий аэродинамической адаптивности профиля лопатки рабочего колеса турбомашин:

$$K_a = 1 - c \int_0^1 \frac{\partial \gamma}{\partial \bar{S}} \gamma^{-1} d\bar{S}, \quad (2)$$

где  $\gamma$  – коэффициент циркуляции потока вокруг профиля лопаток рабочего колеса турбомашин;  $\bar{S}$  – относительная координата точек на профиле лопаток.

Критерий аэродинамической адаптивности в заданном диапазоне области экономичной работы турбомашин представим в виде [4]:

$$K_a^q = 1 - \frac{c}{\Delta q} \int_{q_{\min}}^{q_{\max}} dq \int_0^1 \frac{\partial \gamma}{\partial \bar{S}} \gamma^{-1} d\bar{S}, \quad (3)$$

где  $q_{\min}$ ,  $q_{\max}$  – наименьший и наибольший коэффициенты подачи турбомашин в области экономичной эксплуатации  $\Delta q$ .

Для подтверждения достоверности предложенной гипотезы и полученных критериев природной соразмерности были проведены аэродинамические испытания решетки классических и «аэрогазодинамических профилей» с учетом того, что отношение циркуляции скорости и ускорения вокруг решетки профилей и расход воздуха являются гидродинамическими аналогами коэффициента аэродинамического качества профиля и угла атаки потока:

$$K = \frac{C_y}{C_x}; K_a = 1 - \frac{2\gamma}{EuK},$$

где  $C_y$ ,  $C_x$ ,  $K$  – коэффициент подъемной силы, профильного сопротивления и аэродинамического качества решетки профилей лопаток рабочего колеса турбомашин [1-3].

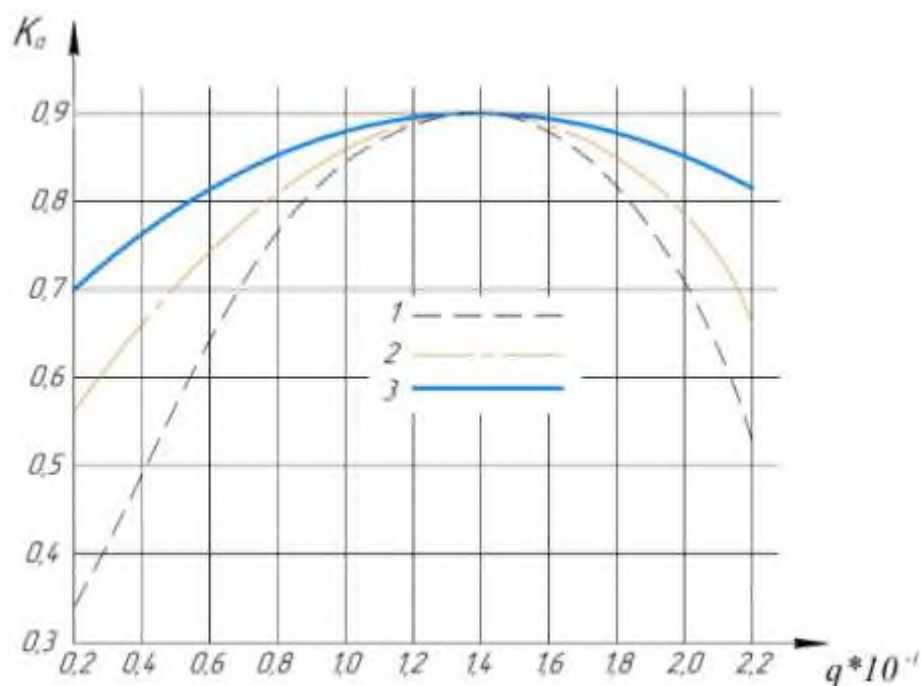


Рис. 2. Зависимость коэффициента аэродинамического качества – гидродинамического аналога критерия адаптивного природоподобия решётки профилей лопаток турбомашин от угла атаки:  
 1 – классический профиль, 2- профиль с вихреисточником в ЗКТ, 3 – профиль с вихреисточниками в ЗКТ и ПКТ, 4 – профиль с распределёнными источниками по профилю лопатки

Из анализа результатов испытаний, приведённых на рис. 2 видно, что наибольшей эффективностью управления коэффициентом аэродинамического качества и критерием аэродинамической адаптивности обладают «аэрогазодинамические профили» с устройствами управления в виде источников, распределённых на тыльной поверхности профиля в области отрицательного градиента его толщины и в ЗКТ.

Прирост минимальных значений коэффициента аэродинамического качества на границе области экономичной работы составил 6,1 раза с 8 до 49, что соответствует приросту критерия аэродинамической адаптивности в 2,1 с 0,34 до 0,71. При равных значениях критерия аэродинамического качества 0,7 увеличение области экономичной работы составит 83 %.

### Список литературы

1. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control / D.Wu, K Yin, Q. Yin, X. Zhang, J. Cheng, D. Ge, P. Zhang // Applied Sciences (Switzerland). – 2017. Т. 7 №1. – P.5-20. DOI: 10.3390/APP7010005..
2. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.
3. Gostelov D.Zh. Aerodynamics of lattices of turbomachines. - Moscow: Mir, 1987. 391 p. [Гостелов Д.Ж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 391 с.]
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.



УДК 621.37

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОЙ ЛИНГВИСТИКИ В ПРОЦЕССНО-ПРЕЦИЗИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ)

Ткачева Т.А., доцент

Московский политехнический университет, г. Москва

*Показано, что использование компьютерной лингвистики позволяет расширить возможности в процессно-прецизионном моделировании показателей надежности комплекса «Автотранспортное средство (АТС) и экскаватор» за счёт повышения точности и достоверности ведения базы фактических данных и полноты представления параметров, входящих в показатели ГТ.*

**Ключевые слова:** компьютерная лингвистика, расчетные и фактические показатели режимов работы ГТ, новый алгоритм моделирования, процессно-прецизионная оценка, полнота учёта режимов работы ГТ.

### USE OF COMPUTER LINGUISTICS IN PROCESS-PRECISED MODELING OF RELIABILITY INDICATORS OF MINING EQUIPMENT (GT)

Tkacheva T.A.

*The paper shows that the use of computational linguistics makes it possible to expand the possibilities in process-precision modeling of reliability indicators of the complex "Motor vehicle (ATS) and excavator" by increasing the accuracy and reliability of maintaining the factual database and completeness of the presentation of parameters included in the GT indicators.*

**Keywords:** computational linguistics, calculated and actual indicators of GT operation modes, new modeling algorithm, process-precision assessment, completeness of accounting for GT operation modes.

В настоящее время важнейшим направлением в связи с интеллектуализацией и цифровизацией горнодобывающего производства (ГДП) является достижение высокой эффективности необходимого моделирования режимов устойчивой и безаварийной работы ГТ (например, комплекса «Автотранспортное средство (АТС) и экскаватор»). И это возможно при развитии компьютерной лингвистики в вопросах процессно-прецизионного моделирования важнейших показателей ГТ (коэффициента готовности -  $K_{ГТ}$ , нагруженности –  $Na_{ГТ}$ ,  $Tr_{ГТ}$ ,  $Tв_{ГТ}$  и др.).

Сущность компьютерной лингвистики (КЛ) для ГДП и всей работающей на нём ГТ состоит в определённой интеллектуализации классических информационных технологий, в которых было определено соотношение традиционной (количественные показатели и параметры) и интеллектуализированной компьютерной информационной базы (качественные характеристики) не только ГТ, но и для всего ГДП.

Так информационное представление режимов работы (РР) ГТ имеет вид, где  $I_{Ф}^{PP}(t, Ti)$ ,  $I_{Н}^{PP}(t, Ti)$  – фактический и необходимый для точного нормирования объём технологической информации по режимам работы ГТ, экскаваторов и АТС, соответственно;  $t, Ti$ - текущее время и период нормирования режимов работы (РР) ГТ, соответственно:

$$\begin{cases} I_{ГТ\Phi}^{PP}(t, Tи) \neq I_{ГТН}^{PP}(t, Tи), \\ I_{Э\Phi}^{Kг}(t, Tи) \neq I_{ЭН}^{Kг}(t, Tи), \\ I_{АТС\Phi}^{Kг}(t, Tи) \neq I_{АТСН}^{Kг}(t, Tи), \end{cases} \quad (1)$$

Использование модели (1) значительно повышает точность управления горнодобывающими производственными процессами.

Имеем несколько моделей учёта режимов работы ГТ с возможностями любой детализации, в т. ч. для комплекса «Автотранспортное средство (АТС) и экскаватор»

$$\begin{cases} \begin{cases} \Pi_{p_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nГТ}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \\ \begin{cases} \Pi_{p_{1АТС}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nАТС}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \\ \begin{cases} \Pi_{p_{1Э}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nЭ}}^{PP}(t, Tи) \neq \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

Или в виде неравенств:

$$\begin{cases} \Pi_{p_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи) \geq, \leq \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nГТ}}^{PP}(t, Tи) \geq, \leq \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \quad (3)$$

тождеств:

$$\begin{cases} \Pi_{p_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи) \equiv \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nГТ}}^{PP}(t, Tи) \equiv \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \quad (4)$$

Или любого приближённого математического выражения

$$\begin{cases} \Pi_{p_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи) \approx \Pi_{\phi_1}^{PP}(t, Tи), \\ \dots \\ \Pi_{p_{nГТ}}^{PP}(t, Tи) \approx \Pi_{\phi_n}^{PP}(t, Tи), \end{cases} \quad (5)$$

где  $\Pi_{p_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи)$ ,  $\Pi_{p_{nГТ}}^{PP}(t, Tи)$  и  $\Pi_{\phi_{1ГТ}}^{PP}(t, Tи)$ ,  $\Pi_{\phi_{nГТ}}^{PP}(t, Tи)$  – расчетные и фактические показатели режимов работы ГТ, соответственно.

Соотношения (2-5) определяют новый алгоритм процессно-прецизионного моделирования и метрологически обоснованного нормирования расчетных и фактических показателей режимов работы ГТ как в целом, так и её частей, механизмов, узлов, устройств и т.д., в частности, экскаваторов и АТС. А это создаёт широкую математическую основу интеллектуализации ГТ. Получаемые новые знания в практическом плане определяют пути не только более безопасных и комфортных условий труда для работающих в ГДП, но и включают новые комплексно контролирующие процессы в эксплуатацию (работу) и СРПО ГТ. А значит, снижается вероятность аварийных ситуаций и это делает всю технологию добычи полезных ископаемых научно обоснованной.

В перспективе быстрого развития теории и практики компьютерной лингвистики горного дела необходимо организовать подготовку инженеров по основам компьютерной лингвистики всей ГТ, её эксплуатации и СРПО. А это новые: специальности и специализации, профессии и рабочие места во всех регионах РФ, где расположены месторождения полезных ископаемых (МПИ).

**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 669.2:620.178.1

## ВЛИЯНИЕ НАНОСТРУКТУРИРОВАНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И ТВЁРДОСТЬ АЛЮМИНИЯ, МЕДИ И СПЛАВОВ НА ИХ ОСНОВЕ

Апакашев Р. А., Хазин М. Л.

Уральский государственный горный университет

*Проведено исследование износостойкости и твёрдости образцов алюминия марки А0, меди марки М1, алюминиевого сплава АМг6 и бронзы БрА9ЖЗЛ, полученных металлургическим способом без проведения и с проведением наноструктурирующей обработки. Показано, что наноструктурирование данных цветных металлов и сплавов повышает износостойкость образцов на 12-28 % при соответствующем увеличении твёрдости на величину 12-15 %.*

**Ключевые слова:** алюминий, медь, сплавы цветных металлов, наноструктурирование, трение, износостойкость, твёрдость.

## WEAR FOR RESISTANCE AND HARDNESS OF NANOSTRUCTURING ALUMINUM, COPPER AND ALLOYS ON THEIR BASIS

Apakashev R. A., Khazin M. L.

*The wear resistance and hardness of samples of aluminum grade A1100, copper grade C11000, aluminum-magnesium alloy 518.0 and bronze C95200 obtained by the metallurgical method without and with nanostructural processing has been studied. It is shown that nanostructuring of these non-ferrous metals and alloys has a significant impact on their resistance to friction wear and hardness. An increase in the wear resistance of samples by 12-28 % with a corresponding increase in hardness by a value of 12-15 % was found.*

**Keywords:** aluminum, copper, non-ferrous metal alloys, nanostructuring, friction, wear resistance, hardness.

Борьба с потерями на трение и изнашивание подвижных сопряжений машин и механизмов является одной из актуальных задач современного машиностроения [1]. Поэтому для обеспечения надёжности и долговечности изделий как обычного, так и ответственного назначения, требуются материалы, способные длительное время выдерживать жёсткие условия эксплуатации. Подобным требованиям соответствуют высокотехнологичные композиционные и наноструктурированные металлические материалы [2, 3].

Исследованию и разработке металломатричных композиционных сплавов (МКС) уделяется значительное внимание во всех экономически развитых странах, благодаря комплексу механических и эксплуатационных свойств, которые могут быть получены в этом классе конструкционных и триботехнических материалов.

В настоящей работе исследовали образцы алюминия марки А0, меди марки М1, сплава алюминия АМг6 и бронзы БрА9ЖЗЛ до и после проведения наноструктурирования.

Плавку металлов и сплавов проводили в тиглях из диоксида циркония в восстановительной атмосфере электрической печи сопротивления с графитовым нагревателем. Структурирующую обработку исследуемых ме-

таллических материалов проводили в жидкофазном состоянии [4]. Нанокристаллический характер образцов фиксировали с помощью двулучевого электронно-ионного микроскопа ZEISS CrossBeam AURIGA, а также с помощью атомно-силовой микроскопии (АСМ), используя сканирующий зондовый микроскоп NEXТ с кантилевером NSG30.

Определение износостойкости образцов проводили на четырёхшариковой машине трения ЧМТ-1, со специальным узлом трения<sup>1</sup>.

Определение твёрдости экспериментальных образцов металлов и сплавов проводили методом Бринелля по ГОСТ 9012-59 на испытательной машины Zwick/Roell Z050 с программным комплексом testXpert II.

Структура алюминия А0 после кристаллизации представлена равноосными полиэдрическими зёрнами с размерами от 150 до 200 мкм. После проведения структурирующей обработки в алюминии появляется наноструктура с характерным размером элементов менее 100 нм.

Аналогичная картина отмечается в случае меди. Зёрненная структура бронзы БрА9Ж3Л является равновесной полиэдрической с плоскими границами. Из-за сложного химического состава бронзы границы зёрен декорированы частицами избыточных фаз. Наблюдаемая структура металла изменяется после проведения структурирующей обработки (рис. 1) способствующей кристаллизации однородной наноструктуры металла со средним размером зерна 84 нм.

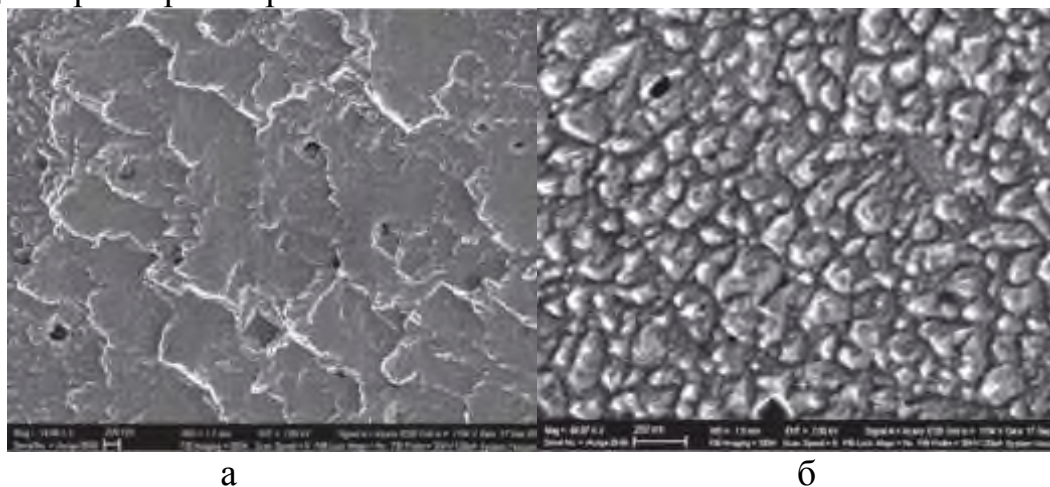


Рис. 1. Базовая структура бронзы БрА9Ж3Л до (а) и после (б) модификации

Сплав АМг6 до проведения структурирующей обработки также имеет полиэдрическую зёрненную структуру со средним размером зерна 150 мкм. При переходе к наноструктурированному состоянию средний линейный размер зерна в сплаве АМг6 уменьшается до 52 нм.

Проведёнными испытаниями образцов до и после проведения структурирующей обработки установлено, что наличие нанокристаллической структуры металла оказывает существенное влияние на его износостойкость и твердость (таблица). Например, для меди соответствующее повышение износостойкости составляет 11,9 %, для бронзы БрА9Ж3Л -

<sup>1</sup> Разработчик узла и владелец установки — Институт машиноведения Уральского отделения Российской академии наук.

14,1 %, для сплава АМг6 - 24,2 %. Наибольшее повышение износостойкости на величину 28,2 % отмечено для алюминия.

Относительно твёрдости для меди отмеченное повышение составляет 12,0 %, для алюминия - 12,3 %. Наноструктурированные образцы сплавов АМг6 и БрА9ЖЗЛ показали одинаковую величину повышения твёрдости на 15,1 %.

Результаты испытаний износостойкости и твёрдости образцов цветных металлов и сплавов с базовой и нанокристаллической структурой

№	Металл (сплав)	Наличие наноструктурирования	Износостойкость, г/м <sup>2</sup>	Твёрдость НВ, МПа
1	Cu	-	242,0	558 ± 11,2
2	Cu	+	213,1	625 ± 12,5
3	БрА9ЖЗЛ	-	323,4	1050 ± 21,0
4	БрА9ЖЗЛ	+	277,8	1209 ± 24,2
5	Al	-	840,2	203 ± 4,1
6	Al	+	602,9	228 ± 4,6
7	АМг6	-	1405,5	628 ± 12,6
8	АМг6	+	1065,9	723 ± 14,5

Механические свойства наноструктурированных металлов и сплавов проявляют зависимость от технологических режимов производства и от химического состава. Полученные результаты работы согласуются с другими исследованиями. Так, в работе по исследованию свойств наноструктурированного алюминиевого сплава АД31 установлено увеличение предела прочности на 20 % при увеличении твёрдости по Бринеллю на 37 % [5]. Аналогичные результаты получены и при исследовании алюминиевого сплава АМг5, модификация структуры которого проводилась в жидкофазном состоянии термобарическим методом. Для сплава АМг5, полученного по данной технологии, наблюдали увеличение микротвёрдости в 1,5-1,8 раза и прочности на 10-20 % по сравнению с базовым сплавом [5].

Для литого алюминия износостойкость и механические свойства значительно улучшаются также за счет его дисперсного армирования наноразмерными частицами. Например, наполнение матрицы алюминия наноразмерными частицами Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> [6] существенно повышает предел прочности при растяжении, предел текучести и твёрдость. Максимальное повышение значений предела прочности, предела текучести и твёрдости по Бринеллю на 14,3 %, 34,3 % и 26,3 % соответственно, отмечалось при массовой доле наночастиц от 1 до 5 % [6].

Таким образом, наноструктурирование исследованных цветных металлов и сплавов повышает их износостойкость на 12-28 % при соответствующем увеличении твёрдости на величину от 12 до 15 %.

Полученные результаты дополняют объем фактических данных о комплексе физико-механических свойств наноструктурированных цветных металлов и сплавов и предполагают возможность расширения инженерного

применения подобных металлических материалов в условиях интенсивной трибологической нагрузки.

*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, тема № 0833-2020-0007.*

### Список литературы

1. Бугаев А. М. Методы повышения ресурса машин и механизмов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 10. С. 22-24.
2. Витязь П. А., Сениуть В. Т., Хейфец М. Л., Бородавко В. И., Соболев С. Ф., Колмаков А. Г., Клименко С. А. Синтез наноструктурированных градиентных материалов с управляемой термобарической обработкой и модифицированием // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. № 5. С. 302-307.
3. Babak V. P., Shchepetov V. V., Harchenko S. D. Antifriction Nanocomposite Coatings that Contain Magnesium Carbide // Journal of Friction and Wear. 2019. Vol. 40. № 6. P. 593-598. <https://doi.org/10.3103/S1068366619060035>
4. Apakashev R., Valiev N. The Effect of Directional Flow of Metallic Melt on the Structure of Cast Metal // Advanced Materials Research. 2013. Vol. 684. P. 338-341. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.684.338>
5. Машеков С. А., Нугман Е. З., Тусупкалиева Э. А., Машекова А. С., Мауленова М. Р. Ударное разрушение наноструктурированного алюминиевого сплава АД31 после различных видов термической обработки и прокатки в винтообразных валках // Современные наукоемкие технологии. 2018. № 4. С. 97-102
6. Al-Salihi H. A., Mahmood A. A., Alalkawi H. J. Mechanical and Wear behavior of AA7075 Aluminum Matrix Composites Reinforced by Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanoparticles // Journal Nanocomposites. 2019. Vol. 5. № 3. P. 67-73. <https://doi.org/10.1080/20550324.2019.1637576>



УДК 544-971.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ АЛЮМОМАТРИЧНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Хазин М. Л., Апакашев Р. А.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Для обеспечения надёжности и долговечности машин и механизмов требуются материалы, устойчивые к жёстким условиям эксплуатации. Подобным требованиям удовлетворяют металломатричные композиционные материалы. Исследовали коррозионную стойкость композиционного материала Al/Ti, содержащего 6,3 % (масс.) титана. Установлено, что все исследованные образцы характеризуются равномерным распределением коррозионного поражения металлической поверхности. Дисперсное армирование алюминия титаном обеспечивает повышение коррозионной стойкости матричного металла на 9,6 %, что имеет значение при использовании композита в качестве металлического материала конструкционного или триботехнического назначения.*

**Ключевые слова:** композиты, алюмоматричный материал, коррозия, коррозионная стойкость.

## RESEARCH of ALUMOMATRIX COMPOSITE MATERIAL CORROSION RESISTANCE

Khazin M.L., Apakashev R.A.

*To ensure the reliability and durability of machines and mechanisms, materials that are resistant to harsh operating conditions are required. Metal-matrix composite materials satisfy similar requirements. Investigated the corrosion resistance of the composite material Al / Ti containing 6.3% (wt.) Titanium. It was found that all the samples studied are characterized by a uniform distribution of corrosion damage to the metal surface. Dispersed reinforcement of aluminum with titanium provides an increase in the corrosion resistance of the matrix metal by 9.6 %, which is important when using a composite as a metal material for structural or tribotechnical purposes.*

**Keywords:** composites, aluminum matrix material, corrosion, corrosion resistance.

Для обеспечения надёжности и долговечности машин и механизмов как обычного, так и ответственного назначения, требуются материалы, способные длительное время выдерживать жёсткие условия эксплуатации. Подобным требованиям потенциально удовлетворяют функциональные металломатричные композиционные материалы, обладающие, как правило, высоким уровнем физико-механических свойств [1-3].

Существенную часть отмеченных материалов составляют композиты на основе алюминия и его сплавов. Диспергирование функционального наполнителя в алюминиевой матрице позволяет достичь уровня свойств, обеспечивающих возможность разработки материалов для специализированного применения [4, 5].

В настоящей работе исследовали коррозионную стойкость композиционного материала Al/Ti, содержащего 6,3 % (масс.) титана.

Для синтеза композита использовали порошки металлов: первичного алюминия (марка А0) и технического титана (марка ВТ1-00). Порошки металлов при шихтовании перетирали в агатовой ступке до однородного состояния. Достижение однородности шихты контролировали с помощью оптического микроскопа. Формование шихты осуществляли в цилиндрической пресс-форме с внутренним диаметром 25 мм, прикладывая нагрузку в 150 кН в течение 10 с.

Образцы из спрессованной шихты помещали в тигель с расплавленным алюминием, находящемся в электрической печи сопротивления при 1023 К. Затем повышали температуру на 50 К и выдерживали образцы в расплавленном алюминии 45 мин. После высокотемпературной выдержки сливали расплав алюминия на горизонтальную огнеупорную поверхность для извлечения сформованного образца.

Сравнительные испытания коррозионной стойкости проводили на трех образцах синтезированного композиционного материала и трех образцах аналогичных геометрических размеров алюминия марки А0. База испытаний составила 144 ч, температура +22 °С, объем раствора в ячейке с тремя образцами - 500 мл.

Испытания осуществляли в статических условиях, без принудительной циркуляции коррозионной среды. Перед испытанием образцы полировали до зеркального блеска, промывали этиловым спиртом и после просушивания взвешивали с точностью  $\pm 0,0001$  г. В качестве испытательной коррозионной среды использовали модельный раствор электролита, содержащий 30 г/л NaCl и добавку уксусной кислоты до  $pH=4,0$  [6]. Для крепления (подвеса) образцов использовали нить из синтетического материала.

После окончания испытаний образцы извлекали из ячейки, промывали теплой дистиллированной водой и этиловым спиртом, просушивали и взвешивали. Дополнительно фиксировали внешний вид образцов и проводили оценку состояния их поверхности.

Итоговые значения скорости коррозии рассчитывали как среднее арифметическое значение результатов трех соответствующих испытаний с относительной погрешностью, не превышающей 5 %.

При сплошной равномерной коррозии металлических материалов коррозионную стойкость характеризуют такими количественными показателями коррозии как потеря массы на единицу площади поверхности и глубина проникновения коррозии. Соответственно рассчитывают скорость убыли массы и линейную скорость коррозии.

Скорость убыли массы - величина  $V_k$ , представляющая собой отношение:

$$V_k = \frac{m_1 - m_2}{S \cdot t}, \quad (1)$$

где  $m_1, m_2$  – масса образца до и после коррозии соответственно, г;  $t$  – время коррозионного разрушения, ч;  $S$  – площадь поверхности образца,  $m^2$ .

Массовые потери при коррозии могут быть пересчитаны в скорость коррозии  $\Pi$ , выраженную в мм/год:

$$\Pi = \frac{8,76 \cdot V_k}{\rho}, \quad (2)$$

где  $V_k$  – скорость коррозии, г/( $m^2 \cdot ч$ );  $\rho$  – плотность металла, г/ $см^3$ ; 8,76 – коэффициент.

Результаты исследований коррозионной стойкости образцов алюминия и алюмоматричного композиционного материала представлены в таблице. Плотность металлических материалов для использования в расчетах ско-

рости коррозии определяли методом гидростатического взвешивания.

Таблица – Результаты исследования коррозионной стойкости алюминия и алюмоматричного композиционного материала Al/Ti

№	Материал	Образец	$V_k$ , г/(м <sup>2</sup> час)	П мм/год	$\bar{P}$ , мм/год
1	Al/Ti	1	0,1299	0,4021	0,3974
		2	0,1232	0,3812	
		3	0,1321	0,4089	
2	Al	1	0,1318	0,4279	0,4397
		2	0,1371	0,4415	
		3	0,1377	0,4496	

В результате проведенных исследований установлено, что для всех исследованных образцов наблюдается сплошная равномерная коррозия, характеризующаяся равномерным распределением коррозионного поражения металлической поверхности. При этом дисперсное армирование алюминия титаном обеспечивает повышение коррозионной стойкости матричного металла на 9,6 %, что имеет значение при использовании композита в качестве металлического материала конструкционного или триботехнического назначения.

*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, тема № 0833-2020-0007.*

### Список литературы

1. Косников Г. А., Эльдарханов А. С. Применение ультразвуковой обработки сплавов в жидком и двухфазном состояниях при получении наноструктурных алюмоматричных композитов для изделий общемашиностроительного и специального назначения с повышенными рабочими характеристиками // Литейщик России. 2013. № 10. С. 20-22.
2. Витязь П. А., Сенють В. Т., Хейфец М. Л., Бородавко В. И., Соболев С. Ф., Колмаков А. Г., Клименко С. А. Синтез наноструктурированных градиентных материалов с управляемой термо-барической обработкой и модифицированием // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. № 5. С. 302-307.
3. Babak V. P., Shchepetov V. V., Harchenko S. D. Antifriction Nanocomposite Coatings that Contain Magnesium Carbide // Journal of Friction and Wear. 2019. № 6. PP. 593-598. <https://doi.org/10.3103/S1068366619060035>
4. Guo B., Song M., Yi J., Ni S., Shen T., Du Y. Improving the mechanical properties of carbon nanotubes reinforced pure aluminum matrix composites by achieving non-equilibrium interface // Materials & Design. 2017. Vol. 120. P. 56-65. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2017.01.096>
5. Dong S. Zhou J. Hui D. A quantitative understanding on the mechanical behaviors of carbon nanotube reinforced nano/ultrafine-grained composites // International Journal of Mechanical Sciences. 2015. Vol. 101-102. P. 29-37. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2015.07.019>
6. Григорьянц А. Г., Мисюров А. И., Шиганов И. Н., Третьяков Р. С., Ставертий А.Я. Сравнение коррозионной стойкости покрытий из кобальтовых и никелевых сплавов, наплавленных лазерным излучением // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2012. С. 171-176.

УДК 622.238.37

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ АСБЕСТОСОДЕРЖАЩИХ ПРОДУКТОВ

Потапов В.Я., проф., Фролов С.Г., проф., Потапов В.В., доц.,  
Горшкова Э.М., инж., Адас В. Е. маг.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*В настоящее время на предприятиях содержания асбеста определяют трудоёмкими, длительными и не точными методами, такими как горным анализом и геологическим анализом. Из-за длительности обрабатывания данных анализа, оперативность методов понижается, это препятствует для оперативного управления производственными процессами, так же существенными недостатками определения содержания волокна асбеста методами горного анализа и геологического анализа является невозможность сведения материального баланса продуктов обогащения. Изучив теплофизические характеристики асбеста и вмещающих пород, было замечено различие теплопроводности и температуропроводности между асбестом и серпантинном, на основе этого различия тепловое расширение можно рекомендовать, как дополнительный метод использования для определения качества асбеста в продуктах обогащения. Данный метод расчета был использован для определения температурного поля в исследуемых нами образцах асбестосодержащих руд, по данным опыта температурное поле имеет различные характеристики по длине образца.*

**Ключевые слова:** *теплофизические характеристики, теплофизические свойств асбеста, теплопроводность, метод конечных координат, асбестосодержащие руды, уравнение теплопроводности, идентификации асбестосодержащих пород.*

## DETERMINATION OF THE TEMPERATURE OF ASBESTOS-CONTAINING PRODUCTS

Potapov V.Ya., Frolov S.G., Potapov V.V., Gorshkova E.M., Adas V.Ye.

*At present, asbestos-containing enterprises are determined by time-consuming, lengthy and inaccurate methods, such as mining and geological analysis. Due to the processing time of the analysis data, the efficiency of the methods decreases, this hinders the operational management of production processes, as well as significant shortcomings in determining the content of asbestos fiber by mining analysis and geological analysis is the impossibility of reducing the material balance of enrichment products. After studying the thermophysical characteristics of asbestos and the surrounding rocks, the difference in thermal conductivity and thermal conductivity between asbestos and serpentine was noticed. Based on this difference, thermal expansion can be recommended as an additional method of use for determining the quality of asbestos in concentration products. Determine the approximate values of the equation at the grid nodes and compile a series of length values for comparing the obtained data. This method of calculation was used to determine the temperature field in the samples of asbestos-containing ores studied by us, according to the experiment, the temperature field has different characteristics along the length of the sample.*

**Keywords.** *thermophysical characteristics, thermophysical properties of asbestos, thermal conductivity, finite coordinate method, asbestos-containing ores, heat equation, identification of asbestos-containing rocks.*

Содержание асбеста в руде и продуктах обогащения определяется методами горного и геологического анализа.

Эти методы трудоемки, длительны и обладают невысокой точностью. Это препятствует оперативному использованию результатов анализа для управления производственными процессами. Существенными недостатками определения содержания волокна асбеста методами горного и геологического анализа является невозможность сведения материального ба-

ланса продуктов обогащения.

Работа посвящена изучению возможности контроля содержания асбеста в рудах на основе различия теплофизических характеристик составляющих их компонентов.

В таблице 1 приведены значения теплофизических характеристик асбеста и вмещающих пород, которые будут использованы в дальнейших расчетах. [1]

Таблица 1 - Теплофизические характеристики горных пород

№ п/п	Минерал	Удельный вес $\gamma_0$ , гс/м <sup>3</sup>	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/мк	Удельная теплоемкость $c_t$ , Дж/гК°	Коэффициент температуропроводности $\kappa = \frac{\lambda}{c_t \gamma_0}$ , см <sup>2</sup> /сек
1	Асбест	2,1-2,8	0,22	0,81	0,001
2	Серпентин	2,5-2,6	1,8-2,9	0,65	0,014

Заметно существование различие теплопроводности и температуропроводности между асбестом и серпантинном. Примером использования различных температуропроводности асбеста и породы является метод по кусковые сортировки руды подаются специальными питателями по одному в аппарат, где сначала подвергаются кратковременному нагреву в пламени пропановой горелки. Содержащейся в руде прожилки асбеста нагреваются до более высокой температуры, чем порода, а по выходе из зоны нагрева охлаждаются медленнее (например: за 0,3 сек куски асбеста нагреваются до 800°, сростки в среднем до 200°, а куски породы примерно до 50°; через 0,7 сек после нагрева их температуры соответственно 250°, 50°, 25°) (25). Это зависит от того, что асбест обладает меньшей температуропроводностью, и проводит меньше тепла во внутрь тепла. Затем руда подается мимо фотоэлементов, чувствительных к ИК- излучению, а затем проходит зону измерения, где с помощью фотоэлементов оценивается кусок и счетно- решающее устройство решает, должен ли кусок направлен быть в концентрат или в хвост. Подается команда электропневматическому исполнительному органу на удаление. Поэтому тепловое расширение можно рекомендовать, как дополнительный метод использования для определения качества асбеста в продуктах обогащения.

Рассмотрим однородный стержень длины  $l$ . Будем предполагать, что боковая поверхность теплонепроницаема и что во всех точках поперечного сечения стержня температура одинакова. Нагрев осуществляется в точке  $O$ . Изучим процесс распространения тепла в стержне. Рассмотрим ось  $Ox$  так, что один конец стержня будет совпадать с точкой  $x=0$ , а другой с точкой  $x=l$  (рис. 1). Пусть  $u(x, y, z, t)$ - температура в сечении стержня с абсциссой  $x$  в момент  $t$ .

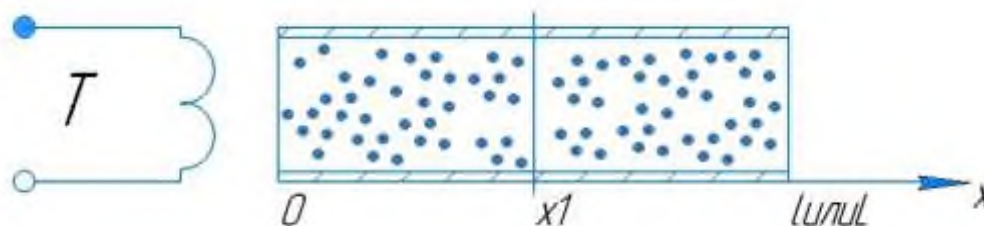


Рис.1. Пояснение дифференциального уравнения 1.

В случае линейного теплового потока температура зависит лишь от одной координаты и тогда уравнение теплопроводности переходит в следующее:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \text{ или } \frac{\partial u}{\partial t} = d^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1)$$

Для решения уравнения (1.) применим метод конечных разностей. При решении уравнения методом конечных разностей производные заменяются соответствующими разностями (см. рис. 2.) [2].

$$\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \approx \frac{u(x + h, t) - u(x, t)}{h} \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \approx \frac{1}{h^2} \left[ \frac{u(x + h, t) - u(x, t)}{h} - \frac{u(x, t) - u(x - h, t)}{h} \right]$$

$$\text{Или } \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \approx \frac{u(x+h, t) - 2u(x, t) + u(x-h, t)}{h^2} \quad (3)$$

аналогично

$$\frac{\partial u(x, t)}{\partial t} = \frac{u(x, t + l) - u(x, t)}{l} \quad (4)$$

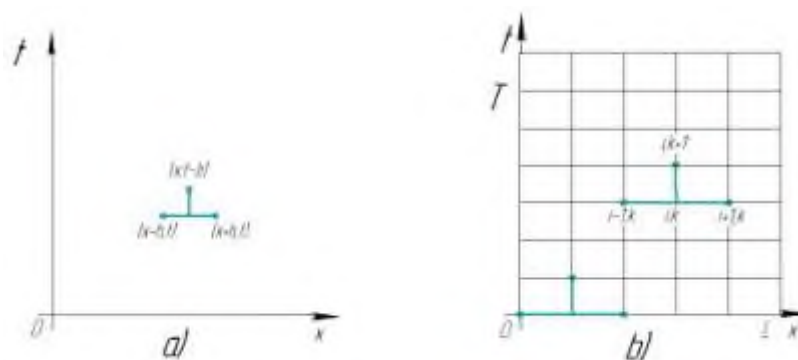


Рис.2(а, б) Пояснение метода конечных разностей

Чтобы решить уравнения (1) было вполне определено, функция  $u(x, t)$  должна удовлетворять краевым условиям, соответствующим физическим условиям задачи. Краевые условия для решения уравнения (1) могут быть различные условия, которые соответствуют так называемые первой краевой задаче определяющие [2]:

$$\begin{cases} U(x, 0) = \varphi(x), & 0 \leq x \leq L \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} U(0, t) = \varphi(t), & 0 \leq t \leq T \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} U(l, t) = \varphi(t), & 0 \leq t \leq T \end{cases} \quad (7)$$

физические условия (5)(начальное условие) соответствуют телу, что при  $t=0$  в различных сечениях стержня задана температура, равная  $\varphi(x)$ . Условия

(6),(7)(грамотные условия) соответствуют тому, что на концах стержня при  $x=0$  и при  $x=l$  поддерживается температура, равная  $\varphi_1(t)$  и  $\varphi_2(t)$  соответственно. Найдем решение  $U(x,t)$  в прямоугольнике, ограниченном прямыми  $x=0, t=0, x=L, t \leq T$ , если заданы значения искомой функции на 3-х его стороны  $x=0, t=0, x=L$  (рис.2.). Покроем нашу область сеткой, образованными прямыми

$$\begin{aligned}x &= ih, \quad i=1,2,3\dots, \\t &= hl, \quad h=1,2,3\dots,\end{aligned}$$

и будем определять приближенные значения решения в узлах сетки, то есть в точках пересечения этих прямых. Введем обозначения:  $u(ih,hl)=U_{i,k}$ . Напишем вместо уравнения 1 соответствующее ему уравнение в конечных разностях для точки  $(ih,hl)$ . В соответствии с формулами (3) и (4) получим:

$$\frac{U_{i+k} + 1 - U_{i,h}}{l} = d^2 \frac{U_{i-1,h} - 2U_{i,h} + U_{i-1,k}}{h^2} \quad (8)$$

определим  $U_{i,h+1}$

$$U_{i,h+1} = \left(1 - \frac{2a^2l}{h^2}\right) U_{i,h} + d^2 \frac{l}{h^2} (U_{i+1,h} + U_{i-1,k}) \quad (9)$$

из формулы (9) следует, что если известны три значения в  $k$ -м ряду  $U_{i,k}; U_{i+1,k}; U_{i-1,k}$ , то определяется значение  $U_{i,h+1}$  в  $(k+1)$ -м ряду. Нам известны все значения на прямой  $t=0$ . По формуле (9) мы определим значение на всех внутренних точках отрезка  $t=l[2]$ . Значения в крайних точках отрезка нам известны в следующих формулах (6) и (7). Так ряд за рядом, мы определяем значения искомого решения во всех узлах стенки.

Доказано, что по формуле (9) можно получить приближенное значение решения не при произвольном соотношении шагов  $h$  и  $b$ , а только в том случае, если  $l \leq \frac{h}{2a}$  формула (9), если шаг  $l$  по оси  $t$  выбрать так, чтобы было:

$$1 - \frac{2a^2l}{h^2} = 0 \text{ или } l = \frac{h^2}{2a^2} \quad (10)$$

в этом случае уравнение (9) принимает вид:

$$U_{i,k} + 1 = \frac{l}{2} (U_{i+1,k} + U_{i-1,k}) \quad (11)$$

Данный метод расчета был использован для определения температурного поля в исследуемых нами образцах асбестосодержащих руд, согласно дифференциального уравнению теплопроводности 1. Для решения уравнения (1) была составлена программа расчета на ЭВМ. Результаты расчета представлены на рис.3 и 4. Определить параметры температуры по длине образцов в разные промежутки времени, длина образцов варьировалась от 1 до 5 см, как видно из графиков температурное поле имеет различные характеристики, как для асбеста, так и для вмещающих пород, что достаточно для анализа содержания асбеста в рудном массиве.

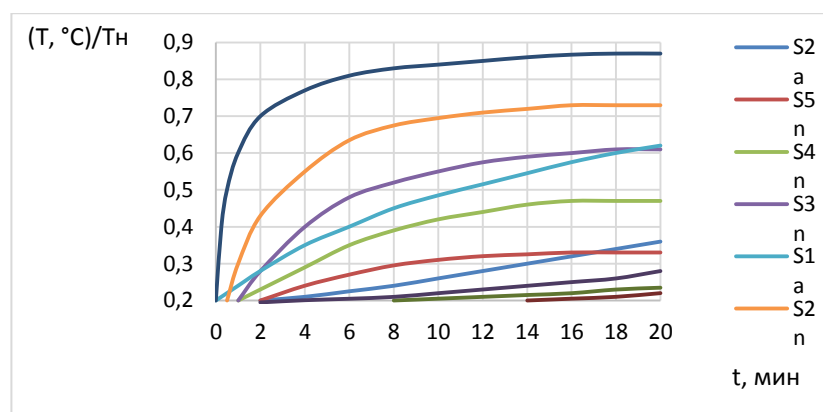


Рис.3. Распределение температуры во времени для различных длин образца. где  $T$  — температура.  $S_a$  — асбестовая порода,  $S_{ii}$  — монолит пустой породы,  $i$  — показатель увеличения длины

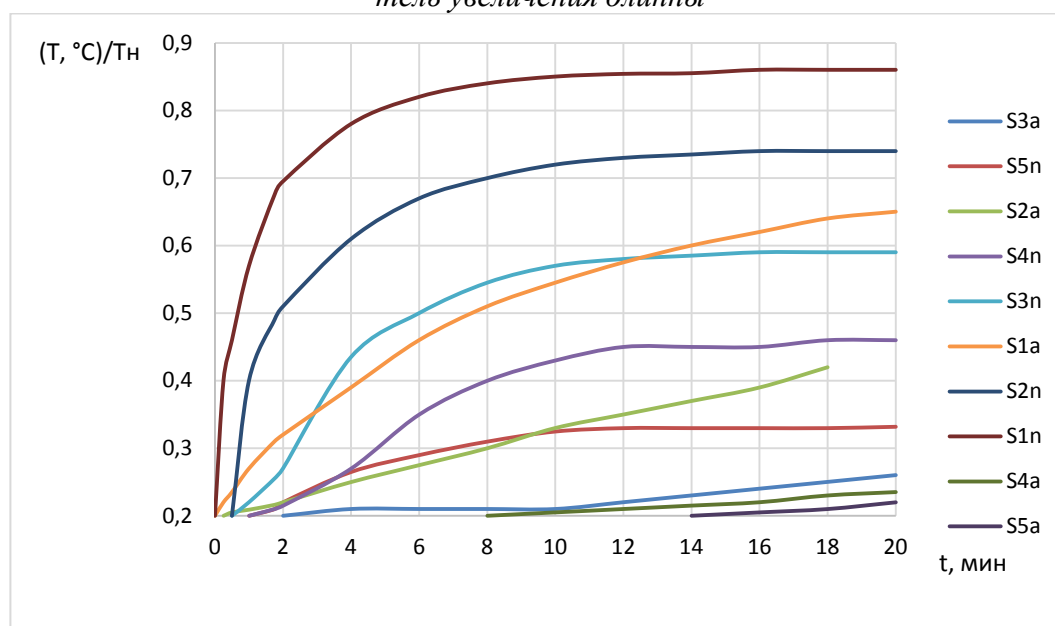


Рис.4. Распределение температуры во времени для различных длин образца. где  $T$  — температура.  $S_{ia}$  — асбестовая порода,  $S_{in}$  — монолит пустой породы,  $i$  — показатель увеличения длины.

### Список литературы

1. Мельников. Н. В. Справочник физических свойств горных пород. Недр-М.-1975.
2. Пискунов. А.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Часть 2. Наука-М.-2001.
3. Чудновский. А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. Государственное издание физико-механической литературы-М.-1962.
4. Кравец Б. Н. Специальные и комбинированные методы обогащения. М.: Недр, 1986. — 340 с.
5. Ю. В. Смирнов, М. П. Тимофеев, В. А. Кошелев, В. Ю. Смирнов. Исследование теплофизических характеристик теплоизоляционных изделий на основе минеральных волокон. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2011.-119-125 с.
6. Исследование изменения температурного поля грунтового массива при воздействии циклическим знакопеременным тепловым потоком (регенерация температурного поля) Сапрыкина Н.Ю., Панов М.Я. Научный журнал строительства и архитектуры. 2018. № 4 (52). С.117-128.
7. Расчет температурного поля горных пород вокруг двух скважин, работающих с постоянной температурой. Шевелёва Д.В. Газовая промышленность. 2008. № 5 (617).



С. 59-60.

8. Патент РФ № 2326738. Способ термографической кусковой сепарации сырья (варианты) и устройство для его осуществления (варианты) / авторы: В. М. Волошин, В. Ю. Зубкевич. Заявл. 03.06.2004. Оpubл.20.06.2008.

9. Комлев С. Г., Цыпин Е. Ф. Выбор источника и продолжительности облучения материала при термоадгезионном обогащении // Известия вузов. Горный журнал. 1979. № 3. С. 159-164.

11. Ore sorters for asbestos and scheelite / D. Collier, F. B. Dwyer, R. L. Thompson, E. Wulff // 10-th Int. MinerProcess. Congr. London, 1973. London, 1974. P. 1007-1022.

УДК 531.43:620.278

## ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИСПЫТАНИЯМ НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС

Симисинов Д.И.<sup>1</sup>, Симисинов А.Д.<sup>2</sup>, Анпилогов А.А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург;

<sup>2</sup>ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина», г. Екатеринбург

*Приведена информация об оборудовании и методических подходах, применяемых при триботехнических испытаниях. Описаны типовые схемы испытаний, формулы для определения триботехнических показателей. Предложена схема испытательного стенда для испытаний в триботехнических центрах по схеме «диск-колодка» с одновременной установкой шести образцов, позволяющая повысить функциональность и производительность испытаний на трение и износ*

*Ключевые слова:* Трибология, триботехника, испытания на трение и износ, методика оценки износа

## EQUIPMENT AND METHODOLOGICAL APPROACH OF TESTS FRICTION AND WEAR

Simisinov D.I., Simisinov A.D., Anpilogov A.A.

*Information on equipment and methodological approaches used in tribotechnical tests is given. Typical test schemes, formulas for determining tribotechnical indicators are described. The scheme of the test stand for testing in tribotechnical centers according to the "disk-shoe" scheme with the simultaneous installation of six samples is proposed, which makes it possible to increase the functionality and productivity of tests for friction and wear*

*Keywords:* Tribology, tribotechnics, friction and wear tests, wear assessment method

В отличие от испытаний для определения физико-механических свойств, например, прочностных, триботехнические отличаются разнообразием методов, большая часть которых не стандартизирована. Поэтому применение универсальных многофункциональных машин трения и методологических подходов, обеспечивающих испытания по нескольким схемам в различных режимах является востребованной задачей [1-2].

Довольно широко распространённая в различных модификациях машина для испытания материалов на трение и износ ИИ 5018 предназначена для испытания материалов на трение и износ, для изучения процессов трения и износа металлов, сплавов и жёстких конструкционных пластмасс. Машина обеспечивает проведение испытаний по схемам «диск-диск», «диск-колодка», «диск - неподвижный диск», «вал-втулка» (рис. 1) [3].

Программно-аппаратный комплекс приведенной модели машины трения является унифицированным с другими типами испытательных машин, в которых используются аналогичные системы, в частности, на основе датчиков силы и момента с тензометрическими преобразователями.

Сигналы с измерительных датчиков преобразуются в микропроцессорном блоке машины и передаются в программный комплекс,

относящиеся к серийным машинам трения, приведены в таблице.

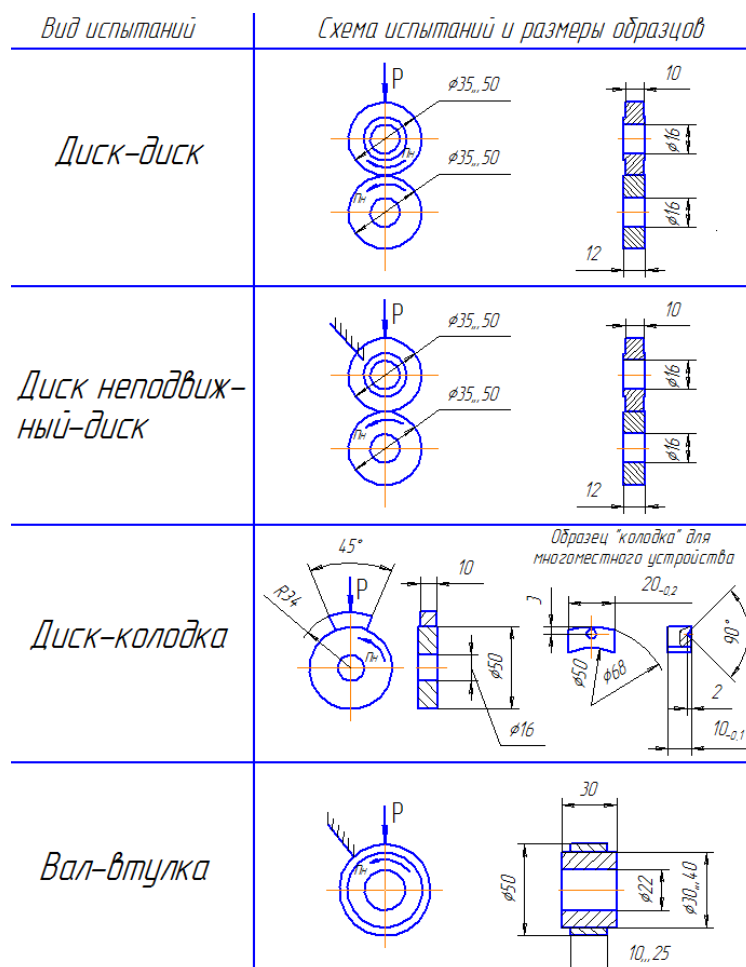


Рис. 1. Схемы испытаний образцов

Программно-аппаратный комплекс машины трения позволяет отслеживать следующие измеряемые трибометрические показатели:

- Момент трения  $M_T$ , Нм
- Температура в зоне трения  $T$ , °С (место установки термопары определяет пользователь)
- Частота вращения  $n$ , об/мин
- Сила прижима  $P$ , кН
- Число оборотов  $N$
- Время  $t$ , мин

Полученные значения измеряемых показателей позволяют определить ряд расчетных триботехнических показателей.

Путь трения  $L_T$

$$L_T = \frac{\pi d_T N_{ц}}{1000}, \quad (1)$$

где  $d_T$  – диаметр образца в области трения;  $N_{ц}$  – число циклов.

Силу трения

$$F = \frac{2 M_T}{d_v} \quad (2)$$

Коэффициент трения

$$f = \frac{F}{N} = \frac{2M_T}{d_T N} \quad (3)$$

Коэффициент изменения момента трения

$$\gamma = \frac{M_{T \max}}{M_{T \min}} \quad (4)$$

Размах колебаний коэффициента трения

$$r = \frac{f_{\max} - f_{\min}}{f_{\text{ср}}} \quad (5)$$

Работу трения, Нм (Дж)

$$A = \int_{L_{10}}^{L_{13}} F dL_T = \int_{t_0}^{t_3} P(t) dt, \quad (6)$$

где  $P(t)$  – мощность на валу образца

Программно-аппаратный комплекс машины трения и износа обеспечивает ввод данных по режиму испытания и параметров образца, изменение частоты вращения, построение на экране монитора в реальном времени графиков, просмотр графической и цифровой информации о проведенных испытаниях, в том числе файлов данных.

Испытание может производиться до заданного времени, до заданных числа циклов (оборотов), после чего привод машины автоматически отключается.

Актуальной остается проблема оснащения машин трения системами измерения линейного износа образцов в процессе испытаний, что значительно повысило бы их функциональность и производительность [4-5]. Сложности реализации связаны с не поддающимися прямому учету изменениями линейных размеров и (или) формы образцов, осложненные температурными деформациями [6]. Поскольку температурные изменения размеров могут быть сопоставимы или даже превосходить собственно линейный износ. Более достоверная информация может быть обеспечена результатами прямого измерения износа, например, весовым методом.

Наиболее полно трибологические свойства смазочных материалов можно оценить непосредственно на натуральных агрегатах (полноразмерных двигателях, редукторах, насосах и т.д.) в процессе их длительной работы по специальной программе, отражающей условия эксплуатации машин и механизмов.

Довольно простой по конструкции испытательный стенд испытаний в триботехнических центрах по схеме «диск-колодка» с одновременной установкой шести образцов [7]. При возможности одновременной установки до 6 образцов, в процессе испытаний находящихся в идентичных условиях, стенд обеспечивает высокую репрезентативность результатов эксперимента.

Кинематическая схема станда и схема нагружения колец показаны на рис. 2.

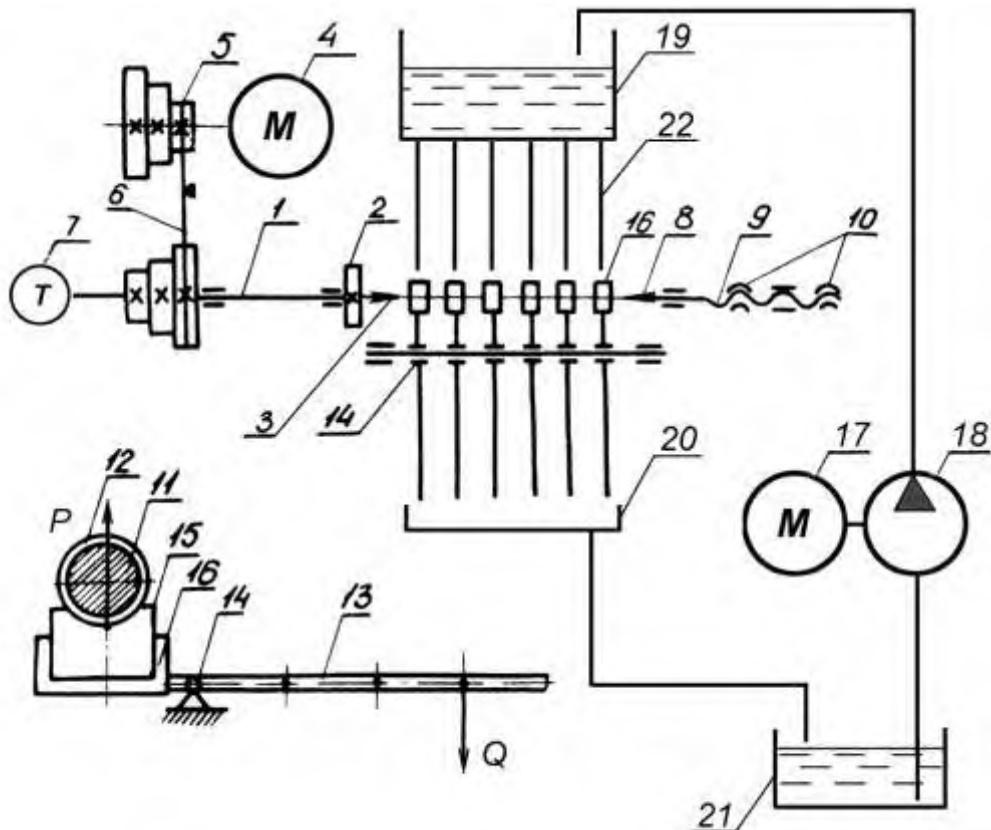


Рис. 2. Стенд для испытания материалов на износ

Стенд работает следующим образом: шпиндель 1 с передним центром 3 и поводковым патроном 2 получает вращение от электродвигателя 4 с помощью клиноременной передачи 5, 6. Обороты шпинделя фиксируются тахометром 7. Задний вращающийся центр 8 установлен в гнездо винта 9. Винт обеспечивает перемещение центра и зажим оправки с помощью двух гаек 10. В центрах устанавливается оправка 11 с шестью образцами в виде колец 12. К каждому кольцу с помощью нагруженного рычага 13, вращающегося на оси 14, прижимается колодка 15, заключенная в обойму 16. Промывочная (охлаждающая) жидкость подается к каждому кольцу с помощью автономной, замкнутой гидросистемы по резиновым шлангам 22. Гидросистема состоит из насоса 18 с электроприводом 17, напорного бака 19, приемного контейнера 20 и отстойника 21.

Для определения значения износа образцов используется метод оценки величины потери их массы в зависимости от пройденного пути.

Серийные модели машин трения типа ИИ 5018 благодаря блочной конструкции могут служить базой для дальнейшего развития машин трения. Дополнение испытаний, позволяющих определить базовые триботехнические показатели сравнительными испытаниями для определения величин износа, позволяют повысить функциональность и производительность испытаний на трение и износ.

*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. Справочник по триботехнике / под ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, Варшава: ВКЛ. 1992. Т. 3. 730 с.
2. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / под общей ред. А.В. Чичинадзе. М.: Наука и техника, 1995. 778 с.
3. ТУ 25-7701.0061-90 Машина для испытания материалов на трение и износ ИИ 5018 – М.: ИПК Издательство стандартов, 1990.
4. Браун Э.Д., Буяновский И.А., Смушкович Б.Л. Средства трибологических испытаний // Заводская лаборатория, 1997. Т. 63. № 10. С. 29–37.
5. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Смушкович Б.Л., Смирнова Н.А. Разработка критериев оценки машин для моделирования трения и износа. В сб. "Трение и износ фрикционных материалов". М.: Наука, 1977. С. 125–130.
6. Смушкович, Б.Л. О некоторых направлениях развития машин трения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. — № 1. -С. 13–20.
7. Боярских Г.А., Симисинов Д.И. Сравнительная оценка эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот // Известия вузов. Горный журнал. – 2002. – № 5. С. 65-72

УДК 621.9.044

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

Лахин А.М.

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР

*Предложена технология нанесения многослойных покрытий переменной толщины на участки рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес.*

**Ключевые слова:** *зубчатые колеса, технология, износ, качество*

## IMPROVING THE QUALITY OF GEAR WHEELS WITH FUNCTIONAL ORIENTED COATINGS

Lakhin A.M.

*The technology of applying multilayer coatings of variable thickness to the areas of the working surfaces of the teeth of gear wheels is proposed.*

**Keywords:** *gear wheels, technology, wear, quality*

Зубчатые передачи широко используются в современных машинах и технологических системах, имея ряд преимуществ по сравнению с остальными видами передач. Однако зачастую при работе зубчатых колес с соблюдением технических требований и правил эксплуатации наблюдается неравномерный характер износа рабочих поверхностей зубьев. Наличие изношенных участков искажает форму зуба и приводит к нарушению работы зубчатой передачи, что проявляется заеданием, повышенным шумом в работе и нарушению норм кинематической точности.

Между тем величина износа и его распределение подчиняется закономерностям, и в целом соответствует графику изменения скорости взаимного скольжения профилей.

Цель данной работы: повышение качества зубчатых колес за счет нанесения функционально-ориентированных покрытий на рабочие поверхности зубьев.

Основные требования к точности и качеству рабочих поверхностей зубьев достигаются главным образом на этапах чистовой и отделочной обработки зубьев. Тогда как физико-механические свойства, определяющие износостойкость зубьев, достигаются на этапах упрочняющей и отделочно-упрочняющей обработки. Однако существующие методы отделочно-упрочняющей обработки зубьев реализуют технологические воздействия на все поверхности зубчатых колес или на протяженные участки рабочих поверхностей.

Одним из перспективных направлений создания технологического обеспечения производства изделий современного машиностроения, является функционально-ориентированный подход [1], в котором требуемые свойства элементов изделия достигаются за счет реализации технологических воздействий реализуемых в зависимости от характера действия эксплуатационных функций. Реализация данного подхода возможна в част-

ности за счет нанесения покрытий с изменяющимися свойствами по величине рабочей поверхности.

Прошлыми исследованиями установлено [2], что переменный характер механического износа вследствие трения профилей сопряженных зубьев наиболее ярко проявляется для высокоскоростных зубчатых передач работающих при скоростях до 20 м/с, и открытых передач, работающих в условиях сухого трения. При этом интенсивность изнашивания зубьев определяется выражением:

$$I_h = k \left( \frac{\sigma_H}{HB} \right)^{m_1} \left( \frac{\chi}{h_{см}} \right)^{m_2} \left( \frac{RT}{Q} \right)^{m_3} \left( \frac{v_{100}}{v_1} \right)^{m_4},$$

где  $k$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  – коэффициент, и показатели степени, учитывающие физико-механические свойства контактируемых материалов а также характеристик смазочного материала;  $\chi$  – приведенный параметр шероховатости сопрягаемых поверхностей;  $h_{см}$  – толщина смазочного слоя, образованного слоем граничной смазки и смазочным слоем контактно-гидродинамической природы;  $v_{100}$ ,  $v_1$  – соответственно, кинематическая вязкость масла при 100<sup>0</sup>С и при рабочей температуре смазочного материала.

Из данной формулы видно, что интенсивность износа обратно пропорциональна твердости, а следовательно повышение твердости поверхностного слоя способствует снижению интенсивности изнашивания рабочих поверхностей зубьев. Поэтому интерес представляют технологические методы увеличения твердости поверхностного слоя, закономерно изменяющейся по высоте зуба в соответствии с действием эксплуатационных функций.

Реализация данного способа возможна при поэтапном нанесении нескольких слоев вакуумного ионно-плазменного покрытия. При этом обеспечение равномерных толщин слоев покрытия по длине образующей зуба достигается равномерным вращательным и круговым движением заготовок зубчатых колес. Применение защитных масок на рабочих поверхностях зубьев позволяет достичь плавного уменьшения толщины покрытия от участков головки и ножки зуба с наибольшим взаимным скольжением (и, соответственно, наибольшим износом), к зонам у делительной окружности, где износ наименьший.

Рассмотрим технологию нанесения покрытий на поверхности зубчатых колес (рис.1). На первом этапе происходит нанесение 1-го слоя покрытия выполняющего роль подложки и обеспечивающей необходимую адгезионную связь основного функционального покрытия с материалом детали. При использовании основного нитрид титанового покрытия на поверхности стальных зубчатых колес таким покрытием является чистый титан, который наносится без подачи реакционного газа в вакуумную камеру. После первого этапа заготовки зубчатых колес извлекаются из вакуумной камеры, а на участки с меньшим ожидаемым износом рабочих поверхностей наносят защитные маски различной толщины. Причем толщины защитных масок подбираются таким образом, чтобы на участках с



наименьшим взаимным скольжением профилей была наибольшая толщина масок, исключая дальнейшее нанесение покрытия, на последующие участки зуба толщина масок последовательно уменьшалась, а на участках головки и ножки зуба – отсутствовала. Различная толщина защитного покрытия в различной степени препятствует осаждению слоев вакуумного ионно-плазменного покрытия тем самым на поверхностях зубьев образуются участки с различной толщиной ионно-плазменного покрытия.

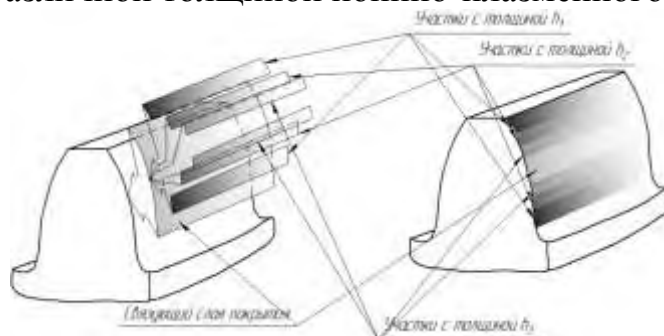


Рис. 1. Распределение участков покрытия по рабочей поверхности зуба

В результате на рабочих поверхностях зубьев образуются участки только со слоем подложки, и участки с толщиной покрытия  $h_1 > h_2 > h_3$  (рис.1).

Результаты нанесения 12-слойного основного композиционного покрытия на рабочие поверхности зубьев с использованием данной технологии позволяют отметить плавное уменьшению толщины покрытия и микротвердости от верхних участков зубьев к полюсной линии и последующее увеличение толщины покрытий к основанию зуба.

Оценка эксплуатационных свойств зубчатых колес производилась ресурсными испытаниями аналогичных пар зубчатых колес, позволивших оценить степень и характер износа зубьев в течении начального периода эксплуатации. Испытания проводились с целью определения изменения профиля зуба в период приработки, и сравнения степени и равномерности износа зубьев исходных колес подвергнутых закалке, с износом зубьев с функционально-ориентированными покрытиями. Оценка производилась путём вычисления разностей толщин зуба в фиксированных сечениях через определённые промежутки времени эксплуатации.

Анализ полученных результатов измерения износа показал, что в среднем износ зубьев с покрытиями в период приработки уменьшился на 45% по сравнению с зубьями исходных зубчатых колес. Кроме этого отметим, что многослойное покрытие обеспечивает более высокую износостойкость по сравнению с аналогичными изделиями, подвергавшимся традиционным методам упрочнения.

По экспериментальным данным были построены графики отражающие характер изменения износа по различным сечениям профиля зубьев (рис. 2).

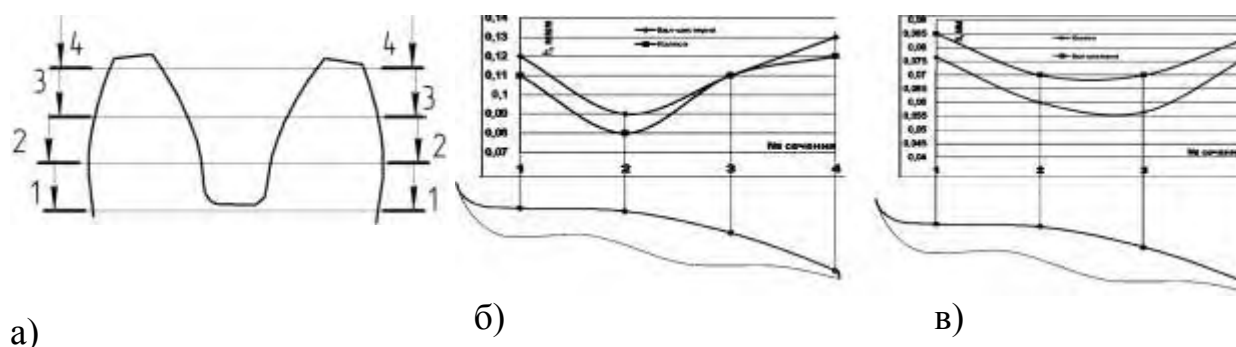


Рис. 2. Графики износа по высоте зубьев в результате 20 часов ускоренных ресурсных испытаний: а) сечения зубьев, б) износ исходных зубьев; в) износ зубьев с покрытием.

Анализ графиков износа исходных зубчатых колес (рис. 4, б) подтверждает неравномерность износа. Причем разность износа на вершине и вблизи полюсной линии зуба достигает  $0,05 \div 0,06$  мм, и, как результат, наблюдается значительное искажение профиля зуба.

Для колес с покрытиями (рис.4, в) наблюдается более равномерный характер износа по высоте зуба (максимальная разность износа не превышала 0,015 мм). Это достигнуто за счет переменных свойств по различным участкам рабочего профиля зубьев.

**Выводы.** Таким образом, в работе предложен способ нанесения многослойных покрытий переменной толщины на рабочие поверхности зубьев, позволяющий обеспечивать переменные свойства вдоль рабочего профиля зуба, для достижения равномерного износа рабочего профиля зуба. Эффективность данного способа подтверждена серией ускоренных ресурсных испытаний, позволивших отметить более равномерный характер износа по высоте зуба и меньшее его искажение, а также значительное увеличение ресурса зубчатых колес.

### Список литературы

1. Михайлов, А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. – Донецк: ДонНТУ, 2008. - 346 с.
2. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин. Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов // – М.: Высш. школа, 1991. – 319 с. ISBN 5-06-001905-5.

УДК 620.172.25

**РАБОТА РАЗРУШЕНИЯ МАТЕРИАЛА ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ****Мионов В.И.<sup>1,2</sup>, Вичужанин Д.И.<sup>2</sup>, Яковлев В.В.<sup>1</sup>, Огорелков Д.А.<sup>1,2</sup>**<sup>1</sup>Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина,<sup>2</sup>Институт Машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург

*Рассмотрен частный вопрос о соотношении энергии диссипации материала при статическом и циклическом нагружении. Приведены результаты усталостных испытаний стальных образцов с периодической записью петель упругого гистерезиса на установке Instron 8801. Отмечено, что параметры статической диаграммы деформирования сильно зависят от базы измерения деформаций в зоне их локализации. Исходя из равенства удельных (на единицу объема) работ разрушения при циклическом и статическом разрушении образца подсчитано, что база измерения осевой деформации должна составлять тысячные доли миллиметра. Из этого следует, что высоко локализованное явление разрушения материала надо изучать на малых базах измерения деформаций, привлекая, например, оптические способы измерений. Использование локальных характеристик в расчетах элементов конструкций представляет самостоятельную проблему.*

**Ключевые слова:** циклирование, диаграмма, локализация, образец.

**WORK OF DESTROYING MATERIAL AT STATIC AND CYCLIC LOADING****Mironov V.I.<sup>1,2</sup>, Vichuzhanin D.I.<sup>2</sup>, Yakovlev V.V.<sup>1</sup>, Ogorelkov D.A.<sup>1,2</sup>**

*A particular question about the ratio of material dissipation energy with static and cyclic loads is considered. The results of fatigue tests of steel samples with periodic recording of elastic hysteresis loops at the Instron 8801 installation are presented. It is noted that the parameters of the static deformation diagram depend heavily on the basis for measuring deformations in their localization zone. Based on the equality of specific (per unit of volume) destruction during cyclic and static destruction of the sample, it is estimated that the base for measuring axial deformation should be thousands of a millimeter. It follows that a highly localized phenomenon of material destruction should be studied on small deformation measurement bases, involving, for example, optical measurement methods. The use of local characteristics in the calculations of structural elements is an independent problem.*

**Keywords:** cycling, diagram, localization, specimen.

**Введение.** При одинаковом результате статического и циклического нагружения образца, т.е. разделения его на две части, затраченная работа несопоставимо различна. Известно, что суммарная площадь петель упругого гистерезиса, возникающего при усталости вследствие микропластических деформаций, на порядки больше площади под статической диаграммой растяжения [1,2]. Но это утверждение справедливо, если не учитывать исключительно высокую локализацию деформаций по длине образца при разрушении. Представляет интерес расчетная оценка необходимой базы измерения и сравнение ее с данными прямых физических измерений.

**Диссипация энергии при деформировании образца**

Площадь петли  $A_{\text{п}}$  упругого гистерезиса десятикратного образца стали Ст3сп диаметром 10мм достаточно точно автоматически измерялась при испытании в машине Instron 8801. Уровень амплитудного напряжения составлял 90% от предела текучести. На рис.1 представлены записанные

петли в первом цикле  $A_{п1}=2,98\text{кН}\cdot\text{мм}$ , стабилизированная петля  $A_{п2}=2,72\text{кН}\cdot\text{мм}$  и увеличенная  $A_{п3}=3,58\text{кН}\cdot\text{мм}$  в конце испытаний.

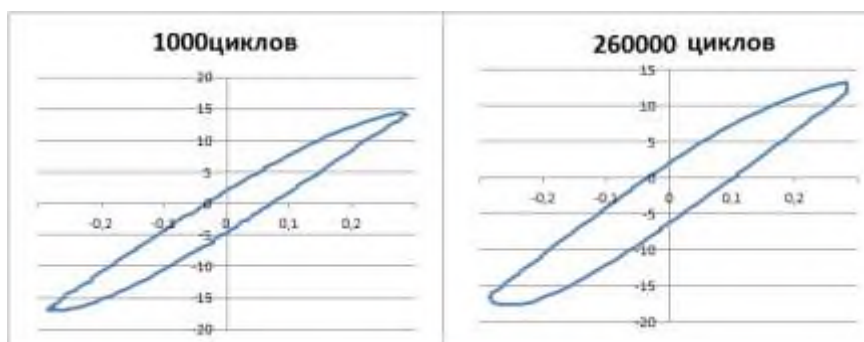


Рис.1 Петли упругого гистерезиса на разных этапах циклирования

Суммарная площадь петель, определяющая рассеянную энергию и работу циклического нагружения, составила порядка  $A_{\Sigma} = 7 \cdot 10^5 \text{кН}\cdot\text{мм}$ , а удельная работа на единицу объема образца  $a_{\Sigma} = 90 \text{кН}/\text{мм}^2$ .

Работа разрушения образца при однократном статическом растяжении определяется площадью под диаграммой деформирования. Ранее было установлено, что эта площадь существенно увеличивается при испытании образцов диаметром  $d$  и длиной  $L$  по 2 мм в жесткой испытательной машине. Работа разрушения составила  $A=1.6 \text{кН}\cdot\text{мм}$ . Еще больше растет длина диаграммы на базе измерения удлинения 0,2 мм, взятой в зоне появления усталостной трещины. Такое испытание проведено в ИМАШ УрО РАН на установке с системой *StrainMaster* [3]. Установлено, что площадь под диаграммой увеличивается более чем в два раза. Дальнейшее уменьшение базы измерения деформаций с целью увеличения отмеченной площади ограничено техническими возможностями аппаратуры.

### Локализация деформаций

Поставим обратную задачу и найдем длину  $L_{\text{лок}}$  зоны локализации деформаций в месте появления трещины, при которой выполняется условие

$$a_{\Sigma} = a_{cm},$$

где удельная работа  $a_{cm} = A/V_{\text{ст}}$ , а объем  $V_{\text{ст}} = SL_{\text{лок}}$  выразим через площадь сечения образца  $S=3,14 \text{мм}^2$  и эффективную длину зоны локализации  $L_{\text{лок}}$ .

Приведенное равенство дает оценку зоны локализации деформаций и, следовательно, базы измерения деформаций при растяжении образца, равную  $L_{\text{лок}}=0,006 \text{мм}$ . Длина зоны локализации деформаций на малых образцах при *циклическом* нагружении измерялась оптическим методом динамики спеклов совместно с проф. Владимировым А.П. и составила  $0,005 \div 0,01 \text{мм}$ . По условиям статистического осреднения случайных величин характерный размер «оптимального» образца должен быть в 7-10 раз больше размера структурного элемента, например, зерна металла [4]. Возможно, что в испытаниях образца такого размера работа разрушения при статическом и циклическом нагружении не будет существенно различной.

Размер зоны локализации деформаций определяет область осреднения для использования локальных характеристик в задачах расчета элементов конструкций. В частности размер конечного элемента в области концентратора напряжений. Приведенные оценки зоны локализации указывают на необходимость моделирования поверхностного слоя детали с аномальными свойствами, размер которого достигает сотен микрон. В настоящее время актуальна сравнительная оценка материалов по таким интегральным характеристикам как ударная вязкость, трещиностойкость и др.

**Заключение.** Корректный ответ на вопрос о соотношении работ разрушения при статическом и циклическом нагружении принципиально может быть получен в испытаниях «оптимального» образца. В настоящее время организовать такой эксперимент не представляется возможным. Оценка требуемой базы измерения из условия равенства удельных работ показывает, что в испытаниях образцов большего размера потребуется очень точное измерение деформаций в зоне их локализации по длине образца. Здесь потребуется исключить неоднородность материала в сечении образца, используя, например, пленочные или очень тонкостенные цилиндрические образцы. Использование локальных характеристик материала в расчетах элементов конструкций представляет собой самостоятельную задачу.

### Список литературы

1. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – Киев: Наук. думка, 1987. – 1303 с.
2. Романов А.Н. Энергетические критерии разрушения при циклическом нагружении (обзор) / А.Н. Романов // Проблемы прочности. – №3. – 1971. – С.3-9.
3. Миронов В.И. Локальные характеристики материала / В.И. Миронов, Д.И. Вичужанин // В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов XIII Международной научно-технической конференции. – Екатеринбург, 2015. – С. 325-328.
4. Volkov S.D. Statistikal strength theory. New York: Gordon and Breach. 1962. 267p.

УДК 621.81.001.24

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ СВОЙСТВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Михайлов Д.А., Колодяжный А.А., Купцова А.Н., Шейко Е.А., Михайлов А.Н.

Донецкая академия гражданской защиты, г. Донецк, ДНР;

Усинский филиал Ухтинского государственного технического университета, г. Ухта, РФ

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

*Рассмотрены вопросы обеспечения функционально-ориентированных свойств газотурбинных установок нефтегазовой промышленности. Предложены принципы и методика формирования функционально-ориентированных свойств структуры газотурбинной установки.*

*Ключевые слова:* структура, эксплуатационные воздействия, неравномерный износ и разрушения, функционально-ориентированные свойства, газотурбинная установка.

## SOME FEATURES OF PROVIDING FUNCTIONALLY-ORIENTED PROPERTIES OF GAS TURBINE UNITS OF THE OIL AND GAS INDUSTRY

Mikhaylov D.A., Kolodyazhniy A.A., Kuptsova A.N., Sheiko E.A., Mikhaylov A.N.

*The issues of ensuring the functional-oriented properties of gas turbine units in the oil and gas industry are considered. The principles and methodology for the formation of functionally oriented properties of the structure of a gas turbine plant are proposed.*

*Keywords:* structure, operational influences, uneven wear and tear, functionally oriented properties, gas turbine plant.

В настоящее время техническое развитие нефтегазодобывающей промышленности должно базироваться на применении наукоемких технологий и оборудования [1], использовании инновационных материалов и реагентов, реализации требуемого количества материальных, энергетических и информационных потоков технологического обеспечения. В этом случае, особое значение занимает совершенствование технологического оборудования отрасли.

Можно отметить, что в качестве технологического оборудования широко используются газотурбинные установки (ГТУ), которые имеют высокие технологические параметры и технико-экономические показатели. При этом они применяются в решении различных технологических и технических задач в нефтегазодобывающей промышленности.

Следует заметить, что ГТУ (рис. 1) относятся к сложным техническим системам, имеющим множество деталей, узлов и подсистем структуры. При этом процесс эксплуатации отдельных элементов, узлов и подсистем этих установок имеет определенные особенности. Прежде всего, они связаны с неравномерными и не одинаковыми эксплуатационными воздействиями и функциями на структурные элементы и подсистемы ГТУ, которые приводят к возникновению неравномерных износов и разрушений деталей установки. Особенно остро возникают эти проблемы для групп лопаток компрессора,

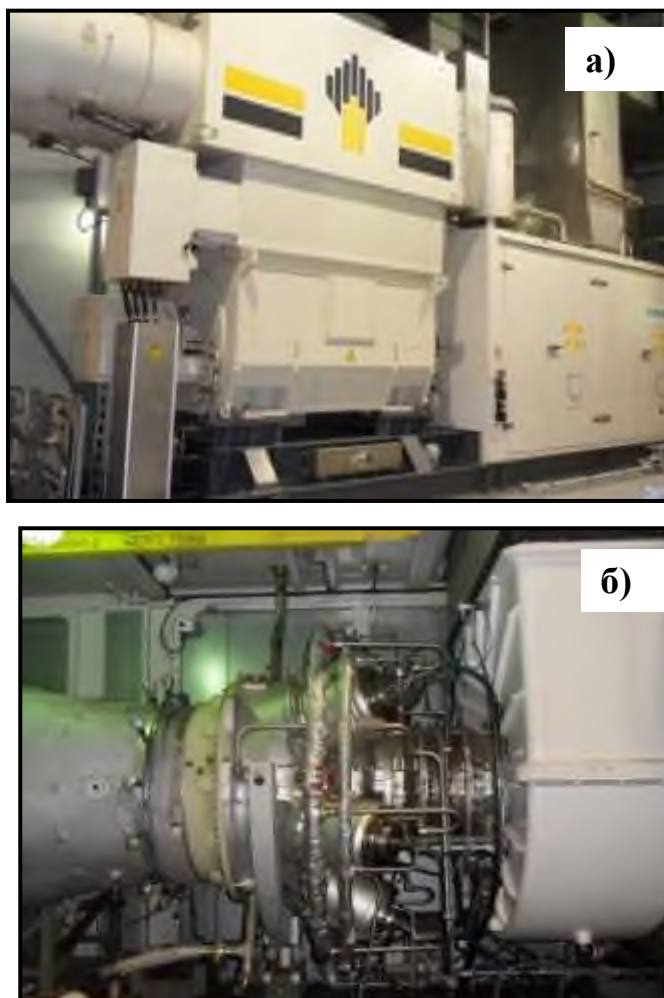


Рисунок 1. Газотурбинная установка SGT 300 Tempest 7.9 МВт: а – общий вид установки; б – центральная часть установки

турбины и свободной турбины, которые значительно снижают эксплуатационные свойства ГТУ. Все это значительно снижает эксплуатационные свойства ГТУ и технико-экономические параметры технологических систем нефтегазовой промышленности.

Выполненные исследования особенностей эксплуатации ГТУ позволили установить, что для снижения влияния неравномерных эксплуатационных износов и разрушений структурных составляющих целесообразно применение функционально-ориентированных свойств (ФОС) структуре [2].

Целью работы является повышение технико-экономических показателей ГТУ нефтегазовой промышленности путем обеспечения ФОС структурных составляющих установки, работа которых обусловлена

действием эксплуатационных неравномерностей, на основе разработки общей методологии многостадийного проектирования технологического обеспечения.

В соответствии с поставленной целью в работе выполнены исследования особенностей эксплуатации ГТУ [3]. При этом установлено, что структурные элементы ГТУ эксплуатируются в сложных условиях, обусловленных действием эксплуатационных неравномерностей, возникающих в структуре множества элементов. Эти эксплуатационные неравномерности в структуре ГТУ приводят к неравномерному износу и разрушению ее элементов (деталей), возникающему из-за действия абразивно-эрозионных, тепловых, химических, физических и других воздействий на детали.

Для повышения ресурса ГТУ в работе предложено формирование ФОС структурных составляющих установки из условия обеспечения равного, кратного или функционально-зависимого ресурса всех элементов [4, 5]. Для решения этих вопросов необходимо технологическое обеспечение. Поэтому

в работе разработан общий подход в обеспечении ФОС структурных элементов ГТУ на основе комплексного многосвязного технологического процесса формирования ФОС структуры деталей установки.

Для комплексного обеспечения ФОС структуре ГТУ, в предлагаемой работе разработана общая методология создания технологического обеспечения. Эта методология базируется на четырех стадиях проектирования и обеспечения ФОС структуре ГТУ (рис. 2):



Рисунок 2. Стадии проектирования комплексной многосвязной технологии обеспечения ФОС ГТД с итерационно-рекуррентными связями

прямых, обходных и обратных связей процесса (рис. 2).

В работах [6, 7] представлены некоторые особенности обеспечения ФОС структуре ГТУ на основе вакуумных ионно-плазменных покрытий лопаток. Эти покрытия позволяют решать вопросы повышения ресурса лопаток в условиях действия неравномерного износа пера лопатки.

**Заключение.** Рассмотрены вопросы обеспечения ФОС структуре ГТУ, работающей в условиях действия эксплуатационных неравномерностей износа и разрушения деталей. Предложены принципы и методика формирования ФОС структуре ГТУ, а также разработан общий подход синтеза комплексного многосвязного технологического процесса обеспечения ФОС структуре ГТД. Формирование ФОС структуре ГТУ позволяет решать вопросы повышения ее ресурса, обеспечение заданного, требуемого или предельного ресурса установки, а также повышает ее эксплуатационный потенциал и ремонтпригодность системы.



### Список литературы

1. Корж, В. В. Эксплуатация и ремонт оборудования насосных и компрессорных станций: учеб. пособие [Текст] / В. В. Корж, А. В. Сальников. – Ухта: УГТУ, 2010. – 184 с.
2. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с.
3. Михайлов, Д. А. Основные особенности эксплуатации лопаток компрессора ГТД и классификация их эксплуатационных функций / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2015. - Вып. 4 (50). С. 126 - 131.
4. Михайлов, Д. А. Общий подход в обеспечении функционально-ориентированных свойств лопаток компрессора ГТД на базе принципа единовременного полного износа покрытия / Д. А. Михайлов, А. В. Хандожко, Е. А. Шейко, А. Н. Михайлов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2015. - Вып. 4 (50). - С. 132 - 139.
5. Михайлов, Д. А. 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: Сб. трудов XXVII междунар. научно-техн. конф. в г. Севастополе 14-20 сентября 2020 г. – Донецк: ДонНТУ, 2020. - С. 235-253.
6. Пичко, А.П. Особенности обеспечение свойств лопаток компрессора и турбины газотурбинной установки на базе функционально-ориентированных покрытий и равенства их ресурсов / А. П. Пичко, Д. А. Михайлов, Е. А. Шейко и [др.] // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2019. - Вып. 1 (64). - С. 68 - 76.
7. Патент № 2718877 RU. С23С 14/04. Способ нанесения функционально-ориентированного износостойкого покрытия на лопатку газотурбинного двигателя / А. Н. Михайлов, Д. А. Михайлов, В. А. Михайлов, Е. А. Шейко, А. П. Пичко, Н. С. Пичко, В. И. Сухарев. Заявка № 2018107164 от 26.02.2018. – Бюл. № 11, 15.04.2020. – 7 с.

УДК 620.172.25

## ОБРАЗЕЦ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ В ВОДОРОДОСОДЕРЖАЩЕЙ СРЕДЕ

Д.А. Огорелков<sup>1,2</sup>, В.В. Яковлев<sup>1</sup>, В.И. Миронов,<sup>1,2</sup> С.Р. Казаков<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина,

<sup>2</sup>Институт Машиноведения УрО РАН, Екатеринбург

*Простые испытания образцов с построением полной диаграммы с падающей ветвью дают наиболее полное и логически завершенное представление о свойствах материала. Предварительное электрохимическое или высокотемпературное наводороживание приводит к деградации свойств материала, в особенности свойств поверхностного слоя. Предлагается использовать тонкостенный образец для объективной оценки изменения свойств конструктивных материалов при контакте с водородосодержащей средой.*

**Ключевые слова:** образец, водород, диаграмма, материал, температура.

## SAMPLE FOR TESTING IN A HYDROGEN-CONTAINING ENVIRONMENT

Ogorelkov D.A., Yakovlev V.V., Mironov V.I., Kazakov S.R.

*Simple tests of samples with a complete diagram with a falling branch give the most complete and logically complete idea of the material properties. Preliminary electrochemical or high-temperature hydrogenation leads to degradation of the material properties, especially the properties of the surface layer. It is proposed to use a thin-walled sample to objectively assess changes in the properties of structural materials in contact with a hydrogen-containing environment.*

**Keywords:** specimen, hydrogen, diagram, material, temperature.

Влияние агрессивной среды на механические свойства различных материалов в процессе эксплуатации конструкций является одним из важных факторов, который определяет прочность и остаточный ресурс различных потенциально опасных объектов. Под влиянием агрессивных сред, как правило, происходит понижение прочностных и пластических свойств материала, что приводит к коррозионной деструкции и катастрофическим разрушениям [1]. Оценка прочности и несущей способности реальной конструкции при одновременном воздействии рабочих нагрузок, температуры и водорода связана с решением комплексной физико-механической задачи [2]. Решение опирается на экспериментальные данные о деградации диаграммы деформирования материала под действием водорода, получаемые при одноосном растяжении образца.

### **Влияние водорода на свойства материала**

Внедрение водорода в стали может протекать по одному из двух различных механизмов. В результате электрохимических процессов наблюдается низкотемпературное водородное охрупчивание (при температурах до  $T=200^{\circ}\text{C}$ ). Другой процесс получил название высокотемпературной водородной коррозии, поскольку обычно протекает при повышенных температурах  $T$  и давлениях  $p$ . При действии высоких температур и давлений происходит физико-химическое взаимодействие металла с водородом, приводящее также к необратимому изменению первоначальных механических свойств.

В том и другом случае процесс диффузии водорода в металл протекает сравнительно медленно. Поэтому концентрационный профиль меняется со временем, а концентрация водорода на поверхности выше, чем внутри стандартного образца. Поэтому изменение пределов прочности и текучести представляют в зависимости от некоторой средней концентрации водорода, что не вполне корректно. Более оправдано использовать, например, малые тонкостенные цилиндрические образцы.

Полые образцы (рис.1) использовались в усталостных испытаниях, поскольку усталостные повреждения накапливаются в поверхностном слое. При наводороживании градиент концентрации водорода в сечении тонкостенного образца значительно меньше, чем в сплошном образце, и стационарное состояние достигается быстрее. В наших испытаниях оценивался вклад водорода в необратимое снижение свойств стали 09Г2С. Образцы (рис.1) стали 09Г2С подвергали высокотемпературному наводороживанию под давлением 5 МПа на стенде ИМАШ при разной температуре в течение 2,5 часа. Известно, что с ростом температуры увеличивается и коэффициент диффузии (по зависимости Аррениуса), который определяет скорость процесса, а, следовательно, и концентрацию водорода в образце.

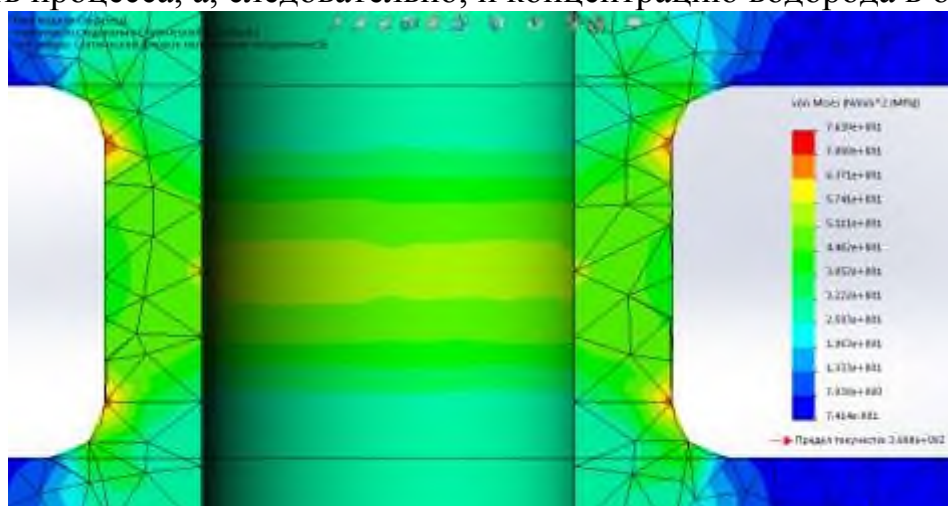


Рис.1 Распределение напряжений Мизеса в рабочей части образца: длина 2мм, внешний диаметр 3мм, внутренний диаметр 2мм

Испытания образцов на растяжение в состоянии поставки и после наводороживания проводились на разрывной машине Instron 8801. Диаграмма (1) на рис.2 построена без наводороживания при температуре 20 °С, диаграмма (2) для образцов, наводороженных при температуре 580 °С, а диаграмма (3) при температуре 900 °С в течение 2,5 часов.

Наблюдается снижение пределов прочности и текучести, а также сближение их численных значений. Падение энергоемкости стали, определяемой площадью под диаграммой, объясняет наблюдаемое в экспериментах снижение ударной вязкости наводороженного металла.

Аналогичное снижение пределов прочности и пластичности наблюдается также и при низкотемпературном электрохимическом наводороживании [3]. На рис.3 приведены построенные по данным этой работы зави-

симости пределов прочности и текучести ряда сталей от концентрации водорода.

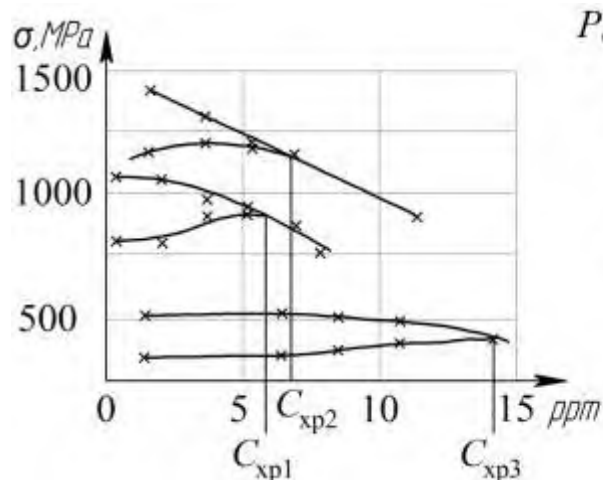


Рис.3 ПДД стали 09Г2С:

1 отожженный образец, 2 и 3 – наводороженные образцы при температуре 580 и 900 градусов и давлении 5 МПа

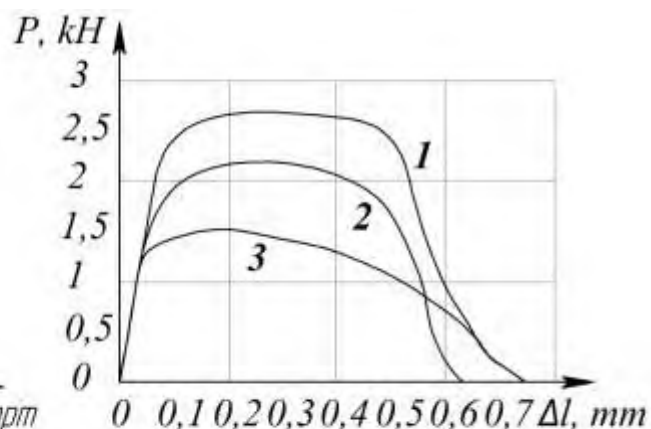


Рис.2 Машинные диаграммы стали 09Г2С

Характер сближения зависимостей пределов прочности и текучести для приведенных сталей различен. Но принципиально важным моментом является их пересечение, характеризующее концентрацию вязко хрупкого перехода  $c_{xp}$  и объясняющее явление водородной хрупкости сталей. Данный экспериментальный факт позволяет выбрать подходящий критерий прочности и в отдельных случаях спрогнозировать возможный сценарий разрушения элемента конструкции.

### Выбор рациональной формы образца

Рассматривая разрушение как новое явление в поведении конструкций, следует установить новое свойство материала, определяющее его сопротивление деформированию на стадии предразрушения. Сделать это в испытаниях стандартных образцов нельзя по двум причинам. Устойчивость процесса деформирования образца на стадии разупрочнения зависит от жесткости машины, а деформация локализуется по длине рабочей части. Размеры «оптимального» образца объемом в десяток структурных элементов (зерен) малы для механических испытаний. Что привело к использованию малых (рис.1) образцов, позволяющих построить падающую ветвь машинной диаграммы, но имеющих две зоны локализации. Образец нельзя считать тонкостенным, а поле напряжений в нем однородным.

Исследования локализации деформаций оптическими методами показали, что при диаметре образца 3мм зона локализации составляет 0,2 мм. Предлагается новый образец для исследования стадии предразрушения материала (рис.4) с длиной рабочей части 0,2мм, внешним диаметром 3мм, внутренним диаметром 2,6мм. Численные эксперименты в среде «Solid Works» показали, что образец имеет близкое к равномерному распределению напряжений в поперечном сечении. Все деградационные процессы

стадии предразрушения материала сконцентрированы в рабочей зоне образца длиной 2мм и глубиной 0,2мм. Модуль упругости, определяемый на базе 0,2мм, совпадает с модулем, найденным на стандартном образце. Нагрузка в сотни ньютонов, требуемая для деформирования, может быть надежно измерена в обычной испытательной машине.



Рис.4 Модель образца

**Заключение.** Ожидается, что предлагаемый образец позволит получить объективную оценку состояния поверхностного слоя элемента конструкции, где зарождаются трещины, блистеры и другие повреждения, вызванные действием водорода. Структурно чувствительные параметры полной диаграммы деформирования реагируют на деградационные процессы в материале и дают более полную информацию о его свойствах. В том числе и о сопротивлении разрушению, оцениваемому по наклону падающей ветви диаграммы деформирования.

#### Список литературы

1. Бауэр А.А. Надёжность трубопроводов, транспортирующих сероводородосодержащие нефтегазовые среды: монография / А.А. Бауэр, В.М. Кушнарченко, А.Е. Пятаев, Ю.А. Чирков, Д.Н. Щепинов. – Оренбург: ОренПечать. – 2015 – 506 с.
2. Emel'yanov I.G. Phenomenon of embrittlement in titanium shells from hydrogen exposure / I.G. Emel'yanov, V.I. Mironov, O.A. Lukashuk // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 537. – 2019. – 022067. –DOI:10.1088/1757-899X/537/2/0220671.
3. Дубовой, В.Я. Влияние водорода на механические свойства стали / В.Я. Дубовой, В.А. Романов. //Сталь. – 1947. – Т. 7. – № 8. – С. 727-732.

**РЕМОНТ, СЕРВИСНОЕ  
ОБСЛУЖИВАНИЕ  
И ДИАГНОСТИКА ГОРНОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ**

*Чтобы óжил экскаватор,  
Чтоб дробилка ожилá,  
Должен мастер-реставратор  
В их наведаться тела!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.682

## СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД В ДИАГНОСТИРОВАНИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Иванов И.Ю., к.т.н., доц., Гаврилова Л.А., к.т.н., доц., Деревягин С.Н., студент  
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

*Целью исследования является поиск путей совершенствования процессов обслуживания подъемно-транспортных средств. В работе рассмотрены методы диагностирования подъемно-транспортных машин, как технических систем. Системный подход в диагностировании подъемно-транспортных средств обеспечивает работоспособность и долговечность механизмов технической системы в целом, и эффективность работы подъемно-транспортного комплекса.*

**Ключевые слова:** диагностирование, подъемно-транспортное средство, системный подход, параметры, техническое состояние.

## A SYSTEMATIC APPROACH TO THE DIAGNOSIS OF LIFTING AND TRANSPORT MACHINES

Ivanov I. Yu., Gavrilova L. A., Derevyagin S. N.

*The purpose of the study is to find ways to improve the maintenance processes of lifting vehicles. The paper considers methods for diagnosing lifting and transport machines as technical systems. A systematic approach to the diagnosis of lifting vehicles ensures the efficiency and durability of the mechanisms of the technical system as a whole and the efficiency of the lifting and transport complex.*

**Keywords:** diagnostics, industrial vehicle, system approach, parameters, technical condition.

Любое подъемно-транспортное средство представляет собой сложную техническую систему, совокупность совместно действующих элементов – агрегатов и механизмов, обеспечивающих выполнение ее функций [1]. От слаженной работы узлов, систем и элементов зависит надежность подъемно-транспортного средства и, в итоге, эффективность работы подъемно-транспортного комплекса (ПТК).

Поиск путей совершенствования процессов обслуживания и содержания подъемно-транспортных средств (ПТС) – актуальная задача для ПТК.

Одним из таких направлений является применение методологии системного подхода при определении технического состояния, например, экскаватора.

Так в понятие «техническая система – экскаватор» объединяются агрегаты, механизмы, детали, подсистемы, их взаимосвязи при выполнении функционального назначения. По отношению к экскаватору элементами будут являться механизмы, узлы, агрегаты, а по отношению к агрегатам и механизмам элементами будут детали. Агрегаты и механизмы в таком случае также представляют техническую систему.

В процессе эксплуатации на экскаватор действуют внешние и внутренние факторы и, если внутренними факторами мы можем управлять, то к внешним факторам мы можем только приспособляться. Природно-климатические условия, погрузочные условия и интенсивность использо-

вания подъёмно-транспортного комплекса; природно-климатические и сезонные условия, свойство груза или его установка - это *внешнее воздействие* на техническую систему. Квалификация оператора, обслуживающего и ремонтного персонала, технологические процессы, используемые для технического обслуживания и ремонта (ТО и Р), элементы экскаватора, взаимодействующие между собой – это *внутрисистемное взаимодействие*.

Как внешнее, так и внутреннее взаимодействие вызывает нагружение деталей, их взаимные перемещения, нагрев, трение, химические преобразования и изменения как технических, так и конструктивных параметров.

В результате у подъёмно-транспортного средства есть несколько состояний:

- не исправное неработоспособное,
- исправное,
- неисправное, но работоспособное.

При диагностировании технического состояния подъёмно-транспортного средства для каждого из этих состояний необходимо применять разные подходы и методы как субъективные (визуальный, прослушивание работы механизма, ощупывание механизма, логическое мышление), так и объективные (контрольно диагностические средства, принятие решения на основе разработанных алгоритмов диагностирования).

Суть диагностирования – это комплекс мероприятий по оценке технического состояния автотранспортного средства без его разборки [2], в результате которого проводится не только определение отклонений текущих параметров от параметров, указанных в нормативно технической документации завода изготовителя, но и причины, повлиявшие на эти отклонения.

Диагностические параметры следует разделять:

- на параметры, которые отвечают за безопасность окружающей среды и оператора,
- на параметры автотранспортного средства, отвечающие за эргономику и экономичность.

При неисправном состоянии достаточно отклонения одного параметра подъёмно-транспортного средства от нормативного параметра, чтобы признать подъёмно-транспортное средство *неисправным*. При этом на первом этапе нас даже не будет интересовать причина его возникновения. С такой работой может справиться специализированное диагностическое оборудование, которое выявит эти отклонения и покажет их величину. К ***объективному диагностированию***, в первую очередь, следует относить параметры подъёмно-транспортных средств, отвечающие за безопасность окружающей среды и оператора. Результатом отклонения этих параметров должно быть безусловное отстранение подъёмно-транспортных средств самой системой от эксплуатации.

При работоспособном, но неисправном состоянии, можно применять ***субъективный метод*** диагностирования, и рассматривать параметры подъёмно-транспортных средств, относящихся к эргономичности и эконо-



мичности. В этом случае отстранение от эксплуатации транспортного средства должен принимать оператор, а система диагностики должна только выявлять отклонения от нормативных параметров.

Если рассматривать «техническая система – подъёмно-транспортное средство» (ТС-ПТС) через связи, то можно выделить *технологические, кинематические и конструктивные связи*. Тогда диагностические параметры, которые являются косвенными величинами при определении технического состояния ПТС, можно выразить через эти связи.

Определив технологические связи, которыми обладают детали, механизмы и узлы, можно спрогнозировать, как изменяющиеся внешние факторы повлияют на состояние ТС, и заблаговременно принять все необходимые мероприятия по сохранению исправности и работоспособности ТС. Зная кинематические и конструктивные связи элементов ТС, можно диагностировать, как изменение параметров одного механизма повлияет на работоспособность и долговечность связанного и ним механизма.

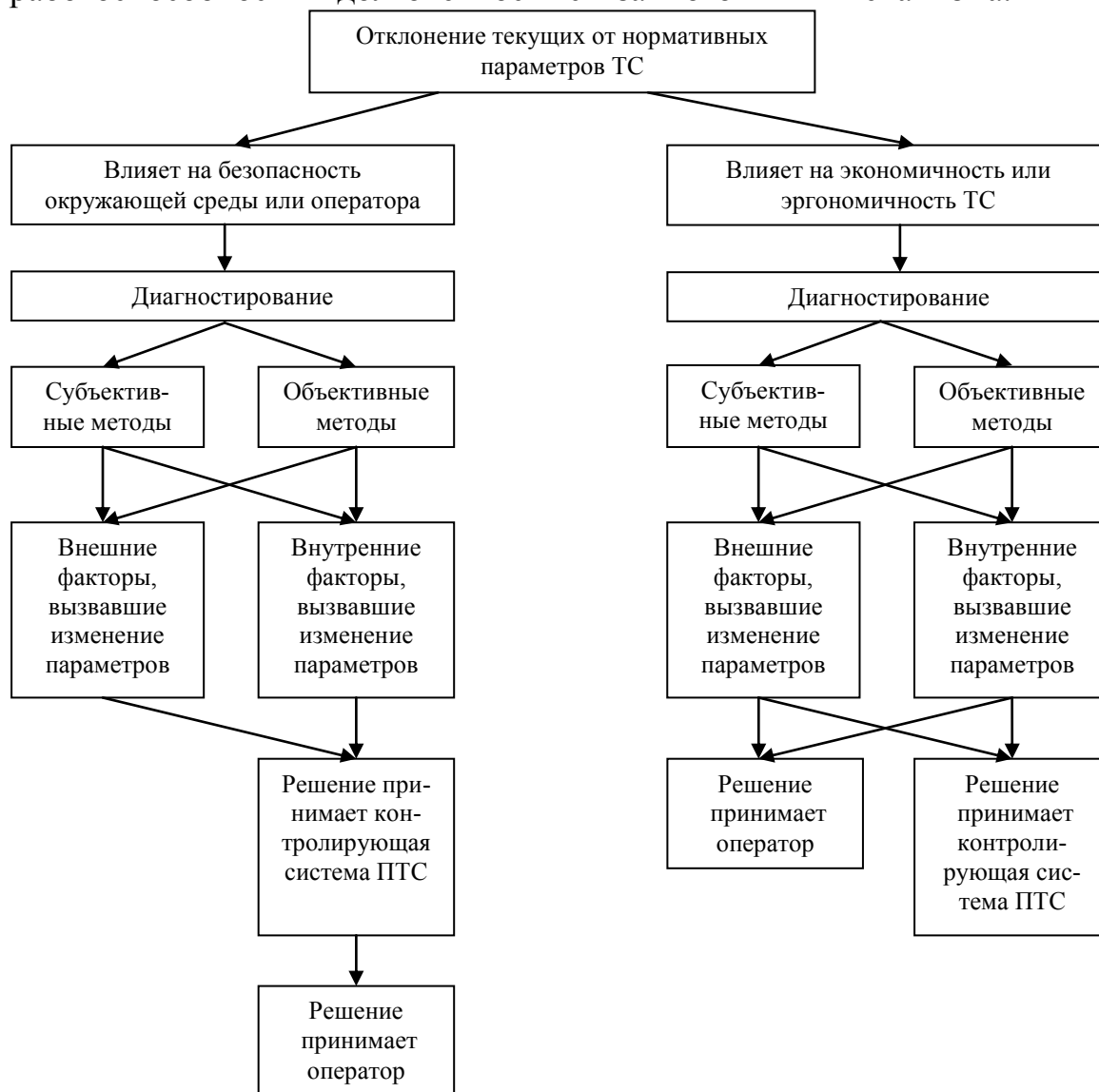


Рис. Схема системного подхода при диагностировании

Субъективный метод не может обеспечить точный анализ и алгоритм исследования и выявления причины неисправности ТС по технологической, кинематической и конструктивной связи. С такой задачей может справиться только объективный метод с использованием автоматизированной и автоматической системы диагностирования. Однако использование объективного метода диагностирования не даёт полной картины технического состояния ТС без опытного субъективного метода.

Симбиоз объективного и субъективного методов диагностирования технического состояния техники с использованием знаний о связях в ТС должен реализовываться на станциях технического обслуживания и ремонта. А в современных условиях эксплуатации ТС назревает необходимость удаленного проведения диагностирования подъемно-транспортного оборудования в процессе эксплуатации автомобиля без отстранения ее от транспортной задачи.

На рис.1 представлена предлагаемая схема системного подхода при диагностировании подъемно-транспортного оборудования.

Координация методов диагностирования для конкретных условий эксплуатации подъемно-транспортных машин позволит увеличить работоспособность и безотказность ТС за счёт оперативной корректировки графика технического обслуживания и своевременного проведения ремонтных работ подъемно-транспортного средства. Разработка такой методики невозможна без применения методологии системного подхода.

### Список литературы

1. Афанасьев А.И. Лекции по технической эксплуатации автомобилей и самоходного горного оборудования: Учебное пособие. – Екатеринбург: Изд. УГГГА, 2001. - 92 с.
2. Попов А.Г. Техническая диагностика самоходной техники: учебное пособие – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2015. - 153 с.
3. Гладкий, П. П. Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: лабораторный практикум / П. П. Гладкий. — Ставрополь: Северо-Кавказский федеральный университет, 2016. — 198 с. — ISBN 2227-8397. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/69393.html> (дата обращения: 07.04.2021).
4. Фролков А.И. Системный подход в науке и технике. - М.: Книга и Бизнес, 2007.
- Хубка В. Теория технических систем: Пер. с нем. - М.: Мир, 1987 г.
5. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов.- М.: Машиностроение, 1988 г.

УДК 621.43.068

## К ВОПРОСУ ВЫБОРА СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

Князькина В.И., Иванов С.Л., Мякотных А.А., Сафрончук К.А.,  
Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург

*Оценка риска отказа горной машины является самым важным этапом в реализации и модернизации добросовестной системы обслуживания. Требуется свежий инновационный подход в отношении к выбору оптимальной и современной стратегии технического обслуживания, выступающей в роли фактора антидеградационного характера. В рамках такой свежей и комбинированной стратегии успешно зарекомендовали себя такие системы ТОиР как RCM (Reliability-Centered Maintenance) и RCM II (Risk-Based Maintenance). Такие системы как RCM II и CM&R предполагают сопоставление допустимых рисков и снижение их последствий путем проведения соответствующих мероприятий.*

**Ключевые слова:** горная машина, надежность, риск, отказ, предупредительное обслуживание, планирование обслуживания, стратегия технического обслуживания.

## TO THE INQUIRY OF THE CHOICE OF THE MAINTENANCE SYSTEM OF MINING MACHINES

Knyazkina V.I., Ivanov S.L., Myakotnykh A.A., Safronchuk K. A.

*Assessing the risk of mining machine failure is the most important step in implementing and modernizing a good service system. A fresh, innovative approach is required in relation to the selection of an optimal and modern maintenance strategy, acting as an anti-degradation factor. Within the framework of such a fresh and combined strategy, such maintenance and repair systems as RCM (Reliability-Centered Maintenance) and RCM II (Risk-Based Maintenance) have successfully proven themselves. Systems such as RCM II and CM&R involve comparing acceptable risks and mitigating their consequences through appropriate measures.*

**Keywords:** mining machine, reliability, risk, failure, preventive maintenance, maintenance planning, maintenance strategy.

Комплексное развитие и механизация производственных открытых горных работ по обогащению и развитию минерально-сырьевого комплекса подразумевает совокупность взаимодействий и синхронную работу многочисленных средств механизации оборудования, которые в половине случаев обладают достаточно сложной структурой, предъявляющей высокие требования к уровню надежности горных машин. Следствием низкого уровня надежности является интенсификация деградационных процессов, способствующих росту рисков аварийных отказов; незамедлительный рост трудоемкости ремонтных работ; резкий рост затрат на реализацию мер по их предупреждению и устранению последствий при неизменном подходе к восстановлению и поддержанию технического состояния оборудования в рамках традиционных и уже несколько устаревших простых (не комбинированных) систем технического обслуживания и ремонта горных машин. К такому классическому набору систем ТОиР для горнодобывающего оборудования относятся практически все системы, объединенные стратегией технического обслуживания горных машин по факту отказа (Run-to-Failure (RTF) или Run-to-Breakdown (RtB)), а так же стратегией предупредительно-

го обслуживания или Preventive Maintenance (*PM*), основанных на планировании обслуживания по наработке или календарным интервалам времени, и выбору момента проведения мероприятий ТОиР осуществляется по критерию достижения некоторого срока службы (Time-Based Maintenance (*TBM*)), рекомендованного производителем оборудования с учетом практики его использования в конкретных условиях эксплуатации. Практически все системы, объединенные стратегией обслуживания по фактическому техническому состоянию (Condition-Based-Maintenance (*CBM*)), трудно реализуемы из-за сложности эффективных систем диагностики, планирования ремонтных работ, значительных затрат на приборную базу, системы обработки информации, обучение персонала, включенности руководства в реализацию таких систем [1]. В результате возникают актуальные на сегодняшний день вопросы о способах, развитии концепций технического обслуживания и ремонта горнодобывающего оборудования для развития минерально-сырьевой отрасли в рамках четвертой – комбинированной стратегии.

Требуется свежий инновационный подход в отношении к выбору оптимальной и современной системы технического обслуживания, выступающей в роли фактора антидеградационного характера. К модернизированному и современному виду таких систем ТОиР относится целый их ряд, включающий комбинации подходов и приемов, которые характерны для выше, перечисленных простых стратегий. В рамках такого подхода успешно зарекомендовали себя такие системы ТОиР как *RCM* (Reliability-Centered Maintenance) – надежность-центрированная система предупреждения отказов и *RCM II* (Risk-Based Maintenance) – система оценки и сопоставления допустимых рисков и снижения их последствий, которая исповедует принцип проведения необходимых процедур в рамках ТО и Р лишь в случае, если затраты на проведение профилактических ремонтных работ меньше чем потери от возможного отказа. Или система проактивного технического обслуживания – Proactive Maintenance Strategy, основанной на философии эволюционного развития дефектов с учетом влияния внешних и внутренних факторов, включая и человеческий. Снижение интенсивности развития деградационных процессов отдельных элементов предполагает опосредованное положительное влияние на всю систему, а отказы рассматриваются как зависимые [2].

Такие системы основаны на принципе комплектности и своевременности поставок, четкости организации работ и пошаговое выполнение технологических операций ТОиР при фиксировании этих работ и контроле качества их выполнения и являются типичным проявлением геобаллистических подходов в этом вопросе. В данных принципах заключается организация систем как их достоинства, так и уязвимость в случае возникновения сбоев, поэтому основная задача дальнейшего совершенствования такой системы ТОиР, которая при совершенстве технической составляющей предполагает минимизацию таких сбоев. Данная система сервиса в минерально-сырьевом комплексе должна опираться не только на строгую техническую процедуру, но и на добросовестное выполнение предусмотрен-

ных технологическим процессом операций ТОиР, например, система *CM&R* (Conscientious Maintenance and Repair) [3, 4]. На рис. 1 представлен алгоритм последовательности операций при выборе системы обслуживания.



Рис. 1 Алгоритм последовательности операций при выборе системы обслуживания горных машин

Научно обоснованное решение о вопросе выбора системы технического обслуживания и ремонта горного оборудования начинается на этапе обзора и сбора полной и достоверной информации и сведений о полном жизненном цикле горной машины. Если рассматривать карьерные экскаваторы, то помимо технической и юридической документации о состоянии систем оборудования на момент начала срока эксплуатации нужна также свежая информация о суммарной его наработке, за период эксплуатации, количество капитальных ремонтов, аварий и т.д. Также на этом этапе принято уточнять номинальные и фактические условия эксплуатации с целью определения технического возраста экскаватора и коэффициента его деградации  $K_{ДТВ}$ . Если возникла необходимость, то проводится техническая диагностика оборудования. Как правило именно на этом этапе выстраивается приблизительное направление системы ТОиР в рамках той или иной стратегии.

Следующий этап формирования системы подразумевает процесс оценки факторов природно-техногенного воздействия и организационно-технического характера в совокупности с моментом определения соответствующих коэффициентов деградации. По результатам полученных соответствующих коэффициентов, как правило, проводится их ранжирование [5]. С этой целью учитывают возможности и останавливаются на одной из четырех стратегий, и уже в рамках наиболее приемлемой стратегии принимают допустимую и оптимальную систему ТО и Р.

Оценка риска отказа горной машины является самым важным этапом в реализации и модернизации добросовестной системы обслуживания. Такие системы как *RCM II* и *CM&R* предполагают сопоставление допустимых рисков и снижение их последствий путем проведения соответствующих мероприятий последовательно по приоритетам: системного, организационного, инженерно-технического и технического характера с обязательным наличием обратных связей для возможности своевременной корректировки последних.

### **Выводы**

Таким образом, при проведении всех, перечисленных, процедур выбора системы обслуживания и технической диагностики, возможно внедрение системы добросовестного технического обслуживания и ремонта. Применяв такие системы как *RCM II* и *CM&R* возможно значительно увеличить общую эффективность оборудования, увеличив коэффициент готовности и уменьшив затраты на обслуживание оборудования.

### **Список литературы**

1. Оценка факторов влияния на выбор стратегии технического обслуживания экскаваторов / Пумпур Е.В. Князькина В.И. Сафрончук К.А. Иванов С.Л. //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2019. – №12 (специальный выпуск 41). – 19 с. – М.: Издательство «Горная книга»
2. Дрыгин М.Ю. Анализ систем технического обслуживания и ремонта горного оборудования // Горное оборудование и электромеханика – 2020. – № 2 (148). – С. 35-43.
3. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов / П.В. Иванова [и др.] //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) 2017, №7, С.51-58
4. К вопросу оценки влияния квалификации машиниста на техническое состояние экскаватора / Емельянов А.А., Иванов С.Л., Шибанов Д.А. //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) 2017, S38, С.442-453
5. Мякотных А.А., Князькина В.И., Падучин Д.А. К оценке загрязненности рабочих сред трансмиссий по их акустическому сигналу // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: программа 78-й между-нар. науч.-техн. конф. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогор. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова. – 2020. – 141 с.

УДК 658.387.658.3

## ПОВЫШЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ТРУДА РЕМОНТНОГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПЕРСОНАЛА

Е.П. Кравчук<sup>1</sup>, М.С.Богдашевский<sup>1</sup>, А.П. Смирнов<sup>1</sup>, Л.И.Андреева<sup>2</sup>, д-р техн. наук

<sup>1</sup>АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор

<sup>2</sup>Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск

*В статье представлены результаты семинара-практикума, прошедшего в НИИОГР и посвященного проработке роли и функции руководителя подразделения в формировании мотивационной среды, обеспечивающей рост результативности деятельности персонала. Прошедший семинар стал шестым в ряду семинаров, проведённых в 2019 году в Центре самоподготовки работников горнодобывающих предприятий (НИИОГР). Приведены некоторые наработки представителей АО «Ковдорский ГОК» по повышению результативности труда ремонтного и технологического персонала предприятия.*

**Ключевые слова:** функционал, технологическое оборудование, проект, мотивация, ответственность, результативность труда.

## IMPROVING THE PRODUCTIVITY OF REPAIR AND TECHNOLOGICAL PERSONNEL

E. P. Kravchuk, M. S. Bogdashevsky, A. P. Smirnov, Andreeva L. I.

*The article presents the results of a workshop that was held in the NIIOGR and devoted to the study of the role and function of the head of a department during the formation of a motivational environment that ensures the growth of staff performance. This workshop was the sixth in a series of seminars held in 2019 at the Center for self-training of employees of mining enterprises (in the NIIOGR) Here are presents some of the achievements of the representatives of JSC "Kovdorsky GOK" to improve the productivity of the repair and technological personnel of the enterprise.*

**Keywords:** functional, technological equipment, project, motivation, responsibility, labor efficiency.

### **Методы проведения исследований**

В сентябре 2019 года в центре самоподготовки руководящего персонала (г. Челябинск, ООО «НИИОГР») в соответствии с графиком работы с руководителями и специалистами горнодобывающих предприятий был проведён аналитико-моделирующий семинар-практикум на тему «Формирование мотивационной среды, обеспечивающей рост результативности деятельности персонала». В его работе приняли участие 28 руководителей и специалистов из них: АО «СУЭК-Кузбасс» - 13 человек, АО «СУЭК-Красноярск» - 4 человека, АО «СУЭК-Хакассия» - 5 человек, АО «Разрез Харанорский» - 2 человека, АО «Разрез Тугнуйский» - 1 человека, АО «Ковдорский ГОК» - 3 человека.

Часть участников приехали с задачами, которые им были поставлены руководителями предприятий (цехов, участков).

Участники семинара работали в 6 группах по следующим направлениям:

разработка проекта улучшения трудового и производственного процессов подготовительных работ;

разработка проекта повышения эффективности использования рабочего времени и ФОТ на производственном участке;

разработка проекта повышения качества трудовых процессов на производственном участке;

разработка проекта надежного обеспечения безопасности труда на производственном участке;

разработка организационно-технологических проектов в РПО «СУЭК-Хакасия»;

разработка проекта повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала обогатительной фабрики Ковдорского ГОКа.

В каждой группе работали по 4-5 человек.

### **Условия проведения**

Остановимся, в частности, на группе специалистов, прибывших из Ковдорского ГОКа. Группа была представлена начальником цеха централизованного ремонта и технического обслуживания механического оборудования, главным механиком Обогажительного комплекса, механиком участка сушки Обогажительного комплекса и представителем ООО «Черновский РМЗ», по должности-исполняющий обязанности начальника слесарно-технического участка.

Основные задачи, решаемые в этой группе, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Дата, 2019 г.	Основные задачи группы по дням
16 сент.	1) Разобраться с основными понятиями и показателями результативности труда ремонтного и технологического персонала; 2) Сформулировать цель проекта по критериям: конкретность, измеримость, достижимость, значимость, ограниченность по времени
17 сент.	1) Оценить фактические и целевые показатели результативности труда с учётом обеспечения баланса интересов ремонтного и технологического персонала 2) SWOT-анализ способов достижения цели
18 сент.	Разработать план действий реализации проекта повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала (мероприятия, ответственные, сроки реализации)
19 сент.	Разработать способы и механизм вовлечения работников в реализацию разработанного проекта
20 сент.	Оформить результаты работы группы за неделю. Проработать и сдать индивидуальные программы и планы работы

### **Обсуждение результатов**

Важной частью работы группы было обсуждение понятия «результативность труда» на производстве. Результативность труда – мера эффективности труда, характеризующаяся достижением результата (цели) трудовой деятельности. Определяется значением показателей, отражающих достигнутый конечный результат труда. Участники группы привели ряд



примеров, которые наглядно демонстрировали какой «ценой» достигается, либо не достигается результат в той или иной деятельности.

В ходе конструктивных дискуссий о значимости результатов труда группа пришла к единому мнению, что важной составляющей достижения результативности труда является внедрение и освоение мотивирующей системы поощрения труда ремонтного и технологического персонала для повышения безопасности, производительности, качества, индивидуальной ответственности каждого исполнителя работ. [1,2]

Важным, также, было активное обсуждение причин, влияющих на результаты труда (таблица 2). Среди них, основной причиной обозначено нарушение трудовой дисциплины работниками (до 25 %).

Таблица 2

### Производственные простои

	Показатель, %	Фактор
Организация ремонтов	15	Несвоевременная выдача оборудования в ремонт, поиск необходимого инструмента, ожидание машиниста крана задействованного в других работах, поиск материалов/зап.частей для осуществления работ в период ремонта и их доставка.
Планирование ремонтов	10	Определение: объема работ, времени необходимого на выполнение работ, численности персонала необходимого для выполнения работ, потребности в материалах и зап.частях.
Нарушение трудовой дисциплины	25	Халатность, некомпетентность, травматизм, брак в работе, прогул.
Незапланированные (непрогнозируемые) простои	10	Больничные, отпуска, личные потребности

Для устранения причин, влекущих за собой производственные простои руководителям участков и цехов, необходимо определить чёткие требования к каждой категории работников, безусловное соблюдение которых обеспечит достижение и поддержание надлежащего уровня трудовой дисциплины как ремонтников, так и технологов [3].

### **Методика решений**

При решении задач повышения результативности труда персонала, руководители цехов и участков, как правило, не применяют экономические критерии, позволяющие рассчитать эффективность использования календарного фонда времени как техники, так и персонала.

В ходе семинара группе было предложено рассчитать Коэффициент использования календарного фонда времени при ремонте оборудования по формуле:

$$K_{икфв} = \frac{T_{факт} - T_{пот}}{T_{факт}} \quad (1)$$

$T_{факт}$  – фактическое время ремонта за расчётный период, ч;

$T_{пот}$  – потери времени в плановом ремонте (определяется по хронометражным наблюдениям), ч.

$$T_{факт} = T_{ппр} + T_{по} + T_{мро}, \text{ ч} \quad (2)$$

$T_{ппр}$  – время планово-предупредительного ремонта, ч.;

$T_{по}$  – время плановых остановок, ч.;

$T_{мро}$  – время межремонтного обслуживания, ч.

Расчёт был произведён по участку обогащения:

$$T_{факт} = 331 + 303 + 112 = 746 \text{ ч.}$$

$$T_{пот} = T_{факт} \times 60\% = 447 \text{ ч.}$$

$$K_{икфв} = \frac{746 - 447}{746} \approx 0,4$$

Потери времени составили 60 % от времени смены. Устранение данной ситуации возможно за счёт реализации определённых мероприятий, имеющих чёткие сроки выполнения и персонифицированную ответственность за их полноценное выполнение[4].

Для снижения риска невыполнения всех мероприятий в полном объёме группа сделала SWOT-анализ освоения сдельной оплаты труда с последующей разработкой проекта Положения о премировании работников по результатам их труда, который был включен в решение основной итоговой задачи группы на семинаре – Проект «Повышения результативности труда персонала» (рис.1)



Рис.1. Блок-схема реализации проекта

Участники группы проанализировали каждый блок и обозначили реальные, на их взгляд, сроки подготовки и реализации проекта, обозначив ответственных за их исполнение (таблица 3-6)

### Результаты

Таблица 3

#### План действий реализации проекта

<b>1. ПРИМЕНИТЬ ФОРМУ СДЕЛЬНОЙ ОПЛАТЫ ТРУДА ПРИ РЕМОНТЕ КРУПНОГАБАРИТНОГО И КОНСТРУКТИВНОСЛОЖНОГО ОБОРУДОВАНИЯ</b>		
<b>Мероприятия</b>	<b>Ответственные</b>	<b>Сроки</b>
<b>Подготовить</b> перечень оборудования планируемого для перехода на сдельную оплату труда	Начальник ЦЦР И ТОМО	Сентябрь 2019
<b>Подготовить</b> типовые ведомости объема ремонтных работ. <b>Проработать</b> действующие и предполагаемые сроки выполнения ремонтных работ при переходе на сдельную оплату труда.	Главный механик ОК	Октябрь 2019
<b>Рассмотреть</b> в рабочих коллективах предлагаемую систему оплаты труда, трудоёмкость ремонта предполагаемого оборудования и нормы выполнения по времени	Начальник ЦЦР И ТОМО	Октябрь 2019
<b>Предоставить</b> предложения рабочих коллективов по планированию, организации, мотивации, контролю начальнику цеха	Линейные ИТР уч.ТОиР МО ОК ЦЦР и ТОМО	Ноябрь 2019
<b>Спланировать</b> процесс организации ремонта исходя из полученных предложений	Начальник ЦЦР И ТОМО Главный механик ОК	Ноябрь 2019
<b>Разработать</b> Положение о сдельной оплате труда	Начальник ЦЦР И ТОМО	Декабрь 2019
<b>Согласовать</b> Проекта Положения с АО «Ковдорский ГОК»		Декабрь 2019
<b>Согласовать</b> Проекта Положения с МХК «Еврохим» и реализация проекта	Руководство АО «Ковдорский ГОК» Начальник ЦЦР И ТОМО	2020г.

Таблица 4

<b>ПРИМЕНИТЬ ПОЛОЖЕНИЕ О ПРЕМИРОВАНИИ РАБОТНИКОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ТРУДА</b>		
<b>Мероприятия</b>	<b>Ответственные</b>	<b>Сроки</b>
<b>Обсудить</b> с персоналом Проект Положения и его ключевые показатели	Начальник ЦЦР И ТОМО	Сентябрь 2019
<b>Проработать</b> предложения персонала, <b>внести корректировки</b> в Положение	Начальник ЦЦР И ТОМО Главный механик ОК	Октябрь 2019
<b>Спланировать</b> ремонтные процессы, согласно изменениям оплаты труда и предложений персонала		Октябрь 2019
<b>Согласовать</b> Проект Положения с АО «Ковдорский ГОК»	Начальник ЦЦР И ТОМО	Ноябрь 2019
<b>Согласовать</b> Проект Положения с МХК «Еврохим» и реализовать проект	Руководство АО «Ковдорский ГОК» Начальник ЦЦР И ТОМО	2020 г.

Таблица 5

<b>МЕХАНИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ</b>		
<b>Мероприятия</b>	<b>Ответственные</b>	<b>Сроки</b>
<b>Проработать</b> вопросы с персоналом о целесообразности закупки того или иного инструмента	Начальник ЦЦР И ТОМО	Сентябрь 2019
<b>Инициировать</b> вопрос о совмещении рабочих специальностей с Управление по работе с персоналом АО «Ковдорский ГОК»		Декабрь 2019
<b>Разработать</b> инвестиционный проект «Механизация парка оборудования ЦЦР и ТО МО»		Октябрь 2019
<b>Согласовать</b> бюджетирование инвестиционного проекта с МХК «Еврохим»		Декабрь 2019
<b>Реализовать</b> инвестиционный проект		До конца 2020г.

Таблица 6

<b>СОСТАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕГЛАМЕНТОВ НА РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ</b>		
<b>Мероприятия</b>	<b>Ответственные</b>	<b>Сроки</b>
<b>Проработать</b> ремонтный процесс с работниками, в плане: Механизация операций Уменьшение сроков ремонта Совмещение операций Выявление опасных производственных факторов Составление перечня инструментов и расходных материалов Предварительная подготовка до начала ремонтных работ	Начальник ЦЦР И ТОМО Главный механик ОК	IV квартал 2019
<b>Составить</b> технологические регламенты с участием ИТР цехов ОК и ЦЦР и ТО МО		Май 2020
<b>Опробовать и скорректировать</b> технологические регламенты по результатам практического применения		Июль 2020
<b>Согласовать, утвердить и ввести</b> регламенты		Август 2020
<b>Обучить</b> персонал выполнению ремонтных работ согласно новых технологических регламентов		

### ***Прогноз развития***

Реализация Проекта позволит сократить время неплановых простоев на 209 часов в году, время плановых ремонтов на 147 часов, времени простоев оборудования в ремонте на 26%.

Наиболее содержательные высказывания представителей АО «Ковдорский ГОК» об основных вопросах, рассмотренных на семинаре-практикуме и его результатах, отражены в таблице 7.

Таблица 7

**Мнения участников группы о работе во время аналитико-моделирующего семинара**

<i>Главный механик обогатительного комплекса. Группа 6 «Разработка проекта повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала обогатительной фабрики Ковдорского ГОКа»</i>					
<b>Важным</b>	Раскрытие понятия результативности труда на примере технологического и ремонтного персонала.	Доклад Исполнительного директора о том, что рост заработной платы должен отставать от роста производительности.	Личная проработка предложенных мероприятий по увеличению результативности труда на примере SWOT-анализа.	Доклад о повышении вовлеченности персонала. Прежде необходимо договориться с работником.	Понятие, как донести до руководства свои идеи. Продумать, проработать с персоналом, спланировать и к руководству обращаться уже с цифрами и эффектом, как для компании, так и для ее работников. Вообще, как мне работать, как руководителю, для повышения своей эффективности.
<b>Полезным</b>		Доклад группы №2: незаинтересованный персонал может значительно снизить эффективность процесса.	Обсуждение доклада группы №2. Расчетные примеры сдельной оплаты, плюсы и минусы.	Дебаты в ходе доклада 2-й группы и выводы, к чему приводит отсутствие контроля при сдельной оплате труда.	Очень интересной и полезной была формула $УД_{жиз} = \frac{УД_{пр}}{НеУД_{м}}$ <p>Буду искать методы расчета.                  Доклады группы №2 о повышении эффективности при сдельной оплате</p>
<b>Интересным</b>	Доклады участников о взаимосвязи мотивации персонала и производственных задач.	Лекция о конкурентоспособности руководителя.	—	Доклад «Аудит работоспособности оборудования». Идея в докладе о создании гибкой модели организации производства, реагирующей на условия рыночной экономики.	Притча от 3-х каменщиков. Доклад о конкурентоспособности руководителя. Прочтение книги «Эффективное развитие УПО: практика и методы». Комплекс основных мер по функциям управления.
<i>Начальник цеха. Группа 6 «Разработка проекта повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала обогатительной фабрики Ковдорского ГОКа»</i>					
<b>Важным</b>	Повышение результативности труда ремонтного и технологического персонала обогатительного комплекса	—	Мониторинг рабочих процессов.	Экономический эффект от проекта повышения результативности ремонтного персонала.	Со стороны увидеть и раскрыть свой потенциал как руководителя. Искать причины более продуктивно, выстраивать цепочку, чтобы дойти до рождения.
<b>Полезным</b>	Ковдорского ГОКа.	Конкурентоспособность руководителя.	Соотношение сдельной оп-	Вовлеченность персонала в про-	Посмотреть на обычные вещи дру-

			латы труда прибыль ← → зарплата	изводство.	гими глазами (планирование, организация, мотивация, контроль).
<b>Интересным</b>		Доклад группы №2 о процессах результативности на своем предприятии.	Презентация на тему: «Мотивация машинистов бульдозеров».	Аудит работоспособности оборудования.	Разработать проект повышения результативности труда ремонтного персонала, высчитать его экономический эффект и, надеюсь, воплотить этот проект в жизнь.
<b>Механик. Группа 6 «Разработка проекта повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала обогатительной фабрики Ковдорского ГОКа»</b>					
<b>Важным</b>	Какие бы ни были способы достижения производственных показателей, нельзя не учитывать потребности работников.	Определиться с пониманием того, что именно может повлиять на повышение эффективности использования рабочего времени.	Доклад в 11:30 о мониторинге процессов, методах решения проблем, которые приводились как пример для решения проблем.	Вывод, что стоит тратить время, чтобы понять, что вокруг тебя «не так» – на это может не хватить и всей жизни. Начни искать с себя и в себе.	Для себя считаю важным определение понятия «профессионализм» в более доступном для меня формате. Также считаю важным определение принципов поиска имеющихся проблем, но как жаль, что так не хватает порой знаний, чтобы распознать все мелочи.
<b>Полезным</b>	Знакомство с программой всего семинара.	Соотнести некоторые примеры докладчиков непосредственно со своей работой.	Доклад группы №2 с конкретными цифрами.	Узнать последовательность реализации задуманного: договоренность (при строгом соблюдении со всех сторон); подготовка (без нее не начинать!!!); регламент; расстановка; контроль; оплата.	Полезным было знакомство, хоть и поверхностное, с уже имеющимся опытом реализации (успешной реализации) решения проблем организации производственных процессов.
<b>Интересным</b>	Интересно то, что по одним и тем же проблемам группы могут найти абсолютно противоречивые решения.	Доклад группы №2 с конкретными примерами внедрения на предприятии.	Интересной была дискуссия при докладе группы №5 о расхождении во мнениях важности отдельных рабочих специальностей. Хотелось бы, чтобы участники спора нашли компромисс.	Доклад по факторам вовлеченности работников в совершенствование их трудовой деятельности. И опять же – начинай с себя!	Взаимодействие, дискуссии между группами во время докладов по своим проектам. Интересно то, что сама атмосфера семинара, руководители и общение постоянно стимулируют на самооценку.

### **Результаты**

В целом, за время выполнения работ по Договорам специалистами НИИОГР на Ковдорском ГОКе (2012-2018 гг.) наблюдается позитивная динамика в развитии функционала и профессионализма персонала цехов, постепенно осваиваются критерии, позволяющие оценить работу техники и персонала, расширяется инструментарий подходов к расчёту повышения результативности труда работников предприятия.

Представители группы от АО «Ковдорский ГОК» приняли решение – доложить результаты проработки вопроса повышения результативности труда ремонтного и технологического персонала на техническом совещании с представителями руководства АО «Ковдорский ГОК» и АО МХК «Еврохим».

### **Список литературы**

1. Нормирование и оплата труда персонала как инструменты руководителя энергомеханической службы угледобывающего предприятия / В.Н. Балашов, Р.В. Ершов, А.М. Матухно, О.А. Лапаева // Уголь. 2015. № 1. С. 61-63 URL: <http://www.ugolinfo.ru/Free/012015.pdf>
2. Экономика ремонтного производства / Д.П. Брайло, С.Н. Гинтнер, С.Н. Лунев, Л.И. Андреева // Уголь. 2016. №1. С. 45-46. Doi: 10.18796/0041-5790-2016-01-45-46  
Макаров А.М. Развитие функционала главного механика//Уголь 2015 №1. С.56-57 URL: <http://www.ugolinfo.ru/Free/012015.pdf>
3. Роль человеческого фактора в жизнеспособности горнодобывающего предприятия / В.А. Галкин, А.М. Макаров, И.Л. Кравчук, О.А. Лапаева // Проблемы недропользования: Сетевое периодическое научное издание. Рецензируемый сборник научных статей / ФГБУН ИГД Уро РАН. 2016. Вып. 4. С. 105-112. URL: <http://trud.igduran.ru/edition/8/> С. 25-38.

УДК 622.002

## КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Т.И. Красникова<sup>1</sup>, науч. сотр., А.С. Крохин<sup>2</sup>, техн. директор, А.Е. Калянов<sup>3</sup>, доцент  
<sup>1</sup>ООО «НИИОГР», г. Челябинск; <sup>2</sup>ООО «Бобровский кварцит», г. Магнитогорск  
<sup>3</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

*Проведено исследование организации процесса эксплуатации дробильно-размольного оборудования на горнодобывающих предприятиях России. Выявлено, что не на всех предприятиях контроль процесса эксплуатации стандартизирован в достаточной мере. Рассмотрены примеры технологической документации, включающей перечень производимых действий (порядок осмотра точек контроля эксплуатации оборудования), рекомендации в случае отклонения от необходимых параметров эксплуатации, количественный состав технологического персонала, рекомендации по технике безопасности при проведении ежедневного осмотра оборудования, предусмотрена отметка исполнителя о состоянии оборудования и технологического процесса.*

**Ключевые слова:** эффективность и безопасность эксплуатации оборудования, маршрутные карты, эксплуатационный персонал, стандартизация процессов эксплуатации горного оборудования.

## QUALITY CONTROL OF THE OPERATION OF CRUSHING AND GRINDING EQUIPMENT

T. I. Krasnikova, A. A. Krokhin, A.E. Kalyanov

*A study of the organization of the process of operation of crushing and grinding equipment at the mining enterprises of Russia was carried out. It was revealed that control the operation process is sufficiently standardized not at all enterprises. Examples of technological documentation were considered, including a list of actions performed the procedure for inspecting equipment operation control points; recommendations in case of deviations from the required operation parameters are given; the quantitative composition of technological personnel are suggested; safety recommendations for daily inspection of equipment are made; a mark of the contractor about the state of process is provided.*

**Keywords:** efficiency and safety of equipment operation, route maps, operating personnel, standardization of mining equipment operation processes.

### **Введение**

При эксплуатации горной техники, как правило, присутствует большое количество факторов, в той или иной мере влияющих на качество конечного продукта. Контроль процесса эксплуатации как с позиции работоспособности техники, ее безотказности, так и с позиции качества технологического процесса очень важен, поскольку от этого зависит эффективность работы предприятия.

Анализ деятельности горнодобывающих предприятий, в частности, процессов рудоподготовки и обогащения, позволил выявить, что неэффективная организация производства не позволяет с достаточным качеством контролировать технологические процессы.

В сложившихся условиях, одним из организационных методов повышения качества эксплуатации, является стандартизация рабочих процес-



сов, позволяющая регламентировать процесс, т.е. устанавливая определенный порядок действий персонала, а также своевременно фиксировать отклонения работы техники от заданных параметров. [1]

Необходимо отметить, что не на всех горнодобывающих предприятиях контроль процесса эксплуатации стандартизирован в достаточной мере.

Опыт проведения подобных работ показывает следующее:

- имеющаяся документация, в частности, «чек-листы» содержат неполную информацию о параметрах работы оборудования;
- меры безопасности при выполнении работ, в данном случае технологом, приведены в общем виде;
- точки осмотра оборудования в цепи аппаратов не визуализированы;
- отсутствует документация для вновь приобретенного оборудования и остановленного на планово-предупредительный ремонт. [1]

### ***Условия проведения***

С целью повышения качества контроля технологических процессов и защищенности персонала от негативных событий производства, специалистами НИИОГР совместно с работниками одного из предприятий Северо-западного региона России были разработаны и применены в производстве маршрутные карты (чек-листы) ежесменного осмотра обогатительного и дробильно-размольного оборудования при его работе и остановке на ППР.

Чек-лист – это описание порядка проведения процедуры осмотра, контроль отклонений параметров от заданных и отметка «сделано», т.е. роспись исполнителя о проведенном осмотре.

Маршрутная карта включает в себя оптимальный маршрут осмотра оборудования с перечнем точек контроля и параметров его эксплуатации, технологические операции при работе оборудования, информацию о нормальной работе оборудования (параметры) и его неисправности, наименование приборов и измерительных инструментов для определения параметров нормальной работы или отклонений, время выполнения операций и пооперационные меры безопасности.

Маршрутная карта (чек-лист) упорядочивает ежесменный маршрут технолога при ежесменном осмотре оборудования, тем самым сокращает нефункциональное время в смене и повышает ответственность исполнителя при осмотре оборудования.

Примеры маршрутных карт осмотра при работающем оборудовании и при остановке на плановый ремонт приведены на рисунках 1 и 2.

### ***Обсуждение результатов***

Специалистами НИИОГР совместно с работниками ООО «Бобровский кварцит» начата работа по стандартизации технологического процесса дробления полезного ископаемого – кварцита.

При участии технолога и механика участка специалистами НИИОГР проведена фото-регистрация мест (точек) осмотра питателя, дробилок СМД-110, СМД-108 и ДЦ, грохотов ГИТ 52, ГИС 43, конвейеров с различ-

ной шириной ленты и углом наклона. Зафиксировано время осмотра, сделаны фотографии мест возможного возникновения опасных производственных ситуаций при прохождении маршрута.[2] Это позволит в дальнейшем сформировать более рациональный маршрут и производить контроль качества эксплуатации оборудования эффективнее.

	Технологические операции при работающем сепараторе	Информация о нормальной работе оборудования (параметры) и его неисправности	Инструмент, оснастка, приспособления	Время выполнения операции, мин.	Знаки безопасности	Пооперационные меры безопасности	Отметка о выполнении
1	Осмотр заземления	При обнаружении дефекта сообщить мастеру смены	Визуально	3-5 раз в смену 10 сек. на секцию		Соблюдать личную осторожность	
2	Контроль плотности материала рудной пульпы (контроль содержания твердого вещества)*	Содержание твердого вещества в исходящем питании не более 40%. При несоответствии данному показателю – отрегулировать до нормативного значения.	Технологическая кружка Весы	5,0		Следить за поддержанием чистоты проходов между оборудованием отделения ММС Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка	
*Выполнение операции производится при необходимости							
3	Контроль работы разбрызгивателей брызгал барабана ММС ОММС (рис. 1)	Разбрызгиватели брызгал не должны быть забиты пульпой. В случае их забивки прочистить струей воды.	Промывочный шланг, вода	1 брызгало-3 мин.		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка Следить за поддержанием чистоты проходов между оборудованием и не допускать перекручивания шланга.	

							
Рис. 1. Контроль работы разбрызгивателей брызгал барабана ММС							
4	Контроль правильности установки угла наклона магнитных систем	Тяги должны быть натянuty (допускается 15...22°). В случае отсутствия их натяжения произвести замер угла поворота магнитной системы. Отрегулировать и выставить угол до нормы, подтянуть тягу.	Угломер Ключ 30-32	Периодично 1 раз в час		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка. Головка ключа не должна иметь наклеек.	
5	Контроль целостности желобов черного концентрата (рис.2)	Осмотреть желоба черного концентрата на наличие дефектов и повреждений, при их обнаружении сообщить мастеру.	Визуально	Постоянно в течение смены		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка. Соблюдать личную осторожность при перемещении между секциями	

Рис. 1. Фрагмент маршрутного листа ежемесячного осмотра сепаратора при его работе

	Профилактические работы при остановленном оборудовании	Операции	Инструмент, оснастка, приспособления	Время выполнения операции, мин.	Знаки безопасности	Пооперационная безопасность	Отметка о выполнении
1	Прочистить и размыть питающие патрубки	Раскрепить, застропить и поднять барабан Размыть патрубки водой из шланга	Кран Стропы Набор слесарного инструмента Промывочный шланг Вода	40,0		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка. Убедиться в надежности строповки. Находится сбоку от демонтируемого узла и в зоне видимости машиниста крана	
2	Промыть брызгала на восходящий поток	Вскрыть люки ванны Подать воду в ванну Осуществить промывку брызгал и ванны Прочистить разбрызгиватели на брызгалах барабанов	Промывочный шланг Вода	120,0		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка. Соблюдение личной осторожности, не допускать перекручивание шланга	
3	Проверить угол поворота магнитной системы, отрегулировать барабан ММС	Отрегулировать при необходимости: Основная ММС – 15° (+2) ММС - 22° (+2)	Угломер	1 угол поворота – 2 мин.		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка.	
4	Проверить состояние днища ванн сепараторов	Осмотреть днища ванн на наличие дефектов и возможного износа. При наличии дефектов зафиксировать их в журнале и сообщить мастеру смены, затем передать информацию в мех. службу	Визуальный осмотр	30,0		Наличие индивидуальных средств защиты: очки, рукавицы, защитная экипировка	

Рис.2. Фрагмент маршрутной карты осмотра сепаратора при его остановке на плановый ремонт

### **Заключение**

В заключении необходимо отметить, что разработка маршрутных карт (чек-листов) ежедневного осмотра оборудования позволит повысить продуктивность работы техники и персонала, а предприятию стандартизировать производственный процесс в части:

- планирования производства;
- обучения персонала рациональным приемам труда;
- быстрого и качественного обучения работников с небольшим опытом работы;
- своевременной фиксации отклонений от заданных параметров работы оборудования;
- повышения уровня защищенности персонала от влияния негативных факторов производства.

### **Список литературы**

1. Андреева Л.И. Методология формирования технического сервиса горнотранспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. докт. техн. наук/Л.И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. -297с.
2. ПБ 03-517-02 «Правила промышленной безопасности для организаций, осуществляющих деятельность в области промышленной безопасности опасных производственных объектов»/А.В. Денисов, Е.А. Иванов, Б.А. Красных, В.М. Кульчев, Р.А. Стандрик, Ю.Ф. Карабанов, Е.В. Кловач, О.В. Покровская, В.К. Шалаев, А.С. Печеркин – Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России, 2002.

УДК 622.258

## ОБЗОР МОДЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Нусс С. В.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь

*Рассмотрен один из вариантов организации диагностики технического состояния шахтной подъемной установки на базе методов выявления аномальных явлений. Приведено описание основных методов.*

**Ключевые слова:** шахтные подъемные установки, диагностика, аномалии временного ряда.

## PRELIMINARY DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF SHAFT LIFTING UNITS

Nuss S. V.

*Discusses one of the options for organizing diagnostics of the technical condition of a mine hoist based on methods for detecting abnormal phenomena. The description of the main methods is given.*

**Keywords:** mine lifting installations, diagnostics, time series anomalies.

Шахтная подъемная установка представляется собой достаточно сложную техническую систему. Цена отказов в работе шахтной подъемной установки – снижение безопасности персонала подземного комплекса шахты, снижение производительности предприятия в целом.

В настоящее время основным направлением повышения уровня безопасности и эффективности объектов горнодобывающих предприятий является совершенствование систем мониторинга, централизованных систем принятия решений, экспертных систем. Совершенствование применяемых в них методов прогнозирования и выявления аварийных режимов позволяет повысить надежность объекта контроля в целом [1].

Наиболее перспективным направлением оценки технического состояния технических систем является идентификация дефектов на ранней стадии их развития в режиме реального времени. Эти методы уже описаны, достаточно проработаны, положительно зарекомендовали себя на практике [2, 3]. Методы предполагают периодическое применение специального оборудования для целенаправленного поиска нарушений в узлах и агрегатах установок. Однако существующий уровень автоматизации позволяет получать информацию о параметрах любой технологической установки в режиме реального времени. Становится возможным осуществлять поиск признаков возникновения дефектов на основе временных рядов с датчиков контроля систем автоматизации. Появляется задача алгоритмического поиска признаков зарождающихся дефектов на базе измерений с действующих на технологических установках систем автоматизации.

Один из вариантов решения – введение в систему автоматизации функции элементарной диагностики объекта в реальном времени на основе выделения аномальных признаков из генеральной совокупности посту-

пающих данных (рис. 1). Указанная функция не реализует диагностику в полном объеме. Она не позволяет установить место дефекта и его характер, но в составе соответствующей экспертной системы, имея признаки возникновения дефекта можно выделить полную информацию.

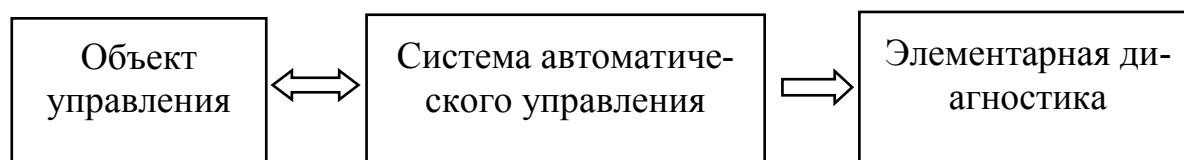


Рис. 1. Структурная схема системы автоматического управления с функцией элементарной диагностики

Задачи поиска аномалий в числовых рядах получили широкое распространение в экономике, медицине и др. областях. Например, для экономики высокое значение имеет появление признаков смены трендов биржевых индексов MOEX, Dow Jones, в медицине – поиск аномалий (отклонений) в кардиограмме пациента.

Рассмотрим некоторые математические методы поиска аномалий во временных рядах.

Для решения задачи поиска аномалии во временном в настоящее время широко применяются следующие методы.

1. Статические методы. В основе данного подхода – корреляционный анализ. Корреляционный анализ позволяет установить наличие или отсутствие взаимосвязи между двумя наборами данных. При использовании корреляционного анализ индикатором наличия аномалии является изменения значения величины корреляционной связи между «идеальным» временным рядом и реальным.

Другим вариантом поиска аномалий при таком подходе – поиск выбросов, как метрики стандартного и среднего отклонения. Листинг решения такой задачи на примере массива случайных чисел на языке Python приведен ниже.

```
from numpy.random import seed
from numpy.random import randn
from numpy import mean
from numpy import std
seed(1)
data = 5 * randn(10000) + 50
data_mean, data_std = mean(data), std(data)
cut_off = data_std * 3
lower, upper = data_mean - cut_off, data_mean + cut_off
outliers = [x for x in data if x < lower or x > upper]
print('Identified outliers: %d' % len(outliers))
```

2. Кластеризация. Метод представляет собой разбиение значений множества временного ряда на группы – кластеры. Внутри каждой группы

содержатся схожие объекты. Основное отличие от классификации – перечень кластеров и признаки разделения по кластерам неизвестны. В результате применения методы кластеры с малым числом данных будут содержать аномальные значения. Ниже приведен листинг решения задачи кластеризации на языке Python с применением метода k-средних.

```
from sklearn import datasets
from sklearn.manifold import TSNE
import matplotlib.pyplot as plt
iris_df = datasets.load_iris()
model = TSNE(learning_rate=100)
transformed = model.fit_transform(iris_df.data)
x_axis = transformed[:, 0]
y_axis = transformed[:, 1]
plt.scatter(x_axis, y_axis, c=iris_df.target)
plt.show()
```

Методы кластеризации достаточно хорошо зарекомендовали себя при поиске выраженных, «устойчивых» аномалий, что делает их особенно ценными при решении задачи поиска дефектов в технических системах.

Каждый из представленных выше методов поиска аномалий возможно принять в качестве математической модели алгоритма элементарной диагностики. Однако для применения методов на реальных временных рядах значений параметров шахтной подъемной установки необходимо выполнить апробацию каждого метода с целью определения его ограничений и эффективности на реальных данных.

### Список литературы

1. Непрерывный динамический контроль жесткой армировки вертикальных шахтных стволов. Трифанов Г.Д., Микрюков А.Ю. Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 11. С. 6-10.
2. Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе «подъемный сосуд – жесткая армировка» и деформацию рамы подъемного сосуда. Воробель С.В., Трифанов Г.Д. Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 12. С. 16-19.
3. Современные системы безопасности при эксплуатации действующих шахтных подъемных установок. Трифанов Г.Д., Князев А.А., Трифанов М.Г., Стрелков М.А. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2011. Т. 10. № 1. С. 173-188.

УДК 620. 178.3

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ ИХ ОТКАЗА

Петрова И.М. В.Н.С., К.Т.Н.  
ИМАШ РАН, Москва, РФ

*Изложена модель оценки изменения технического состояния механических систем под влиянием различных внешних воздействий, включая динамическое нагружение и износ. Приведены зависимости, позволяющие оценить их влияние на вероятность появления отказов. Для примера рассчитаны вероятности разрушения шатунов оппозитного компрессора при совместном действии циклического нагружения и износа.*

**Ключевые слова:** механическая система, безопасность, прочность, внешние воздействия, вероятность, отказ, износ, остаточный ресурс, компрессор.

## SIMULATION OF THE TECHNICAL CONDITION OF MECHANICAL SYSTEMS AND ESTIMATION OF THEIR PROBABILITY

I.M. Petrova

*A model for evaluating changes in the technical condition of mechanical systems under the influence of various external influences, including dynamic loading and wear, is presented. The dependencies that allow us to evaluate their impact on the probability of failures are given. For example, the probabilities of destruction of the connecting rods of an oppositional compressor under the combined action of cyclic loading and wear are calculated.*

**Keywords:** mechanical system, safety, life duration, external effect, probability, failure, wear, residual life, compressor.

Техническое состояние деталей машин, элементов конструкций и механической системы в целом характеризуется множеством взаимосвязанных параметров. К ним относятся свойства применяемых материалов, факторы, характеризующие несущую способность элементов конструкций, и эксплуатационные воздействия (поля напряжений, деформаций и т.п.), причем эти параметры могут изменяться во времени под действием внешних сил и условий эксплуатации. Математическое описание многопараметрического состояния системы может быть представлено обобщенным вектором  $X$  [1]:

$$X = \{X_1, X_2, \dots, X_j\}, \quad (1)$$

где  $j = \overline{1, K}$  — множество параметров, описывающих техническое состояние системы в рамках принимаемой модели и изменяющихся в процессе эксплуатации. Изменение технического состояния описывается движением этого вектора в многомерном (фазовом) пространстве функцией:

$$X(t_i) = X(t_0) + \int_{t_0}^{t_i} \lambda(X, q) dt, \quad (2)$$

где  $\lambda$  — обобщенная скорость изменения технического состояния, зависящая от текущего состояния  $X$  и вектора внешнего воздействия на систему  $q$ ;  $t_0, t_i$  — время процесса соответственно начальное и конечное.

Процесс накопления повреждений механической системы будет проходить со скоростью  $\lambda$ , соответствующей началу некоторого отрезка времени и зависящей от технического состояния системы в начале этого отрезка. При решении задачи изменения технического состояния механической системы и накопления повреждений рассматривают ряд ее последовательных состояний через задаваемый достаточно малый промежуток времени  $dt$ . Скорость накопления повреждений на данном отрезке времени зависит от состояния системы, ее свойств и параметров. Величины внешних воздействий в начале рассматриваемого отрезка времени принимаются постоянными и неизменными на данном отрезке. В конце каждого отрезка времени оценивают новое техническое состояние и определяют скорости перехода для последующего отрезка времени. Ресурс механической системы соответствует достижению вектора состояния предельной величины с заданной вероятностью. [2, 3]. Большое влияние на накопление повреждений оказывают циклические нагрузки, трение и связанные с ним процессы износа. В зависимости от действующих нагрузок и окружающей среды реализуются различные процессы накопления повреждений [1-4], происходит сложное взаимодействие механизмов нагружения и повреждения деталей машин и элементов конструкций по ряду критериев работоспособности: прочности, износостойкости, коррозионной стойкости и др. [1– 4].

Для большого класса технических систем одним из основных критериев работоспособности является прочность при циклическом нагружении. В этом случае реализуются три процесса накопления повреждений: многоцикловая усталость, - когда действующие напряжения не превышают предел упругости материала; малоцикловая усталость - напряжения, превышают предел упругости; трение, когда нагрузка циклически действующая на поверхность, даже если она достаточно мала, вызывает в поверхностном слое сжимающие и растягивающие напряжения [5]. При напряженном пластическом контакте износ соответствует малоцикловой усталости, при упругом контакте — многоцикловой усталости. В зоне фрикционного контакта накопление повреждений зависит также от уровня изношенности и снижения предела выносливости в результате трения [5]. Тогда обобщенный вектор состояния системы (1) может быть записан уравнением, отражающим суммарное повреждение  $D$  [6]

$$D = D_N + D_e + D_{и}, \quad (4)$$

где  $D_N$  — накопление повреждений при динамическом нагружении и упругом деформировании (многоцикловой усталость);  $D_e$  — накопление повреждений при упругопластических деформациях ( малоцикловая усталость);  $D_{и}$  — накопление повреждений от износа при трении. Величины  $D_N$ ,  $D_e$ ,  $D_{и}$  при эксплуатации на различных режимах определяют на основании линейного суммирования повреждений:  $D = \sum_{i=1}^k N_{i,3}/[N]_i$ , где  $k$  — число режимов нагружения;  $N_{i,3}$  — число циклов нагружения на  $i$ -м режиме в



эксплуатации с напряжением  $\sigma_{ai}$  или с деформациями  $e_{ai}$ ;  $[N]_i$  — допустимое число циклов нагружения, определяемое по кривым усталости. Условием прочности является неравенство  $D \leq 1$ , где  $D$  — накопленное усталостное повреждение. Критерий (3) предложен и рассмотрен в работе [6], где приведен алгоритм использования данного критерия и дана оценка влияния увеличения зазоров в узлах трения на долговечность деталей машин. Другие эксплуатационные факторы также будут влиять на накопление повреждений. В частности, влияние коррозионно-эрозионных процессов на предел выносливости можно описать в соответствии с [4], выражением:

$$\sigma_{-1ch} = \sigma_{-1} \left[ b_1 \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\sigma)}} \right) \right]^{1/2}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{-1ch}$  — предел выносливости с учетом коррозионно-эрозионных процессов;  $\sigma_{-1}$  — предел усталости исходного неповрежденного материала,  $b_1$  — коэффициент, учитывающий процессы коррозионной эрозии, определяется экспериментально;  $v_{ch}$ ,  $v_{ch(\sigma)}$  — скорости коррозии металла соответственно без напряжения и при действии напряжений.

Компьютерное моделирование динамики и изнашивания узлов позволяет связать воедино изменение функциональных и динамических параметров машин с износом отдельных элементов и прогнозировать эти процессы на время будущей эксплуатации. Вследствие деградации технического состояния узлов, динамика механизма значительно изменяется, повышается интенсивность изнашивания деталей, увеличивается вероятность разрушения. Модель, позволяющая учесть влияние зазоров на увеличение динамических нагрузок предложена в [7]. Она позволяет по результатам динамического анализа проводить оценку износа трущихся деталей и, следовательно, решить задачу изменения технического состояния деталей. Адекватность предложенной модели подтверждена экспериментальными исследованиями виброакустических характеристик компрессора при различных степенях износа узлов трения [7]. Используя модель оценки технического состояния элементов механической системы [8] можно проводить уточненные расчеты вероятности разрушения деталей [9] с учетом совместного влияния на накопление повреждений динамического нагружения и трения. В этом случае оценку долговечности деталей целесообразно проводить, используя гипотезу С.В. Серенсена — В.П. Когаева [8] о постепенном снижении предела выносливости вследствие циклических нагрузок

$$\sigma_{-li} = \sigma_{-li-1} \left[ 1 - \frac{n_i}{N_i} k \left( \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-li-1}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

где  $\sigma_{-li}$  — предел выносливости исходного материала, соответствующий базе  $1 \cdot 10^7$  числа циклов нагружения, не подвергавшегося предварительно нагружению;  $n_i$  — число циклов в эксплуатации, соответствующее

уровню  $\sigma_{ai}$ ,  $N_i$  — число циклов по кривой усталости исходного материала, соответствующее амплитуде нагружения  $\sigma_{ai}$ ;  $k$  — параметр, характеризующий интенсивность снижения предела выносливости от предварительного нагружения. На основе формулы (6) разработан алгоритм расчета долговечности и проведен расчет вероятности разрушения шатунов оппозитного компрессора в зависимости от изменения зазора в сопряжении[9]. Результаты расчета представлены в таблице, где для трех нагрузок показано увеличение амплитуд напряжений  $\sigma_a$  в зависимости от зазора в сопряжении, определены значения предельного коэффициента нагруженности  $n_p = \bar{\sigma}_{a_{max}} / \sigma_{-1}$ , который обозначает, что при  $\bar{\sigma}_{a_{max}} / \sigma_{-1} > n_p$  будут наступать усталостные разрушения до истечения срока службы и заданного значения долговечности, а при  $\bar{\sigma}_{a_{max}} / \sigma_{-1} < n_p$  разрушений не будет, и  $U_p$  — квантили, соответствующие вероятности разрушения  $P\%$ . Полученные результаты подтверждают возможность использования данного подхода к оценке вероятности разрушения элементов механических систем.

#### Зависимость вероятности разрушения шатуна оппозитного компрессора от нагрузки и величины зазора

Нагрузка, кН	Зазор в сопряжении, мм	$\sigma_a$ , МПа	$n_p$	$u_p$	Вероятность разрушения $P$ , %
300	0,05	63,0	1,33	-1,98	2,400
	0,10	72,0	1,17	-1,08	14,000
	0,15	78,5	1,07	-0,48	31,600
250	0,05	53,3	1,58	-3,18	0,074
	0,10	60,0	1,40	-2,33	0,991
	0,15	66,5	1,26	-1,83	3,363
180	0,05	40,0	2,10	-4,73	0,001
	0,10	45,5	1,85	-4,19	0,002
	0,15	50,7	1,66	-3,55	0,020

#### Список литературы

1. Гриб В.В., Жуков Р.В., Петрова И.М. Моделирование изменения технического состояния сложных механических систем// Машиностроение и инженерное образование. — 2012. — № 4 (33). — С. 28–32.
2. Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения: моногр./ под. ред. Н.А. Махутова, Ю.Г. Матвиенко, А.Н. Романова. — М.: ЛЕНАНД, 2018. — 720 с.
3. Prediction of scatter in fatigue properties using discrete damage mechanics/ A. Rinaldi, P. Peralta, D. Krajcinovic, Y.C. Lai// International Journal of Fatigue. — 2006. — Vol. 28. — № 9. — P. 1069–1080..

4. Определение характеристик остаточной прочности, долговечности и риска магистральных трубопроводов/ Н.А. Махутов, Л.А. Сосновский, А.М. Бордовский и др.// Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. — 2003. — № 5. — С. 186–208.
5. *Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)*/ под общ. ред. А.В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
6. *Петрова И.М., Москвитин Г.В., Гриб В.В.* Влияние износа на накопление усталостных повреждений// Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 2006. — Т. 82. — № 11. — С. 49–51.
7. *Гриб В.В., Жуков Р.В., Сафонов Б.П.* Динамика механизма движения поршневого компрессора с учетом зазоров в подвижных соединениях// Вестник машиностроения. — 2002. — № 4. — С. 3–7.
8. *Когаев В.П., Дроздов Ю.Н.* Прочность и износостойкость деталей машин. — М.: Высшая школа, 1991. — 318 с.
9. *Петрова И.М., Филимонов М.А.* Оценка надежности шатунов компрессора// Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2018. — № 2. — С. 25–29.

УДК 621.879.3

## К ВОПРОСУ О "СЛАБЫХ МЕСТАХ» ДРАГЛАЙНОВ

Побегайло П.А.<sup>1</sup>, с.н.с., к.т.н.; Ильина А.Н.<sup>2</sup>, доц., к.физ.-мат.н.; Крицкий Д.Ю.<sup>3</sup> инж.

<sup>1</sup> - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

<sup>2</sup> - ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, РФ;

<sup>3</sup> - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

*В настоящей работе представлены данные по "слабым" местам несущих металлоконструкций экскаваторов драглайнов и по таким же "слабым" местам их ковшей с упряжью. При этом основное внимание уделено надстройке экскаваторов драглайнов ЭШ-10/70А и ковшам с упряжью экскаваторов драглайнов ЭШ-20/90. Выявлены места надстройки требующие повышенного контроля при эксплуатации экскаваторов. Получены частоты распределения отказов элементов ковшей, что может быть использовано при их совершенствовании. Определено, что основной ковш экскаваторов ЭШ-20/90 нуждается в серьезной модернизации.*

**Ключевые слова:** *одноковшовые экскаваторы драглайны; надстройка экскаватора; ковш экскаватора драглайна; рабочее оборудование; надежность*

## ON THE QUESTION OF "WEAK" PLACES DRAGLINE

Pobegailo P.A., Ilyina A.N., Kritckij D.Y.

*This paper presents data on the "weak" places of the bearing metal structures of dragline excavators and on the same places of their buckets with harnesses. At the same time, the main attention is paid to the superstructure of the ESH-10/70A dragline excavators and the buckets with the harness of the ESH-20/90 dragline excavators. The places of the superstructure that require increased control during the operation of excavators are identified. The failure distribution frequencies of the buckets are obtained, which can be used for their improvement. It is determined that the main bucket of the ESH-20/90 excavator needs serious modernization.*

**Keywords:** *dragline excavators; excavator superstructure; dragline excavator bucket; working equipment; reliability*

**Введение.** В наших работах [1, 2 и др.] введено понятие "слабых" мест несущих металлоконструкций (МК) карьерных экскаваторов и даны примеры таких мест для ряда МК экскаваторов драглайнов и роторных комплексов.

Настоящая работа продолжает выше указанные. В ней мы представляем некоторые итоги дальнейшего обобщения, как недавно собранных нами статистических данных по горным машинам, так и результаты нашей обработки старых статистических данных, собранных еще в советское время в отраслевой научно-исследовательской лаборатории мощных экскаваторов МИСИ им. В.В. Куйбышева.

Материалы, приводимые ниже, касаются надстройки экскаваторов ЭШ - 10/70А и основного ковша экскаваторов ЭШ-20/90.

Отметим, что термин "слабые" является не новым и давно используется в общем машиностроении в рассматриваемом нами контексте.

**Основные результаты.** Рассмотрим надстройку экскаваторов ЭШ - 10/70А. Наиболее часто встречающимися дефектами и отказами надстройки для указанных машин были (и остаются) (рис. 1 и 2): трещины по сварному шву крепления кронштейнов верхних раскосов к колонне; трещины

по периметру колонны в месте сопряжения элемента 3 с элементами 17 и 18 (см. вспомогательный рисунок 2); трещины по сварному шву в пятах колонны, в элементах 1 и 2; трещины по сварным швам в месте пересечения элементов 6-10 и 6-13; трещины по сварным торцовым швам между стойкой шагания и элементами 13 и 10, и трещины по сварному шву крепления фланца к элементам 10 и 13 в месте выхода оси рычага ноги, и трещины по концевому шву фланца; обрывы элемента 12 (место обрыва часто находится на расстоянии метра от нижнего шарнира). Кроме этого, часто выявляются трещины по сварным швам в местах выхода проушин из коробчатого сечения тела шарнира (для элементов 19-20).

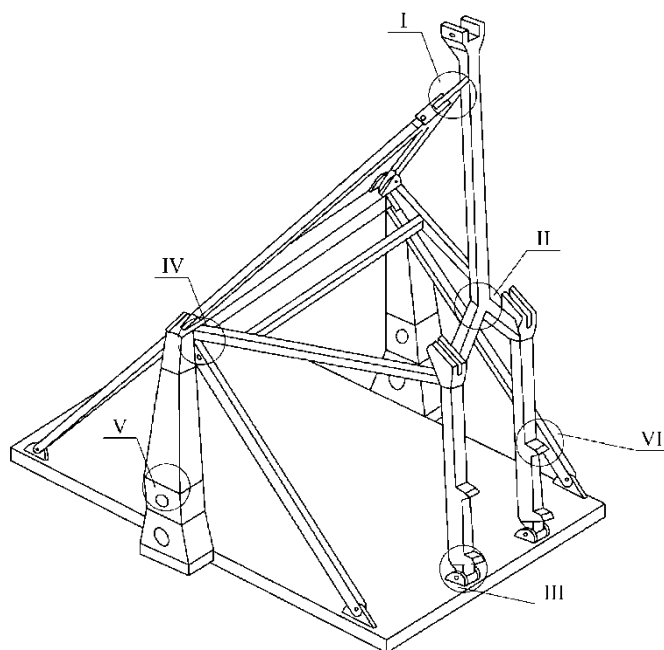


Рис. 1 Схема надстройки экскаватора ЭШ-10/70А с наиболее "слабыми" местами

Отметим, что мощность множества "слабых" мест надстройки экскаватора ЭШ-10/70А составляет шесть (или семь с учетом последнего предложения в абзаце выше).

Далее, рассмотрим основной ковш экскаваторов ЭШ - 20/90.

При рассмотрении вопросов надежности ковшей и их упряжи у экскаваторов драглайнов были собраны данные по их отказам и получены распределения частот отказывающихся элементов (рис. 3).

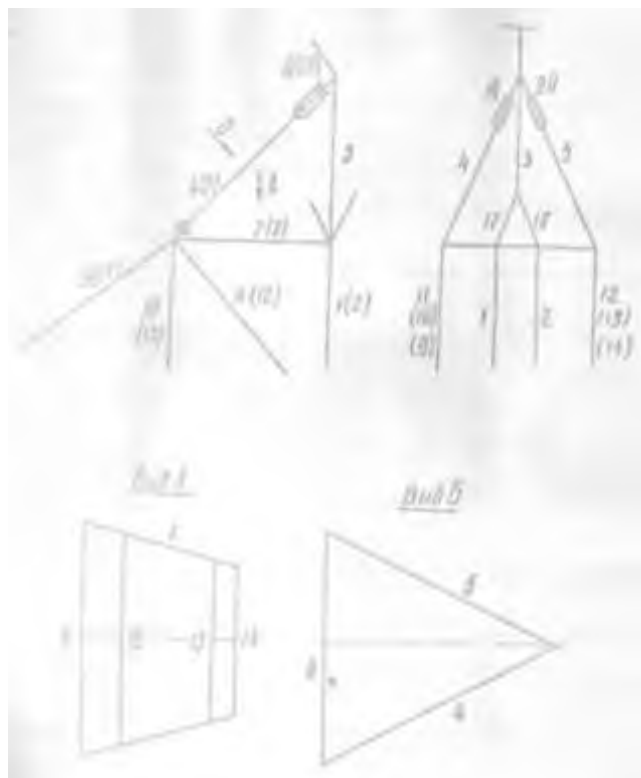


Рис. 2 Маркировочная схема надстройки ЭШ-10/70А

Анализ собранных данных показывает, что наиболее ненадежными элементами ковша являются коронки, подъемные и тяговые проушины, тяговые цепи и тяговые замки, подъемные вилки и их пальцы, разгрузочный канат.

При этом коронки зубьев имеют износ режущей кромки и обрыв болтового крепления к ковшу. Часто коронки меняются через 10-15 дней. В результате их износа резко снижается их режущая способность, снижается эффективность копания и наполнения ковша.

Причиной износа коронок является недостаточная износостойкость металла, применяемого для их изготовления.

Болт крепления коронки чаще всего выходит из строя вследствие его обрыва. Днище ковша выходит из строя из-за износа задней части. Режущая кромка ковша выходит из строя в основном вследствие износа. По мере износа режущей кромки ухудшается её режущая способность. Это приводит к тому, что ковш плохо врезается в грунт. При этом сама конструкция основного ковша и его режущей кромки - угол её наклона и схема расположения на неё режущих коронок - не обеспечивает эффективного врезания ковша в грунт, что указывает на необходимость его модернизации.

Остальные данные полученные нами не могут быть сейчас приведены из-за ограничений на объем настоящего текста.

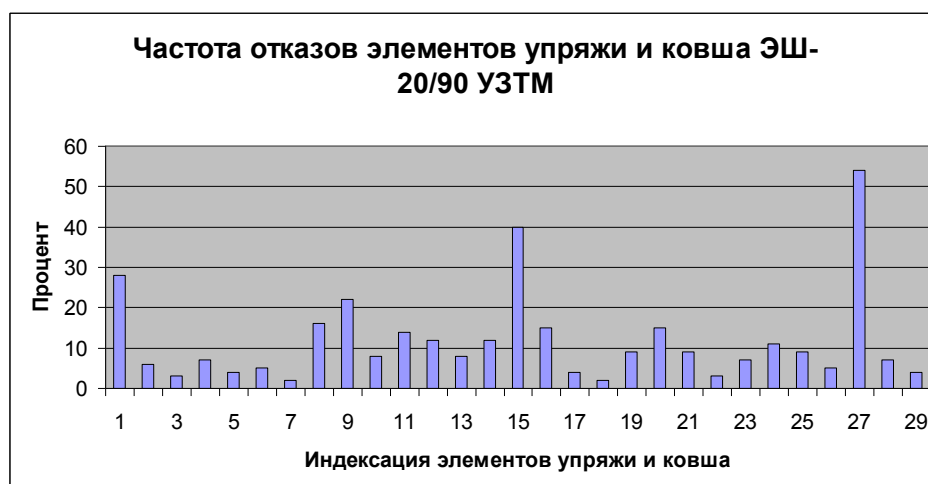


Рис. 3 Распределение частот отказов элементов ковшей

(1 - коронки; 2 - болт М56; 3 - днище; 4 - режущая кромка; 5 - задняя стенка; 6 - боковые стенки; 7 - арка ковша; 8 - подъемные проушины; 9 - тяговые проушины; 10 - замена ковша; 11 - цепи тяговые; 12 - коуши тягового каната; 13 - пальцы тяговой цепи; 14 - пальцы тяговой вилки; 15 - тяговые смычки (замок); 16 - тяговые вилки; 17 - кольца тяговые; 18 - подъемные цепи; 19 - коуши подъемного каната; 20 - пальцы подъемных вилок и вилки; 21 - пальцы верхних подъемных цепей; 22 - коромысло; 23 - балансир разгрузочного блока; 24 - цепи разгрузочные и смычки; 25 - коуши разгрузочного каната; 26 - пальцы разгрузочного каната; 27 - разгрузочный канат; 28 - разгрузочный блок; 29 - ось разгрузочного блока)

**Закключение.** В настоящей работе представлены данные по "слабым" местам несущих металлоконструкций экскаваторов драглайнов и по таким же местам их ковшей с упряжью.

При этом основное внимание уделено надстройке экскаваторов драглайнов ЭШ-10/70А и основным ковшам с упряжью экскаваторов драглайнов ЭШ-20/90.

Выявлены места надстройки требующие постоянного контроля при эксплуатации экскаваторов. Получены частоты распределения отказов ковшей, что может быть использовано при их совершенствовании.

Определено, что основной ковш экскаваторов ЭШ-20/90 нуждается в серьезной модернизации.

### Список литературы

1. Обоснование выбора точек контроля металлоконструкций экскаваторов драглайнов / Побегайло П.А., Крицкий Д.Ю., Мутыгуллин А.В., Шигин А.О. // Уголь. 2018. №.6. с. 48—53. DOI: [10.18796/0041-5790-2018-6-48-52](https://doi.org/10.18796/0041-5790-2018-6-48-52)
2. Комплексный подход к безопасной эксплуатации элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов / Крицкий Д.Ю., Шигин А.О., Бовин К.А., Побегайло П.А. // ГИАБ. 2017. S.32. с. 307—319. DOI: [10.25018/0236-1493-2017-12-38-307-319](https://doi.org/10.25018/0236-1493-2017-12-38-307-319)

УДК 622:658

## СНИЖЕНИЕ ЗАТРАТ НА ДИАГНОСТИКУ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Подгорбунский Р.И.<sup>1)</sup>, Чернова К.В.<sup>1)</sup>, Шайдаков В.В.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Иркутский национальный исследовательский технический университет,

<sup>2)</sup>Уфимский государственный нефтяной технический университет

*В статье рассмотрены возможности применения программного продукта для мобильных телефонов для осуществления предиктивной диагностики насосного оборудования объектов горной промышленности, в частности, поршневых насосов системы водоотлива.*

*Ключевые слова:* насос, диагностика, ТОиР, смартфон, мобильное приложение

## REDUCING THE COST OF DIAGNOSTICS OF PUMPING EQUIPMENT IN THE MINING INDUSTRY BY USING DIGITAL TECHNOLOGIES

Podgorbunsky R.I., Chernova K.V., Shaidakov V.V.

*The article discusses the possibilities of using a software product for mobile phones for predictive diagnostics of the pumping equipment of mining facilities, in particular, piston pumps of the drainage system.*

*Keywords:* pump, diagnostics, MRO, smartphone, mobile application

Насосное оборудование используется практически в каждом технологическом процессе добывающей отрасли и является одним из наиболее ответственных технологических элементов. Отказы насосного оборудования, а точнее - простои по их вине, затраты на ремонт или замену насосов вносят весомый вклад в себестоимость добываемой продукции. Следовательно, организация эффективной системы диагностики, в т.ч. предиктивной, и планирования ремонтов является актуальным направлением исследования.

Насосный парк предприятий горной промышленности представлен насосами различных конструкций, многие из которых могут быть отнесены к поршневым насосам (рис.1). Обслуживание, ремонт и диагностика поршневых насосов осуществляется в соответствии с требованиями ГОСТ 18322-2016, технической документации и локальными нормативными актами организации-эксплуатанта [1]. Известен общий нормализованный порядок технического обслуживания и ремонта (система ТОиР). Данный порядок во время всего жизненного цикла насосного оборудования предполагает организацию и проведение технического диагностирования, технического обслуживания, текущих и капитальных ремонтов в строго установленном порядке и в нормативные сроки (капитальных ремонтов - при окончании межремонтного периода при наработке установленного изготовителем количества мото-часов).



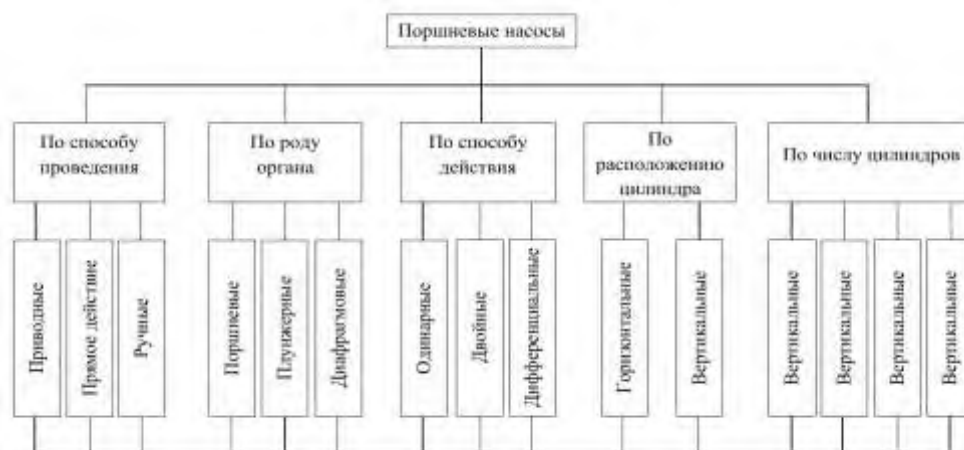


Рисунок 1 – Классификация поршневых насосов

Текущий ремонт предполагает восстановительные работы деталей насоса, получивших повреждения вследствие усталостного износа и коррозионного разрушения. Капитальный же ремонт включает кроме работ, проводимых при текущем ремонте, и замену отдельных конструктивных элементов. Основные виды отказов представлены на рисунке 2.



Рисунок 2 – Классификация отказов деталей насосного оборудования

Каждый из видов ремонта подразумевает выполнение на основании дефектовочной ведомости определённого нормализованного объёма ремонтно-восстановительных работ. Дефектовочная ведомость составляется на основании результатов диагностики с использованием следующих методов: визуальный контроль, вибродиагностика, УЗД, толщинометрия, дефектоскопия, диагностирование конструктивных элементов при разборке насоса и его узлов, трибометрическое исследование износостойкости и уровня коррозионного и усталостного износа вырезанных элементов и т.д. Для каждого из указанных методов требуется специальное оборудование

и оснастка: датчики вибраций, оборудование для УЗД-контроля, различного рода дефектоскопы, прочее. Все это оборудование дорогостоящее, его применение требует специального образования и навыков, специалисты по диагностике являются достаточно высокооплачиваемыми. Возможный путь снижения расходов на техническое обслуживание и сокращение количества аварий - объединение системы ТОиР с технологией «ТО по состоянию», то есть, периодический контроль состояния оборудования и проведение мероприятий по техническому обслуживанию только тогда, когда это действительно требуется.

О возможных неполадках в работе насосного оборудования свидетельствуют: изменение уровня шума и вибрации работающего насоса, изменение температуры (перегрев). Регулярное отслеживание данных показателей и анализ их изменений позволяет обнаружить дефект на ранних стадиях его зарождения, тогда, когда другие параметры еще его не "чувствуют". Например, как показано в работе [2], рост вибрации поддается прогнозу, так что становится возможным оценить остаточный ресурс и спланировать ремонт. Если перегрев подшипника обычно означает конечную стадию его службы и необходимость немедленного ремонта, то при помощи вибродиагностики можно предсказать выход подшипника из строя за 3-6 месяцев, когда еще можно спланировать ремонт и позаботиться о резервном насосе.

В отличие от дорогого диагностического оборудования, мобильные телефоны есть практически у каждого человека, в т.ч. и персонал горнодобывающих предприятий. Технические характеристики даже самых доступных по цене современных смартфонов позволяют устанавливать различного рода программы, позволяющие получить дополнительную информацию об исследуемом объекте (виброизмерения, уровень шума, инфракрасный свет, масштабирование, прочее). Маркеты Google Play [3], App Store [4], предлагают ряд приложений, позволяющих использовать технические возможности мобильных средств связи для диагностирования насосного оборудования. Примеры представлены на рисунках 3-5. Следовательно, фиксируя раз в смену состояние основных параметров – шума, температуры, вибрации – для каждого насоса, что может выполнить сотрудник любого уровня подготовки, можно отслеживать их изменение в динамике и уловить с достаточно высокой степенью достоверности момент, когда возникает дефект, и принять необходимые меры.

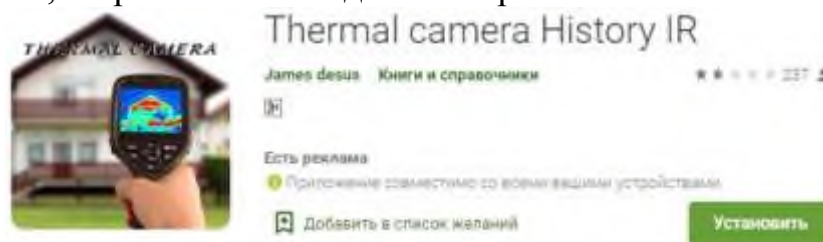


Рисунок 3 -Тепловизор на базе Android Google Play [3]



Рисунок 4 – Тепловизор на базе iOS App Store [4]

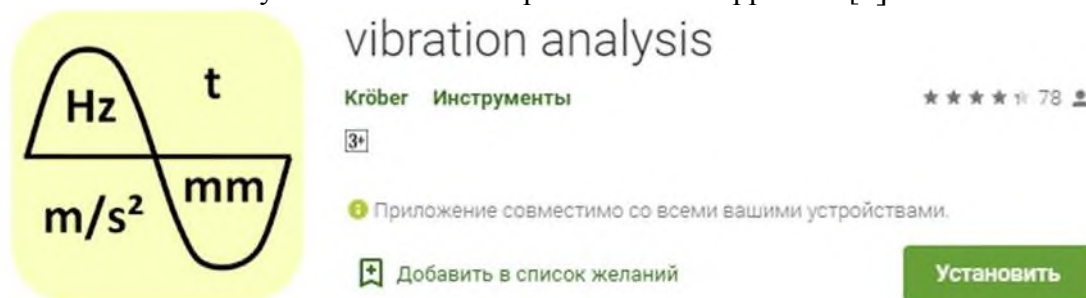


Рисунок 5 – Вибродиагностика на базе Android Google Play [3]

Такой метод можно использовать практически для всех видов насосного оборудования не только горнодобывающей промышленности, но и других отраслей.

### Список литературы

1. Карты технического обслуживания, текущего и капитального ремонтов насосов. Сборник // [технический директор С.А. Юнусов] /ООО «СПКТБ НЕФТЕГАЗМАШ№]. URL: <https://standartgost.ru/g/pkey-14293781493> (дата обращения: 24.03.2021)
2. Галимов Г.М. Диагностика буровых насосов на основе операционных систем iOS и Android: <https://novaum.ru/public/p2006>
3. <https://play.google.com/store?hl=ru&gl=US>
4. <https://www.apple.com/ru/app-store>

УДК 628.16:628.33:622.331

## АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФИЛЬТРУЮЩЕЙ ЗАГРУЗКИ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЕЛ

Репкина К.С., студ.,

ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет г. Санкт-Петербург, Россия

*В статье приведен анализ требований к сырью для производства фильтрующих материалов ориентированных на очистку масел при проведении технического обслуживания по причине их загрязнения и снижения эксплуатационных свойств. Для очистки масел рекомендуется использовать торфяную фильтрующую загрузку. Рассмотрены функциональные свойства и технологические параметры торфяной фильтрующей загрузки.*

**Ключевые слова:** очистка масел, фильтрация, торфяная фильтрующая загрузка, технологические параметры

## TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF FILTERING MEDIUM FOR OIL PURIFICATION

Repkina X.S.

*The article analyzes the requirements for raw materials for the production of filter materials focused on the purification of oils during maintenance due to their contamination and reduced operational properties. For oil purification, it is recommended to use a peat filter medium. The functional properties and technological parameters of the peat filter medium are considered.*

**Keywords:** oil purification, filtration, peat filter medium, technological parameters

Эксплуатация технологического оборудования сопровождается заменой большого количества масел при проведении технического обслуживания по причине их загрязнения и снижения эксплуатационных свойств. Утилизация отработанного масла с финансовой стороны влечет за собой немалые затраты. Ввиду содержания токсичных веществ в составе отработанного масла его запрещено сливать на почву или в водоемы. В настоящий момент распространен подход, при котором отработанное масло заменяют на новое, в результате чего возникает необходимость сбора и утилизации большого количества отработанных масел. Одним из вариантов утилизации является регенерация загрязненных масел путем их очистки и повторного использования в рабочем процессе, что дает существенную экономию средств и предотвращает загрязнение природной среды. Все методы очистки масел принято делить на три общих группы: физические, физико-химические, химические.

При очистке физическими методами масло не претерпевает каких-либо химических изменений, а процесс осуществляется с применением определенного физического воздействия. Одним из наиболее эффективных физических методов удаления механических загрязнений из масла является фильтрация. Фильтрация направлена на извлечение механических примесей и частиц смолистых соединений, путем их задержания в пористых перегородках фильтрующего материала при пропускании через него загрязненного масла. В процессе фильтрации используются одноразовые или многоразовые фильтрующие загрузки. Очистка может быть реализована

ступенчато. Степень очистки зависит как от размеров отделяемых частиц, так и от размеров пор фильтрующего материала.

На эффективность очистки большое влияние оказывает материал, из которого изготовлен фильтр. Правильный подбор фильтрующего материала позволяет настроить фильтр как для грубой, так и тонкой очистки масел. В качестве фильтрующего материала могут использоваться металлические или пластмассовые сетки, керамика, ткани, бумага и более сложные композитные материалы. Фильтрующий материал можно классифицировать по типу происхождения (Таблица) [1].

Таблица. Классификация фильтрующих материалов для очистки масел

Вид	Тип	Примеры
Естественные	Минеральные	Стеклянные фильтровальные ткани
	Органические	Кокосовое волокно
Искусственные	Минеральные	Керамические
	Органические	Тканые и нетканые фильтровальные материалы, бумага и картон, активный уголь, полимерные
	Композитные	Металлокерамические

Основной особенностью метода фильтрации является необходимость регулярной замены фильтрующей загрузки и ее регенерации или утилизации в случае невозможности повторного использования.

При выборе фильтрующих материалов для очистки масел следует обращать внимание на их свойства: физико-механические свойства; технико-экономические свойства: себестоимость материала, доступность материалов, наличие производственных мощностей; эксплуатационные: скорость фильтрации, грязеемкость, химическая стабильность; природоохранные.

В связи с этим определённый интерес представляют фильтрующие загрузки, изготовленные из широко распространенных природных материалов, например торфа.

Показатели, характеризующие функциональные свойства торфяных фильтрующих материалов:

- гидравлические свойства и соответственно, производительность процесса фильтрации;
- задерживающая способность по отношению к загрязнениям;
- эксплуатационные и механические свойства.

Высокая обменная способность, пористость, большая удельная поверхность определяют характер применения торфяного фильтрующего материала. Во-первых, отфильтровываются взвешенные твердые частицы. Во-вторых, химические компоненты адсорбированы или сохраниены в пределах фильтрующего материала.

Пористая структура и поверхностные свойства фильтрующего материала определяют его задерживающую способность и производительность системы.

Функции торфяного фильтрующего материала:

- фильтрация масла на физическом уровне;
- поглощение загрязнений.

Структурные свойства торфяного фильтрующего материала:

- высокая пористость;
- развитая макроструктура и микроструктура при упругой деформации до 50 кПа;
- максимальный размер проводящих пор до 75,0 мкм.

Основными физическими механизмами, способствующими задержанию частиц, являются [2,3,4]:

- поверхностное натяжение;
- перехватывание;
- транспортирование;
- прикрепление и отрыв.

При фильтровании масла через пористую среду взвешенные частицы задерживаются в толще фильтрующего материала или на его поверхности. Пористая среда торфяных фильтров формируется из волокнистых материалов определенного диаметра. В сформированном слое частицы материала чередуются с порами, которые образуют поровые криволинейные каналы и по которым протекает очищаемое масло.

Размеры пор натурального торфяного сырья изменяются от 0,35 до 8,5 мкм, что позволяет отнести его к мезопористым грубодисперсным системам.

### Список литературы

1. Ким А.Н., Михайлов А.В., Графова Е.О. Технические аспекты поверхностного стока с урбанизированных территорий: моногр. – СПб.: СПбГАСУ, 2017. 200 с.
2. Михайлов А.В. Торфяные фильтрующие материалы для очистки сточных вод. // тез. докладов междунар. науч.-практ. симпозиума «Финский залив 96». СПб.: Балтвод, 1996. С. 102–103.
3. Amirtharajah A. Some theoretical and conceptual views of filtration. Journal of the American Water Works Association. 1988. Vol. 80, No 12, p. 36-46.
4. Galvis G. Development and evaluation of multistage filtration plants; an innovative, robust and efficient water treatment technology. Guilford, UK, CEHE, University of Surrey. 1999.

УДК 621.73

## ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ГОРНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

Цветков В.Н., Хазин М.Л.

Уральский государственный горный университет. Екатеринбург.

*Рассмотрены перспективы развития аддитивных технологий в машиностроении на примере изготовления лопаток турбины. Применение перспективного метода литья в силиконовые формы позволяет достичь высокой геометрической точности. Таким образом, силиконовые формы могут стать хорошим экономически эффективным решением для мелкосерийного или опытного производства деталей турбинных лопаток газотурбинного двигателя карьерных самосвалов.*

**Ключевые слова:** аддитивные технологии, классификация, 3D-печать, машины, порошки для аддитивных технологий, восковые модели, литье, карьерный самосвал.

## PROSPECTS FOR THE APPLICATION OF ADDITIVE TECHNOLOGIES IN MINING ENGINEERING

Tsvetkov V.N., Khazin M.L.

*The prospects for the development of additive technologies in mechanical engineering are examined using the example of manufacturing turbine blades. The use of a promising method of molding in silicone molds allows to achieve high geometric accuracy. Thus, silicone molds can be a good cost-effective solution for small-scale or pilot production of parts for turbine blades of a gas turbine engine for mining trucks.*

**Keywords:** additive technologies, classification, 3D printing, machines, powders for additive technologies, wax models, casting, mining trucks

### Введение

Нарастающая динамика добычи полезных ископаемых связана с увеличением масштабов мировой экономики и появлением новых технологий. Увеличение глубины карьеров и масштабов добычи приводит к увеличению грузоподъёмности карьерных самосвалов, что требует применения новых мощных силовых установок. Такой установкой для карьерных самосвалов может быть газотурбинный двигатель (ГТД) [1].

Основной частью ГТД является турбина, лопатки которой относятся к деталям сложной конфигурации со стенками переменной толщины (рис. 1).. Современные темпы развития промышленности диктуют выбор технологий производства, обеспечивающих наименьшие затраты и выполняемые в кратчайшие сроки. Из таких новых достижений можно отметить стремительное развитие аддитивных технологий.

Их сущность заключается в послойном построении изделий из порошкового материала на основе САД-модели, трёхмерная геометрия которой описывается в цифровом виде с помощью программ твёрдотельного моделирования (Solid Works, CATIA, ProE, AutoCAD) [2-4].

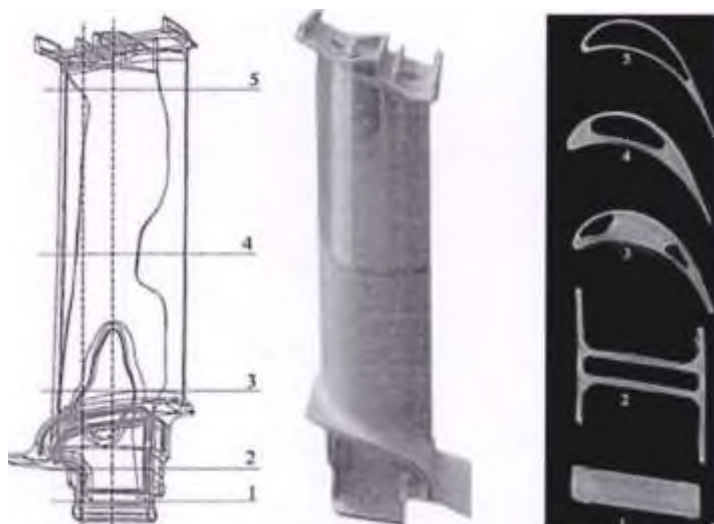


Рис.1. Полая рабочая лопатка турбины низкого давления [2]

Одним из наиболее важных моментов при проектировании рабочих лопаток турбин является минимизация массы, а также необходимость отстройки от резонансных частот. Лопатки турбин изготавливаются из жаропрочных сплавов методом литья по выплавляемым моделям. Точность полученных восковок определяет точность последующего получения металлических лопаток. Ключевую роль при изготовлении восковой модели играют следующие параметры: время заливки и выдержки, температура заливки и рабочее давление [5, 6].

В качестве примера рассмотрим лопатку турбины ГТД [6], которая изготавливается из жаропрочного сплава ЖС6У-ВИ на никелевой основе. Процесс производства состоит из следующих стадий:

- построение 3D модели в CAD системе Siemens NX;
- выращивание мастер-модели лопатки;
- изготовление силиконовой формы;
- заливка воска в силиконовую форму;
- покрытие восковок керамикой и удаление воска;
- заливка металла в керамическую оболочку.

Технологии быстрого прототипирования позволяют быстро и легко получить трехмерный физический объект по объемной модели детали в CAD системе. Модель лопатки изготавливается с использованием установки 3D принтера Objet350. Толщина слоя составляет 16 мкм. Перед созданием силиконовой формы, для исключения брака на этапе создания и выращивания мастер-модели, полученная мастер-модель контролируется на координатно-измерительной машине (КИМ) DEA GLOBAL Performance 07.10.07 при температуре 20 °С и относительной влажности 80 % [6, 7].

После заполнения полости соответствующим воском в условиях вакуума, получается точная копия модели. Силиконовая форма может выдержать около 80-100 отливок. Этот процесс намного дешевле, по сравнению с традиционным изготовлением пресс-форм [8, 9]. С использованием



принудительного обдува силиконовая форма остывает за 2,5 часа. Параметры заливки воска в силиконовую модель, такие как температура плавления, давление заливки, время выдержки и температура формы существенно влияют на точности получаемой восковки. Среди этих параметров, важнейшую роль в получении точных размеров играют температура заливки и время выдержки.

Полученные восковые модели собирают в блоки с литниково-питающей системой ёлочного типа. Заливка производится по стандартной технологии [10].

Анализ отклонений размеров полученных отливок от CAD модели производится с использованием КИМ DEA Global Performance. Данный вид измерения позволяет увидеть изменения геометрии пера лопатки, угол скручивания и отклонения от заданных параметров.

Технология изготовления силиконовых форм может быть использована для производства точных отливок, в условиях мелкосерийного или опытного производства, убирая необходимость изготовления формы на станке с ЧПУ [9].

Анализ стоимости и времени подготовки при производстве лопаток методом 3D прототипирования (силиконовые формы) и традиционного метода изготовления металлической литейной формы на обрабатывающем центре с ЧПУ приведен в таблице.

Таблица

Стоимость и время подготовки литья лопаток по выплавляемым моделям различными методами

Параметр	Силиконовая форма	Традиционный метод
Моделирование	7 дней	7 дней
Подготовка модели	2 дня	3 дней
Изготовление формы	1 день	4 недели
Количество мест	1	1
Общее время	10 дней	38 дней
Общая стоимость	23000 руб.	75000 руб.

### Выводы

Сравнение метода 3D прототипирования (силиконовые формы) и традиционного метода изготовления металлической литейной формы показал эффективность данного способа при производстве малых партий лопаток газотурбинных двигателей. У силиконовой формы есть ряд преимуществ перед традиционным методом, заключающиеся главным образом в меньшем времени подготовки и более низкой стоимости. В недалекой перспективе будут серийно производиться рабочие лопатки турбин полностью «напечатанные» на 3D принтере, выводя продукцию машиностроения на более новый качественный уровень.

### Список литературы

1. Тарасов П.И., Хазин М.Л., Фурзиков В.В. Перспективы применения энергосиловых установок на базе ГТД на карьерных самосвалах // Горная промышленность. 2018. № 1 (137). С. 49-51. doi.org/10.30686/1609-9192-2018-1-137-49-51.
2. Зленко М.А., Нагайцев М.В., Довбыш В.М. Аддитивные технологии в машиностроении // пособие для инженеров. М. ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» 2015. 220 с.
3. Rossi S., Puglisi A., Benaglia M. Additive manufacturing technologies: 3D printing in organic synthesis // ChemCatChem. 2018. Т. 10. №. 7. С. 1512-1525. doi.org/10.1002/cctc.201701619
4. Чемодуров А.Н. Применение аддитивных технологий в производстве изделий машиностроения // Известия ТулГУ. Технические науки. 2016. Вып. 8. Ч. 2. С. 210-217.
5. Темис Ю. М., Якушев Д. А. Оптимизация конструкции деталей и узлов ГТД // Вестник СГАУ. 2011. №3-1 с. 183-188.
6. Смуров И. Ю., Конов С. Г., Котобан Д. В. О внедрении аддитивных технологий и производства в отечественную промышленность // Новости материаловедения. Наука и техника. 2015. №2. С 11-22.
7. Васильев Б. Е., Магеррамова Л. А. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин // Вестник СГАУ. 2015. № 3-1. С. 139-147.
8. Prakash K. S., Nancharaih T., Rao V. V. S. Additive Manufacturing Techniques in Manufacturing-An Overview //Materials Today: Proceedings. – 2018. – Т. 5. – №. 2. – С. 3873-3882. doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.642
9. Flynn J. M., Shokrani A., Newman S.T., Dhokia V. Hybrid additive and subtractive machine tools—Research and industrial developments //International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2016. – Т. 101. – С. 79-101. doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2015.11.007
10. Дьячков В. Н., Баринов А. Ю., Никитин К. В., Применение аддитивных технологий в производстве литых изделий // Литейное производство. 2016. №5. С. 30-32.

УДК 622:658.562; 622.121; 622.142.1; 622.143.1

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Чишегоров Д.А.<sup>1</sup>, аспирант, Иванов С.Л.<sup>1</sup>, д.т.н., проф., Шибанов Д.А.<sup>2</sup>, к.т.н.

<sup>1</sup>Санкт-петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург

<sup>2</sup>ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова»

*Обосновывается анализ факторов, влияющих на отказы карьерного экскаватора. Классификация факторов и методы борьбы с ними будет иметь большое значение в горном машиностроении. В статье рассмотрен пример влияния различных факторов на механизм подъема электрического карьерного экскаватора. Благодаря заблаговременному выявлению наиболее влияющих факторов на карьерный экскаватор, появится возможность управлять жизненным циклом изделия и оптимизировать ТОиР под фактические условия и режимы эксплуатации.*

**Ключевые слова:** карьерный экскаватор, механизм подъема, факторы, износ.

## ESTIMATION OF THE INFLUENCE OF DETERMINING FACTORS ON THE WORKING CAPACITY OF THE LIFTING MECHANISM OF THE MINING EX- CAVATOR

Chishegorov D.A., Ivanov S.L., Shibanov D.A.

*The analysis of factors influencing the failures of a mining excavator is substantiated. The classification of factors and methods of dealing with them will have a great importance in mining engineering. The article considers an example of the influence of various factors on the lifting mechanism of an electric mining excavator. Thanks to the early identification of the most influencing factors on a mining excavator, it will be possible to manage the product life cycle and optimize maintenance and repair under actual conditions and operating conditions.*

**Keywords:** mining excavator, lifting mechanism, factors, wear.

Современный парк электрических экскаваторов, эксплуатируемых на горных предприятиях России, представлен моделями ЭКГ 20 и их модификациями – производства «ИЗ-КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова». Срок службы экскаваторов зависит от природно-технологических условий эксплуатации, от уровня технического сервиса, обеспечиваемого на конкретном предприятии, а также от соблюдения правил технической эксплуатации машин [1, 2]. При этом наибольшее количество отказов приходится на отказы механической части, а наиболее нагруженным является привод механизма подъема, здесь же наблюдают и большее количество отказов [3]. Загруженность механизма подъема в рамках рабочего цикла карьерного экскаватора ЭКГ-20, составляющего 27с при повороте на девяносто градусов, составляет практически 100% (рис. 1).

На рис. 1 представлены составляющие цикла функционирования экскаватора ( $T_{ц}$ ): 1 – разгон до скорости копания; 2 – копание; 3 – торможение загруженного ковша с породой; 4 – поворот с удержанием груженого ковша; 5 – разгон на спуск; 6 – удержание и опускание порожнего ковша; 7 – торможение после спуска; 8 – перемещение экскаватора к забою. Меха-

низ подъема находится под нагрузкой больше, чем механизм напора на 45 %, механизм поворота – на 30 % и механизм хода – на 85 %.

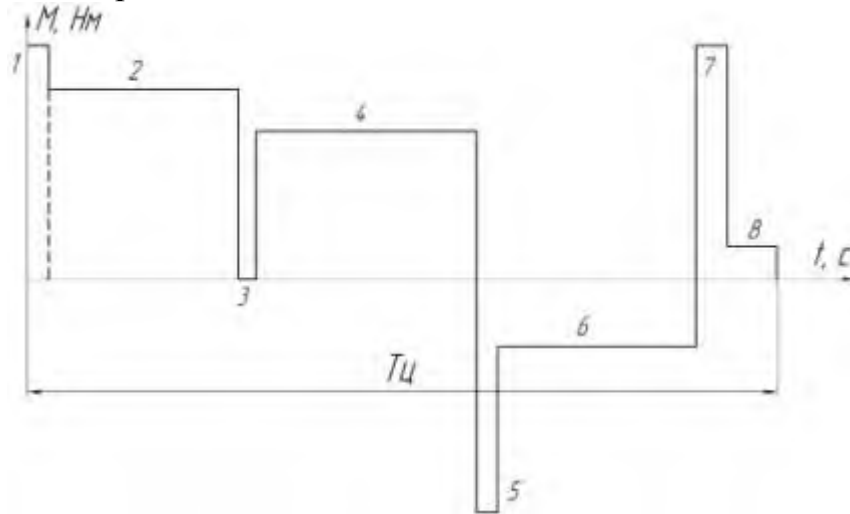


Рис. 1. Диаграмма подъема

На работу экскаватора влияет значительное количество факторов, каждый из них влияет по-разному на ресурс экскаватора и, в частности, на механизм подъема. Наиболее существенные из них, ведущие к интенсификации деградиционных процессов: возраст оборудования ( $K_d=1,02-1,9$ ), факторы горно-геологический ( $K_d=1,1-1,5$ ), погодно-климатический ( $K_d=1,01-1,11$ ), качества подготовки забоя ( $K_d=1,02-1,21$ ), управления экскаватором ( $K_d=1,2-1,9$ ), организационный ( $K_d=1,18-1,46$ ), стратегия технического обслуживания ( $K_d=0,89-1,13$ ), здесь  $K_d$  – коэффициент деградиционных процессов, определяемый как отношение наработки при варьировании влияющего фактора к номинальным значениям при нормальных условиях эксплуатации [4-9]. При этом, своевременное и качественное проведение ТОиР квалифицированным персоналом по документам корректно составленной нормативной ремонтной базы, способно поддерживать в работоспособном состоянии соответствующие системы, являясь антидеградационным фактором.

Структурная схема интенсивности расходования ресурса механизма подъема представлена на рис. 2. Не стоит забывать и о таких факторах, как искусственная среда функционирования трансмиссии (редуктора), в частности смазка, ее температура, наличие влаги и абразива, а также степень изнашивания, нагрузки, воспринимаемые редуктором и его элементов при работе, общее время эксплуатации, совершенная диагностика и мониторинг технического состояния, принятая система технического обслуживания и ремонта, качество исполнения ее положений и выполнения работ.

В результате различной интенсивности проявления тех или иных факторов, одинаковые образцы горных машин и, в частности экскаваторов, будут иметь различный уровень деградации и величину остаточного ресурса по истечении равного промежутка времени или наработки [7].



Рис. 2. Схема интенсивности расходования ресурса механизма подъема

При диагностике редуктора подъема следует обращать внимание на:

- увеличение содержания в масле сверх нормативов какого-либо металлов необходимо выполнить проверку зубчатых колес, шлицевых соединений и подшипников;

- значительное увеличение содержания в лубрикаторе кремния требует полной замены масла в редукторе, а при превышении 5 г/л (0,05%) металлических частиц, также влечет за собой замену масла;

- наличие меди в масле обусловлено применением подшипников с латунными сепараторами, при этом концентрация меди в масле до 0,1 г/л (0,01%) соответствует норме изнашивания. В подобных случаях необходимо выполнить замену масла и произвести осмотр подшипников и при необходимости их заменить.

Вместе с тем для сокращения внезапных отказов механической части целесообразно детально анализировать причины не регламентированных остановов [8].

Основной причиной изменения технического состояния редукторов является износ его элементов. В целях его своевременного обнаружения и сокращения незапланированных простоев целесообразно применять техническую диагностику. Для диагностики технического состояния редукторов экскаваторов применяются различные способы, в том числе:

- тепловые методы (контроль температуры, тепловизионная диагностика);

- метод диагностирования по герметичности рабочих объемов;

- диагностирование по параметрам виброакустических сигналов;

- методы, оценивающие состояние редукторов по физикохимическому составу отработавших эксплуатационных материалов (эмиссионный спектральный анализ масла, экспресс-анализ отработанного масла на загрязнение);

- ультразвуковая дефектоскопия.

В заключении можно сказать, что каждый фактор является деградиционным, и снижает ресурс как карьерного экскаватора, как в целом, так и механизма подъема в частности. Наиболее весомым фактором являются

эргатический фактор и возраст экскаватора. И лишь стратегия технического обслуживания может выступать в качестве, как деградиционным, так и антидеградационным фактора. Всё зависит от правильности выбора стратегии и системы технического обслуживания, корректности нормативной базы и качества проведения регламентных работ квалифицированным персоналом. Правильно сформированная структура и величина параметров ремонтного цикла карьерного экскаватора может снизить интенсивность расходования его ресурса и увеличить срок его службы.

### Список литературы

1. Интенсификация процессов экскавации горных пород / И.Ю. Иванов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2015.– № 3. – С. 94-100
2. Konstantin Anistratov. Digging up potential / Konstantin Anistratov, Taras Donchenko, Daniil Shibanov // World Coal. – 2018. – Vol. 27, № 7. –Р. 45-47.
3. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов / П.В. Иванова [и др.] //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) 2017, №7, С.51-58.
4. Русихин В.И., Кравченко В.М. Ремонтная технологичность карьерных механических лопат. М.: изд-во МГГУ, 2002. – 232 с
5. Князькина В.И., Иванов С.Л. Диагностика и продление срока службы трансмиссий карьерных экскаваторов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки 2019. Т. 25. № 2. С. 141-148. DOI: 10.18721/JEST.25211
6. Чишегоров Д.А., Шибанов Д.А. Влияние природно-техногенных и организационно-технических факторов на процесс износа механизма поворота карьерного экскаватора. Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых. 2020. Т. 1. С. 305-311.
7. Иванов С.Л. Оценка наработки карьерных экскаваторов перспективного модельного ряда в реальных условиях эксплуатации / С.Л. Иванов, П.В. Иванова, С.Ю. Кувшинкин // Записки Горного института. 2020. Т. 242. С. 228-233. DOI: 10.31897/PMI.2020.2.228
8. Хорешок А.А., Кудреватых А.В. О диагностике редукторов экскаваторов по фактическому состоянию на основе изменения температуры масла// [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2011. № 55. С. 234-245.
9. 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. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-12-41-3-19.

УДК 622.2

## ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ НА СДСУ

Штенин Е. А., Буянкин П. В.

Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

*Приведено описание опыта применения вибродиагностики для определения текущего состояния самоходной дробильно-сортировочной установки. Рассмотрены преимущества и недостатки данного способа диагностики.*

**Ключевые слова:** диагностика, вибродиагностика, горные машины, дробильная установка, надежность.

## EXPERIENCE IN THE USE VIBRODIAGNOSTIC OF SELF-PROPELLED CRUSHING AND SCREENING PLANT

Shtenin E. A., Buyankin P. V.

*A description is given of the use of vibrodiagnostic to determine the current state of the self-propelled crushing and screening plant. Advantages and disadvantages of this diagnostic method are considered.*

**Keywords:** diagnostics, vibrodiagnostics, mining machines, crushing machine, reliability.

Дробильно-сортировочные установки – это сложные технические устройства, представляющие из себя отдельные системы, в состав которых входят агрегаты, имеющие разные функциональные назначения и принцип действия [1]. СДСУ играют важную роль в технологической цепочке переработки угля, а именно в приеме, транспортировке, переработке (дроблении и/или сортировке) угля (рис.1).



Рисунок 1 – СДСУ QI441 производства Sandvik (Швеция)

Обслуживание СДСУ, как и большинства других горных машин, выполняется по системе планово-предупредительных ремонтов, которая имеет свои выраженные минусы. Так, система ППР не подразумевает использование диагностики для установления ресурса узлов, что влечет за собой отсутствие понимания у эксплуатирующего персонала текущего состояния оборудования. При такой системе отсутствует возможность своевременно

приобретать запасные части для ремонта узлов, ресурс которых приближается к истечению и, даже напротив, имеются нередкие случаи замены, как полностью исправного оборудования, так и оборудования имеющего устраняемые дефекты [2].

Снижение простоев оборудования, в том числе СДСУ, по техническим причинам является важным и необходимым направлением деятельности эксплуатирующих организаций. Данного эффекта можно достичь с помощью своевременной диагностики оборудования, способной выявить развивающиеся дефекты на ранних этапах и по итогам которой можно составить график ремонтов с достаточной базой запасных частей.

Контроль фактического технического состояния оборудования СДСУ и принятие решений о своевременности восстановительных работ возможно обеспечить с помощью методов неразрушающего контроля, технической диагностики, мониторинга работы основных узлов, контроля рабочей жидкости гидравлических машин и других составляющих.

Дефекты данного оборудования могут быть разнообразны. Некоторые из них проявляются еще на стадии изготовления на заводе, другие проявляются после неквалифицированного монтажа, третья группа дефектов – эксплуатационные, проявляющие себя уже в процессе работы оборудования. Среди наиболее часто встречающихся дефектов рабочего оборудования необходимо выделить следующие:

- дисбаланс вала;
- дефекты элементов соединительных муфт;
- расцентровка валопровода;
- ослабление посадки подшипников;
- разнообразные дефекты подшипников, нарушение их смазки;
- дефекты зубчатых передач в редукторах;
- нарушение жесткости системы.

Современный комплекс средств для проведения работ по вибродиагностике позволяет производить работы по оценке вибросигнала не только методами спектрального анализа, но и рядом других подходов – анализ огибающей, эксцесс и метод ударных импульсов являются весьма информативными и позволяют быстро получить достоверную информацию о состоянии подшипников качения [3].

В этой работе для оценки технического состояния приводов произведен анализ среднеквадратических значений параметров виброскорости и виброускорения амплитудно-частотной характеристики виброакустического сигнала в диапазоне частот 2–1000 Гц.

На подготовительном этапе вибродиагностики СДСУ QI441 производства Sandvik (Швеция) «Разреза «Виноградовского» было выявлено, что большинство потенциальных точек замеров вибрации недоступны для контроля. Это вызвано тем, что производитель данной модели для защиты узлов от разного рода внешних факторов, например, погодных осадков, вмешательства в работу посторонних лиц, попадания пыли и других пред-



метов, устанавливает на большинстве ответственных узлов корпуса. Защитные корпуса можно демонтировать только с помощью специальных ключей и устройств, что осуществимо только при отключенном приводе и выполняется, как правило, при ремонтных работах и обслуживании.

Также стоит отметить, что на данной модели СДСУ двигатель привода конвейера расположен на высоте более 2,5 м, что делает его недоступным для контроля без использования вспомогательных подъемных устройств (рис. 2).



Рисунок 2 – приводная часть главного конвейера СДСУ QI441

Таким образом, удалось выполнить контроль только одной точки, расположенной на левом (по направлению движения материала) подшипниковом узле вала роторной дробилки (рис. 3).



Рисунок 3 – Установка датчика на подшипниковом узле.

Спектральный анализ сигнала позволил выявить дисбаланс вала роторной дробилки, который может быть вызван неравномерным износом бил в связи с попаданием в камеру дробления металлического недробимого элемента (зуба экскаватора) (рис. 4).



Рисунок 4 – Спектр полученного сигнала

В связи с указанными выше фактами и анализом спектра сигнала, можно сделать вывод, что для вибродиагностики различных моделей СДСУ более подходящими могут являться стационарные комплексы, позволяющие получать показания в режиме реального времени [4]. Такая система могла бы устанавливаться внутри защитных корпусов на точках контроля и не требовала бы вмешательства человека при замерах вибрации, обеспечивая также и его безопасность.

### Список литературы

1. Лагунова Ю.А., Жиганов П.А., С.А. Червяков. Анализ передвижных дробильных установок по производительности, массе и энерговооруженности. г. Екатеринбург, – «Новые технологии», –2014, – 10с.
2. Ещеркин, П. В. Разработка методики диагностирования и прогнозирования технического состояния дизель-гидравлических буровых станков: дис. ... канд. техн. наук. – Кемерово, 2012. –149 с.
3. Герике Б.Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов. – В 2-х ч.: Ч.1. Мониторинг технического состояния по параметрам вибрационных процессов. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет, 1999. – 189 с.
4. Буйанкин П.В., Штенин Е.А. Обзор средств диагностирования оборудования мобильных дробильно-сортировочных установок. Россия молодая. Сборник материалов XII всероссийской, научно-практической конференции молодых ученых с международным участием. – Кемерово, 2020. 10302.1-10302.7 с.

УДК 338.32.053.4:004.9

## ФОРМИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПАРКА ТОРФОДОБЫВАЮЩИХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Яконовская Т.Б., доц., Жигульская А.И., доц.  
ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь

*Представлена структура информационной системы используемой на торфопредприятии ООО «Геоинвест», которая позволяет формировать структуру технологических машин и оборудования для добычи торфа с учетом технологических, геологических и экономических условий освоения торфяной залежи и ее отдельных участков.*

*Ключевые слова:* торфяные машины, парк торфяных машин, технологическая структура, информационная система.

## FORMATION OF THE TECHNOLOGICAL STRUCTURE OF THE PARK OF PEAT MINING MACHINES USING THE INFORMATION SYSTEM

Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I.

*Present the structure of the information system used at the Geoinvest LLC peat enterprise, which makes it possible to form the structure of technological machines and equipment for peat extraction, taking into account the technological, geological and economic conditions for the development of a peat deposit and its individual sections.*

*Keywords:* peat machines, park of peat machines, technological structure, information system.

Главным фактором для нейтрализации угрозы потери экономической безопасности торфодобывающего предприятия является мониторинг технического состояния комплексов торфяных технологических машин, а именно: отслеживание темпов износа и обновления парка оборудования, а также структуры и трудоемкости работ по сервисному обслуживанию торфяной техники [1-7]. Проведенные авторами исследования по организации технического сопровождения торфодобывающих производств и анализ взаимосвязей показателей работы комплексов торфяных машин и оборудования, связанный со временем их полезного использования, дали возможность разработать структуру информационной системы для обоснования оптимальных комплектов торфодобывающих машин. На базе такой информационной системы можно принять обоснованное решение по оптимальной структуре технологического парка торфяных комплексов. Результатом исследований авторов, выполненных в условиях торфяного предприятия ООО «Геоинвест» [8-13], по решению задачи оптимизации технологической структуры парка торфодобывающей техники совместно с организацией системы управления техническим состоянием стало повышение эффективности работы торфяного производства. Каждая торфяная машина в течение срока службы имеет присущие только ей качественные свойства, а также трендовую динамику рабочих показателей (рис. 1). По

этой причине любая единица торфодобывающей техники обладает присущим только ей оптимальным сроком полезного использования, то есть периодом времени, при котором обеспечивается максимальная полезность, выражаемая в максимальном объеме выполняемой работы (добыче торфа) при минимальных суммарных расходах на владение и эксплуатацию.

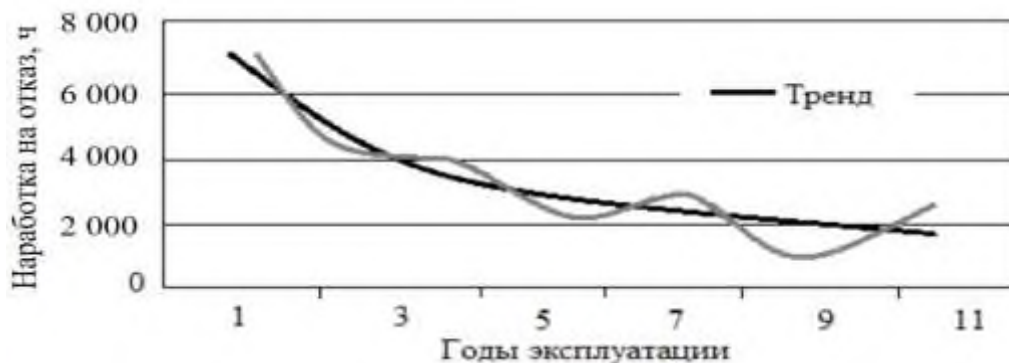


Рис. 1. Нарботка на отказ добывающей фрезерной машины за период его эксплуатации

При разработке модели оптимальной возрастной и технологической структуры парка торфодобывающей техники в процессе эксплуатации в условиях торфодобывающего производства следует решить важнейшую проблему, которая заключается в организации системы учета и управления информацией о работе эксплуатационных служб, учитывающей индивидуальные показатели работы торфодобывающих машин. Для поиска решения задачи учета и анализа оперативной информации об эксплуатации торфяных машин авторами разработана информационная система «Жизненный цикл торфяной техники», которая в первоначальном виде выглядит как база данных по имеющейся торфодобывающей технике в Access и встроенный в нее пакет электронных таблиц Excel [14].

Информационная система позволяет определить оптимальный срок службы торфяной машины, а результирующая электронная таблица отражает «Жизненный цикл торфяной техники», характеризующий техническое состояние торфяной машины на протяжении срока эксплуатации, машино-часы времени чистой работы, объемы работ по операциям технологического процесса добычи торфа и др. Исходной информацией для итоговой таблицы «Жизненный цикл торфяной техники» являются данные о количестве фактических и плановых машино-часов, отработанных конкретной торфяной машиной, о ее часовой и сезонной производительности, количестве простоев по различным причинам. Разработанная система (рис. 2) включает также формы для заполнения технико-экономических критериев, характеризующих доходы и расходы по эксплуатации торфодобывающих машин в течение срока службы и наработки часов на отказ следующим образом:

1. Нормативы затрат материалов на проведение регламентированных ТО, установленных заводом-изготовителем;

2. Ресурс узлов и агрегатов до первого капитального ремонта, трудоемкость ремонтов, затраты на ремонт, нормативные ресурсы до списания базовых узлов и агрегатов.



Рис. 2. Схема структуры информационной системы «Жизненный цикл торфяной техники»

Информационная система проводит мониторинг «жизни» конкретной торфяной машины по фактическим данным расходов на сервисное сопровождение и позволяет осуществить прогноз не только затрат на сервис, но и доходов от использования торфяной техники.

### Список литературы

1. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Экономические и инженерные аспекты нового оборудования и технология комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#) [Текст] / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Деп. в ГИАБ 30.01.2013, № 953/04-13
2. Михайлов А.В., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. [Оценка этапов жизненного цикла разработки торфяного месторождения](#) / Геология и минерально-сырьевые ресурсы Запада Восточно-Европейской платформы: проблемы изучения и рационального использования: матер. Межд. науч. конф., посв. 215-летию со дня рожд. И. Домейко, 31 июля – 03 2017 г. Минск / под ред. А.К. Карабанова. – Минск: [Государственное научное учреждение «Институт природопользования Национальной академии наук Беларуси»](#) 2017. С. 196-199.
3. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Новое оборудование и технологии комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#): учебное пособие / Тверской государственный технический университет. Тверь, 2016. (2-е изд., перераб. и доп.), 160 с.
4. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Зюзин Б.Ф. [Экономическая классификация способов разработки торфяного месторождения: рентный подход](#) // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 7. С. 318-323.
5. Комплексное использование торфяных и древесных ресурсов / Зюзин Б.Ф., и др. // Проблемы рационального использования природных ресурсов и устойчивое развитие Полесья: сб. док. Межд. науч. конф.: в 2-х томах., Минск, 14–17 сентября 2016 г. - Минск: Беларуская навука, 2016. С. 152-156.

6. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. Комплекс машин для добычи и переработки торфодревесного сырья // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. III Межд. науч.-практ. конф.: в 5 томах, 14–15 апреля 2015 г. Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: [Санкт-Петербургский горный университет](#) 2015. С. 76-79.
7. Жигульская А.И., Шамбер О.В., Яконовская Т.Б., Оганесян А.С. Модернизация комплексов машин для ресурсосберегающих технологий добычи торфодревесного сырья // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: матер. 11-й Межд. конф. по проб. гор. пром., строит. и энерг., 05–06 ноября 2015 г., Тула / под общ. ред. Р.А. Ковалева. – Тула: ТГУ, 2015. С. 96.
8. [Анализ эксплуатационных свойств торфяных машин и оборудования с целью выявления перспективных направлений их модернизации](#) / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., и др. // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2015. № 1. С. 66-70.
9. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Оганесян А.С. Предпосылки организации кластера сервисного сопровождения торфодобывающей техники в РФ / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVIII межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 02–03 апреля 2020 г., Екатеринбург / под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2020. С. 325-328.
10. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. [Методология управления техническим состоянием торфодобывающих машин и оборудования на примере фрезерного барабана БФТ-9](#) / Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018: сб. тез. межд. науч.-практ. конф., 12–13 апреля 2018 г., Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-петербургский горный университет, 2018. С. 105.
11. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Яконовский П.А. Анализ опыта использования различных стратегий ремонта торфяной техники на примере ООО ТЭК "Тверьрегионторф" // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVII Межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 04–05 апреля 2019 г. Екатеринбург / под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2019. С. 408-412.11.
12. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И. Современные проблемы и тенденции развития системы технической эксплуатации торфодобывающих машин // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020: сб. тез. VII межд. науч.-практ. конф., 23–24 апреля 2020 г. Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-петербургский горный университет, 2020. С. 419-421.
13. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Технологический парк торфоразработок России: проблемы структуры и износа // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017: сб. науч. тр. межд. науч.-техн. конф. 23–24 марта 2017 г. Санкт-Петербург / науч. ред. В.В. Максаров, В.В. Габов. – СПб.: [Санкт-Петербургский горный университет](#), 2017. С. 42-46.
14. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Оганесян А.С. [Управление структурой активной части основных фондов торфодобывающих предприятий с использованием информационной системы](#) / Актуальные вопросы теории и практики бухгалтерского учета и финансов: матер. II науч.-практ. конф., 28-29 апреля 2020 г. Тверь / под ред. В.Н. Кузнецова, А.Н. Бородулина. – Тверь: ТГТУ, 2020. С. 149-155.

УДК 662.271

## ПРОБЛЕМЫ И ТЕНДЕНЦИИ РЕМОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ В РАМКАХ ЦИФРОВОЙ ТРАНСФОРМАЦИИ ТОРФОДОБЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА

Яконовская Т.Б., доц., Жигульская А.И., доц.  
ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь

*Рассматриваются проблемы и современные тенденции в организации сервисного сопровождения и ремонта торфяных машин. Показан опыт использования цифровых и информационных технологий в процессах мелкого ремонта торфяного оборудования и «безлюдной» автоматизированной диагностики технического состояния торфяных машин в полевых условиях.*

*Ключевые слова:* ремонт, технический сервис, цифровизация, информационные технологии, запасные части, 3d печать, торфяная техника.

## PROBLEMS AND TRENDS OF REPAIR OF MACHINES AND EQUIPMENT IN THE FRAMEWORK OF DIGITAL TRANSFORMATION OF PEAT PRODUCTION

Yakonovskaya T.B., Zhigulskaya A.I.

*The problems and current trends in the organization of service support and repair of peat machines are considered. The experience of using digital and information technologies in the processes of minor repairs of peat equipment and "deserted" automated diagnostics of the technical condition of peat machines in the field is shown.*

*Keywords:* repair, technical service, digitalization, information technology, spare parts, 3d printing, peat technology.

Главными фундаментальными причинами, сдерживающими инновационную и инвестиционную привлекательность торфодобывающей отрасли на современном этапе ее развития являются: высокий процент износа технологических машин, а также, высокая стоимость торфяной техники и ее ремонта [1]. Ввиду наметившихся тенденций ухудшения горно-геологических и климатических условий разработки торфяных месторождений, вероятность поломок торфяной техники, различной степени сложности, резко увеличилась [2, 3]. Поэтому, для целей комплексной и экономически рациональной добычи ресурсов торфяных месторождений авторами предложено использовать универсальное, многофункциональное и мобильное торфодобывающее оборудование, описанное в работах [4-8], которое требует разработки специального сервисного сопровождения и новых принципов ремонта [9-14]. В структуре парка торфодобывающей техники большинства российских торфопредприятий более 50% приходится на долю технологических машин и оборудования иностранного производства и с каждым годом этот процент постепенно увеличивается [15]. Эта тенденция приводит к возникновению следующих проблем в организации службы ремонта и технического сервиса торфодобывающих машин: зависимость от иностранного поставщика запасных частей; высокая стоимость гарантийного ремонта и большие потери времени, связанные с про-

стоями торфодобывающей техники в ремонте. По этим причинам и вследствие развития идеи об импортозамещении некоторые российские производители наладили выпуск торфяной техники малыми сериями и под специальный заказ [13-15]. Активное внедрение информационных технологий в добывающих отраслях вызвало цифровую трансформацию не только в основных технологических горных процессах, но и в обслуживающих горных подразделениях к которым относится служба ремонта и сервисного сопровождения. Так, например, в организации сервисного сопровождения торфяных машин можно применить «безлюдную» технологию диагностики технического состояния. Усложнение конструкции торфодобывающей техники в связи с ухудшением геологических и климатических условий освоения торфяных месторождений, а также использование, в последнее время, селективных геотехнологий разработки торфяников и поиск экономически целесообразных стратегий развития торфопредприятий, привели к внедрению в конструкцию торфяных машин бортовых цифровых устройств позволяющих собирать и обрабатывать информацию о техническом состоянии машины в процессе ее эксплуатации и, тем самым, проводить автоматическую диагностику техники непосредственно в полевых условиях без отрыва от процесса производства. Такая «безлюдная» технология автоматического диагностирования торфяной техники позволяет существенно экономить время на проведении работ в рамках экспресс-сервиса, так как машина сама себя диагностирует и отправляет данные на пульт оператора, который принимает решение о ремонте и видах технического обслуживания. Развитие цифровой промышленной печати позволяет использовать 3d принтеры для печати мелких пластиковых деталей и защитных кожухов для торфяных машин, которые, затем, применяются в рамках проведения ремонта и оперативного устранения мелких поломок торфяного оборудования в полевых условиях. Так, например, на ремонтной базе предприятия «Торфяная компания» в г. Краснокамск с использованием технологии 3d печати ремонтируются лопастной элемент рабочего органа торфяной ворошилки (рис. 1), которые часто повреждаются и ломаются в течение сезона добычи [2, 4].

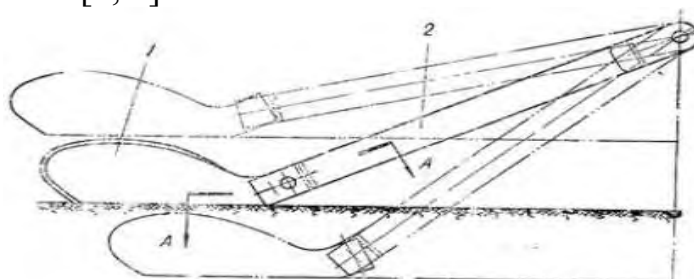


Рис. 1. Лопастной элемент рабочего органа торфяной ворошилки:  
1 – лопасть; 2 – тяга.

Ворошилка торфяная представляет собой групповой прицеп, перемещаемый колесным или гусеничным трактором (с двигателем мощностью не менее 55 кВт). К прицепу шарнирно присоединены ворошильные сек-



ции, оснащенные рабочими элементами – лопастями, захватывающими при движении торфяной ворошилки полосу торфа шириной 150 мм (рис. 2).



Рис. 2. Торфяная ворошилка после ремонта

Таким образом, применение информационных технологий и цифровых устройств позволяет оптимизировать процессы организации сервисных работ и операции мелкого ремонта торфяного оборудования.

### Список литературы

1. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Зюзин Б.Ф. Вопросы инвестиционной привлекательности торфяной отрасли // Современное состояние экономических систем: экономика и управление: сб. науч. тр. Межд. науч. конф., Тверь, 04–05 декабря 2018 г. / под общ. ред. Д.В. Розова, Г.Г. Скворцовой. Тверь: СКФ-офис, 2018. С. 139-142.
2. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Экономические и инженерные аспекты нового оборудования и технология комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#) [Текст] / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Деп. в ГИАБ 30.01.2013, № 953/04-13
3. Михайлов А.В., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. [Оценка этапов жизненного цикла разработки торфяного месторождения](#) / Геология и минерально-сырьевые ресурсы Запада Восточно-Европейской платформы: проблемы изучения и рационального использования: матер. Межд. науч. конф., посв. 215-летию со дня рожд. И. Домейко, 31 июля – 03 июля 2017 г. Минск / под ред. А.К. Карабанова. – Минск: Государственное научное учреждение «Институт природопользования Национальной академии наук Беларуси» 2017. С. 196-199.
4. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. [Новое оборудование и технологии комплексной безотходной добычи и переработки ресурсов торфяного месторождения](#): учебное пособие / Тверской государственный технический университет. Тверь, 2016. (2-е изд., перераб. и доп.), 160 с.
5. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Зюзин Б.Ф. [Экономическая классификация способов разработки торфяного месторождения: рентный подход](#) // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 7. С. 318-323.
6. Комплексное использование торфяных и древесных ресурсов / Зюзин Б.Ф., и др. // Проблемы рационального использования природных ресурсов и устойчивое развитие Полесья: сб. док. Межд. науч. конф.: в 2-х томах., Минск, 14–17 сентября 2016 г. - Минск: Беларуская навука, 2016. С. 152-156.
7. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б. Комплекс машин для добычи и переработки торфодревесного сырья // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. III Межд. науч.-практ. конф.: в 5 томах, 14–15 апреля 2015 г. Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-Петербургский горный университет 2015. С. 76-79.
8. Жигульская А.И., Шамбер О.В., Яконовская Т.Б., Оганесян А.С. Модернизация комплексов машин для ресурсосберегающих технологий добычи торфодревесного сырья // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строи-

тельства и энергетики: матер. 11-й Межд. конф. по проб. гор. пром., строит. и энерг., 05–06 ноября 2015 г., Тула / под общ. ред. Р.А. Ковалева. – Тула: ТГУ, 2015. С. 96.

9. [Анализ эксплуатационных свойств торфяных машин и оборудования с целью выявления перспективных направлений их модернизации](#) / Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., и др. // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2015. № 1. С. 66-70.

10. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Оганесян А.С. Особенности организации мобильного экспресс - сервиса торфодобывающей техники // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XV Межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 20-21 апреля, 2017 г., Екатеринбург / под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 414-417.

11. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Оганесян А.С. Предпосылки организации кластера сервисного сопровождения торфодобывающей техники в РФ / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVIII межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 02–03 апреля 2020 г., Екатеринбург / под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2020. С. 325-328.

12. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. [Методология управления техническим состоянием торфодобывающих машин и оборудования на примере фрезерного барабана БФТ-9](#) / Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018: сб. тез. межд. науч.-практ. конф., 12–13 апреля 2018 г., Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-петербургский горный университет, 2018. С. 105.

13. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Яконовский П.А. Анализ опыта использования различных стратегий ремонта торфяной техники на примере ООО ТЭК "Тверьрегионторф" // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XVII Межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека», 04–05 апреля 2019 г. Екатеринбург / под общ. ред. Ю.А. Лагуновой. – Екатеринбург: УГГУ, 2019. С. 408-412.11.

14. Яконовская Т.Б., Жигульская А.И. Современные проблемы и тенденции развития системы технической эксплуатации торфодобывающих машин // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020: сб. тез. VII межд. науч.-практ. конф., 23–24 апреля 2020 г. Санкт-Петербург / под ред. В.В. Максарова. – СПб.: Санкт-петербургский горный университет, 2020. С. 419-421.

15. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А. Технологический парк торфоразработок России: проблемы структуры и износа // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017: сб. науч. тр. межд. науч.-техн. конф. 23–24 марта 2017 г. Санкт-Петербург / науч. ред. В.В. Максаров, В.В. Габов. – СПб.: [Санкт-Петербургский горный университет](#), 2017. С. 42-46.

## **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 62.34

## СИНХРОНИЗАЦИЯ ПРИВОДОВ СПИРАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Д. В. Андреева студент, Г. Г. Кожушко профессор, д-р техн. наук  
Уральский федеральный университет (УрФУ)

*Спиральные конвейеры с легкостью решают проблему хранения и транспортирования грузов, а главным их достоинством является огромная экономия рабочего пространства.*

*Ключевые слова:* Спиральный конвейер, приводной барабан, модульная лента, синхронизация приводов.

## SYNCHRONIZATION OF SPIRAL BELT CONVEYOR DRIVES

**Andreeva D. V., Kozhushko G.G.**

*Spiral conveyors easily solve the problem of storing and transportation of goods, their main advantage is a huge saving of working space.*

*Keywords:* Spiral conveyor, drive drum, modular belt, drive synchronization.

Спиральным конвейером называется конвейер, имеющий винтовую транспортирующую поверхность. Бывают вибрационные спиральные конвейеры, бывают спиральные конвейеры с транспортирующей лентой.

Спиральные конвейеры используют для накопления и подъема/спуска транспортируемого груза.

Первую спиральную конвейерную систему с низким натяжением ленты (Lotension Spiral Conveyor System) и металлической поворотной лентой для нее запатентовала всемирно известная американская компания Ashworth в 1967 г., поэтому иногда такой тип спиральных конвейеров называют «Лотеншэн».

Первоначально все спиральные конвейеры были с полностью металлической поворотной лентой. По мере бурного развития химической промышленности стали появляться высококачественные модульные пластиковые ленты, на сегодняшний день рынок может предложить большой выбор конвейерных лент различных типов, например, Habasit, Ashworth, Costacurta, KVP и т.д.

Достоинствами спиральных конвейеров являются: возможность организации непрерывного технологического процесса, большая рабочая длина, компактность, экономия полезной площади производственного помещения.

По конструктивному исполнению спиральные конвейеры разделяются на конвейеры с боковым и центральным приводом ленты.

В спиральном конвейере с боковым приводом ленты ее перемещение происходит от общего вертикального приводного вала, входящего в зацепление с внешними элементами ленты на каждом витке, при этом множество приводных узлов с неконтролируемой нагрузкой может приводить к частым поломкам. [5] Вместе с тем, можно спроектировать трассу любой

формы (овальной, спиральной, «восьмеркой»), что дает дополнительные преимущества при недостатке свободного пространства в производственном помещении.

В последнее время на предприятиях широкое распространение получили спиральные ленточные конвейеры с центральным приводом.

Общий вид такого конвейера показан на рисунке 1.

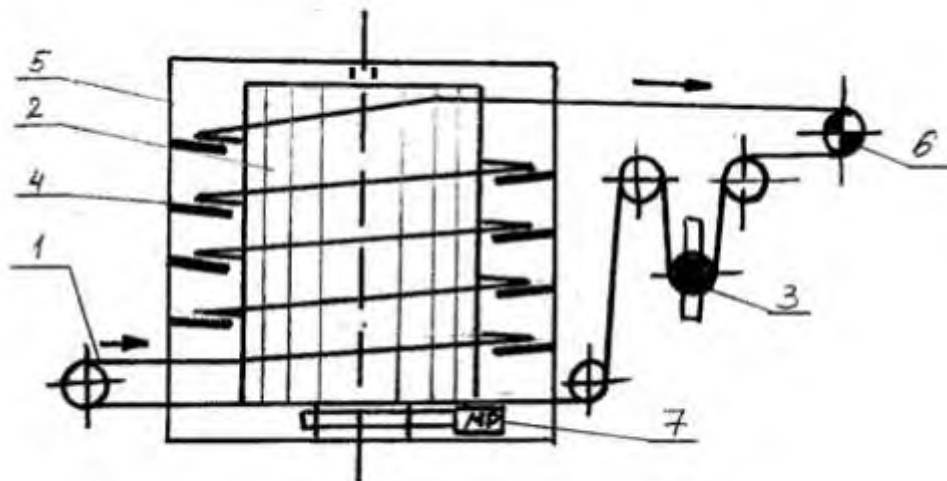


Рисунок 1. Конвейер с центральным приводом ленты

Основной привод 7 предназначен для вращения барабана 2, вспомогательный привод 6 и узел натяжения 3 обеспечивают необходимое усилие в ленте после сбегания с барабана основного привода.

Скорости приводов задаются двумя частотными преобразователями, которые включены по схеме: ведущий (барабан 6) → ведомый (барабан 2). Для изменения времени нахождения транспортируемого груза на конвейере, одновременно с изменением скорости барабана изменяется и скорость привода натяжения ленты (Overdrive system).

От конвейеров с боковым приводом ленты эта конструкция отличается меньшим количеством приводов (всего 2), отсутствием необходимости точной синхронизации и более высокой надёжностью, поскольку нагрузки в узлах прогнозируемы.

Конвейерная лента 1 набегаёт на приводной вертикальный барабан 2, выполненный в форме «беличьего колеса», плотно обхватывает его, и приводится в движение посредством фрикционного контакта внутреннего торца ленты с наружной поверхностью вращающегося приводного барабана. При этом величина натяжения ленты на входе определяется грузовым натяжным устройством 3. Узел натяжения предотвращает провисание и ослабление ленты на прямом и спиральных участках.

Нижняя поверхность ленты движется по винтообразным направляющим 4 прямого геликоида, закрепленным на опорной конструкции сборного обхватывающего каркаса 5. Каждый виток получает равномерное приводное усилие, вследствие чего натяжение ленты сводится к минимуму. Барабан вращается, немного опережая ленту, при этом чем больше опережение, тем меньше натяжение ленты. Отношение величины опережения на

каждом витке к шагу винтовой поверхности принято называть термином «относительное опережение»  $\mu$ . [3] Значение этого параметра в реальных конструкциях находится в пределах от 2 до 4. Настройка параметра  $\mu < 2$  приводит к ослаблению натяжения ленты на основной части и переходу движения ленты в неустойчивый режим, т.е. движению рывками. Если же настройка параметра  $\mu > 4$ , то проскальзывание оказывается слишком большим и на барабане возникает эффект самозатягивания. В этом случае возникает чрезмерное трение и износ ленты, а основная работа по перемещению ленты ложится на привод барабана  $b$  (ведомый). Таким образом, величина  $\mu$  не только определяет натяжение ленты, но и может перераспределять нагрузку между приводами. Поэтому неверный выбор опережения нередко приводит к преждевременному выходу из строя и приводов и ленты.

Оптимальное относительное опережение зависит от многих факторов: температуры, ширины и скорости ленты, количества витков и др. и на практике подбирается при настройке вручную. Контрольными параметрами являются натяжение ленты и загруженность двигателей. Для настройки спирального конвейера в переходных режимах следует задавать время ускорения при пуске и замедления при остановке.

Представляется целесообразным оценить составляющие мощности главного привода [1,2], затрачиваемые на:

- преодоление сопротивления движению модульной ленты с грузом по винтообразной направляющей

$$P_1 = 0,5(m_{\text{л}} + m_{\text{гр}})gf_{\text{лн}}(D_6 + b)\omega_6,$$

где  $m_{\text{л}}$ ,  $m_{\text{гр}}$  – масса ленты и груза, соответственно, кг;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $f_{\text{лн}}$  – коэффициент трения скольжения ленты по направляющей,  $D_6$ ,  $b$  – диаметр приводного барабана и ширина ленты соответственно, м;  $\omega_6$  – частота вращения барабана, ( $\text{с}^{-1}$ );

- подъем ленты и транспортируемого груза

$$P_2 = (m_{\text{л}} + m_{\text{гр}})gV_{\text{лн}}\text{tg}\alpha,$$

где  $V_{\text{лн}}$  – скорость движения ленты с учетом ее «пробуксовки» относительно приводного барабана, м/с;  $\alpha$  – угол наклона винтовой направляющей, град.

- потери в опорных узлах приводного барабана.

Спиральные конвейеры с центральным приводом являются перспективными транспортирующими устройствами с неоспоримыми преимуществами. Однако настройка их основных параметров происходит экспериментально и не всегда учитывает изменяемые внешние факторы (загруженность, скорость движения ленты, температуру и т.п.), поэтому эффективность этих конвейеров в основном зависит от квалификации обслуживающего персонала. Такой способ управления не отвечает современным требованиям на производстве и не соответствует уровню развития автоматизации на производствах.

Создание адаптивной автоматической системы управления спиральным ленточным конвейером будет способствовать дальнейшему распространению и развитию подобных устройств в разных отраслях промышленности.

### **Список литературы**

1. Спиваковский А.О. Дмитриев В.Г. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров. М.: «Наука», 1977. 654 с.
2. Кожушко Г. Г., Лукашук О. А. Расчет и проектирование ленточных конвейеров: учебно-методическое пособие. Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2016. 232 с.
3. Андреева Д.В., Кожушко Г.Г. Особенности эксплуатационных режимов спиральных ленточных конвейеров. (Екатеринбург, 2020 год)
4. signal-pack.com URL: <https://www.signal-pack.com/>
5. lipsia.ru URL: <http://www.lipsia.ru/>

УДК 621.85.052

## О СКОЛЬЖЕНИИ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Казаченко Г.В., Нагорский А.В., Басалай Г.А.

Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь

*Исследованы закономерности взаимодействия плоской ленты с ведущим барабаном ленточного конвейера с целью определения скорости скольжения ленты относительно контактной поверхности барабана. В основу подхода к теоретическому описанию явления положена аналогия проскальзывания ленты по контактной поверхности барабана с буксованием колесного движителя по опорной поверхности, более изученным в этом аспекте. Полученные численные результаты исследования проиллюстрированы графически. Обсуждаются теоретическая и практическая ценность полученных результатов, перспектива и направление дальнейшего развития исследований, преследующих цель совершенствования методики проектного расчета ленточных конвейеров и повышения эффективности их практического использования.*  
**Ключевые слова:** конвейер ленточный, лента, барабан, коэффициент буксования.

### ABOUT SLIPPING CONVEYOR BELTS

Kazachenko G.V., Nahorski A.V., Basalai R.A.

*The regularities of the interaction of a flat belt with a driving drum of a conveyor belt are studied in order to determine the sliding speed of the belt relative to the contact surface of the drum. The approach to the theoretical description of the phenomenon is based on the analogy of slipping the tape along the contact surface of the drum with the slipping of the wheel propulsion on the supporting surface, more studied in this aspect. The obtained numerical results of the study are illustrated graphically. The theoretical and practical value of the results obtained, the perspective and direction of further development of research aimed at improving the methodology of design calculation of belt conveyors and increasing the efficiency of their practical use are discussed.*  
**Keywords:** belt conveyor, belt, drum, slipping coefficient.

**Введение.** Ленточные конвейеры широко распространены в добывающей и перерабатывающей отраслях горной промышленности, что обусловлено их высокой производительностью, способностью к перемещению горной массы на достаточно большие расстояния, простотой конструкций, надежностью и долговечностью. В связи с этим задачи совершенствования конструкций и методов проектного расчета ленточных конвейеров продолжают оставаться актуальными и в настоящее время. В круг таких задач входят создание надежных методов проектного расчета конструктивных и режимных параметров ленточных конвейеров, внедрение систем автоматизированного проектирования, использование современных материалов и прогрессивных технических решений.

К числу перечисленных задач относится известная и многократно рассмотренная задача о взаимодействии ленты с ведущими барабанами ленточного конвейера. Классическое решение этой задачи построено на использовании формулы Л. Эйлера, выведенной для случая скольжения нерастяжимой гибкой нити по неподвижной цилиндрической поверхности. Эта формула положена в основу современных методик расчета тяговых усилий на ведущих барабанах ленточных конвейеров [1, 2] и обычно представляется в виде (рис. 1):



$$S_1 = S_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}, \quad (1)$$

где  $S_1$  – натяжение ленты при ее набегании на ведущий барабан;  $S_2$  – натяжение ленты со стороны ее схода с ведущего барабана;  $e$  – основание натурального логарифма;  $f$  – коэффициент трения между лентой и ведущим барабаном;  $\alpha_k$  – угол обхвата лентой приводного барабана.

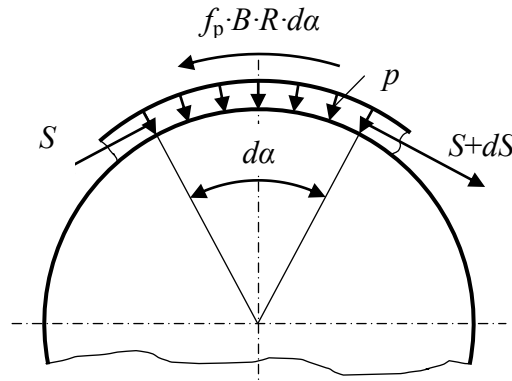


Рис. 1. – Схема силового взаимодействия ленты с ведущим барабаном:  
 $p$  – нормальное давление между лентой и барабаном;  
 $R$  – радиус барабана;  $B$  – ширина ленты

Несмотря на то, что Эйлер не рассматривал в своей работе скольжение ленты конвейера по барабану, предложенное им решение соответствует условиям равновесия ленты на барабане. Реальные же условия силового взаимодействия ленты и приводного барабана конвейера отличаются от условий Эйлера, так как в них не учитываются конечные размеры и масса ленты, момент, необходимый для ее изгиба, а также центробежная сила инерции [3 – 6].

Одной из наиболее сложных задач расчета параметров взаимодействия ленты с ведущими барабанами является задача определения скольжения ленты и выбора наиболее экономичных режимов его работы в отношении тягового коэффициента полезного действия. Необходимо отметить хорошо известный факт наличия скольжения ленты по барабану при устойчивом режиме работы конвейера. Объяснению этого факта и способов его учета в расчетах посвящено значительное количество теоретических и экспериментальных исследований.

Цель работы – разработка метода определения среднего значения скорости скольжения ленты по поверхности приводного барабана, позволяющего учесть зависимость скорости скольжения от конструктивных параметров, упругих и триботехнических свойств пары трения, величины передаваемого окружного усилия.

**Методика и результаты исследования.** Исследование скольжения ленты по барабану в данной работе рассматривается на основе схемы взаимодействия двигателя мобильной машины с несущим основанием,

стремящихся к проскальзыванию относительно друг–друга [7, 8]. Рассматривая ведущий барабан как колесо, стремящееся проскользнуть относительно неподвижной ленты, развернутой по поверхности контакта в плоскость (моделирующей опорную поверхность) приходим к схеме, представленной на рисунке 2.

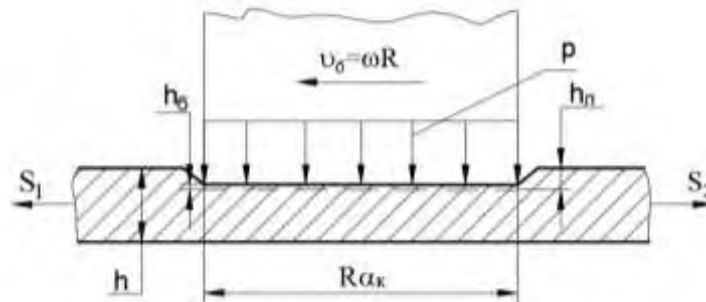


Рис. 2. – К определению параметров взаимодействия ленты с барабаном

Относительную скорость скольжения ленты по поверхности барабана согласно рисунку 2 можно оценить при помощи коэффициента буксования:

$$\varepsilon = \frac{\omega \cdot R - v_{л}}{\omega \cdot R}, \quad (2)$$

где  $\omega$  – угловая скорость барабана;  $R$  – радиус барабана;  $v_{л}$  – окружная скорость ленты.

В работе [8] показано, что коэффициент буксования может быть вычислен по формуле:

$$\varepsilon = \frac{k_v \cdot \varphi_c}{k_v \cdot \varphi_c + \sqrt{1 - \varphi_c^2}}, \quad (3)$$

где  $k_v$  – коэффициент пропорциональности между скоростью ленты и относительной скоростью ее поперечной деформации, обусловленной давлением барабана;  $\varphi_c$  – коэффициент сцепления ленты с барабаном.

Коэффициент  $\varphi_c$  применительно к рассматриваемой задаче (рис. 2) может быть определен выражением

$$\varphi_c = \frac{S_1 - S_2}{f_c \cdot B \cdot R \cdot \int_0^{\alpha_k} p d\alpha}, \quad (4)$$

где  $f_c$  – коэффициент трения скольжения ленты по поверхности барабана;  $B$  – ширина ленты;  $\alpha_k$  – центральный угол контакта ленты с барабаном;  $p$  – давление между лентой и барабаном.

Из (3) видно, что при  $\varphi_c = 1$  коэффициент буксования  $\varepsilon$  также равен единице. Из этого следует, что скорость скольжения равна окружной скорости барабана. В этом случае разность натяжения ленты со сторон набега и сбегания ее с ведущего барабана согласно (4) будет выражаться:

$$S_1 - S_2 = f_c \cdot B \cdot R \cdot \int_0^{\alpha_k} p d\alpha. \quad (5)$$

Для вычисления интеграла в правой части соотношения (5) требуется определение вида функции  $p = p(\alpha)$ . В первом приближении можно принять, что  $f_c = \text{const}$ , тогда (4) принимает вид:

$$\varphi_c = \frac{S_1 - S_2}{f_c \cdot B \cdot R \cdot \int_0^{\alpha_k} p d\alpha}. \quad (6)$$

Для функции  $p(\alpha)$  могут быть сформулированы только некоторые условия, которым она должна удовлетворять:

$$p = 0, \text{ при } 0 > \alpha > \alpha_k; \quad S_1 - S_2 < f_c \cdot B \cdot R \cdot \int_0^{\alpha_k} p d\alpha. \quad (7)$$

Для экспериментального определения значений коэффициента  $k_v$  из (3) требуется постановка специальных опытов. В первом приближении, его значения теоретически можно оценить, опираясь на известные зависимости из теории упругости. Так как развертка поверхности контакта ленты с барабаном представляет собой прямоугольник, то можно воспользоваться формулами для определения деформаций ленты и барабана по нормали к контактной плоскости ленты и прямоугольного штампа [9]. В соответствии с принятой расчетной схемой (см. рис. 2)

$$h_{\text{л}} = \frac{P_{\text{ср}}}{E_{\text{л}}} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2}; \quad h_{\text{б}} = \frac{P_{\text{ср}}}{E_{\text{б}}} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2}, \quad (8)$$

где  $h_{\text{л}}$ ,  $h_{\text{б}}$  – нормальные к плоскости контакта деформации, соответственно для ленты и барабана;  $p_{\text{ср}}$  – среднее давление по контактной поверхности на ленту и барабан;  $E_{\text{л}}$ ,  $E_{\text{б}}$  – модули упругости материала ленты и барабана.

Поперечные деформации ленты и барабана в плоскости их контакта можно определить с помощью коэффициента Пуассона

$$\Delta B_{\text{л}} = \mu_{\text{л}} \varepsilon_{\text{л}} B_{\text{л}}, \quad \Delta B_{\text{б}} = \mu_{\text{б}} \varepsilon_{\text{б}} B_{\text{б}}, \quad (9)$$

где  $\mu_{\text{л}}$ ,  $\mu_{\text{б}}$  – коэффициенты Пуассона материала ленты и барабана;  $\varepsilon_{\text{л}}$ ,  $\varepsilon_{\text{б}}$  – относительные деформации соответственно ленты и барабана по нормали к их плоскости контакта;  $B_{\text{л}} = B_{\text{б}}$  – исходный размер ленты и барабана в зоне контакта.

Скорости деформаций ленты и барабана в плоскости, параллельной плоскости контакта, определяются:

$$v_{\text{л}} = \frac{\mu_{\text{л}} \cdot P_{\text{ср}}}{E_{\text{л}} \cdot t} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2}; \quad v_{\text{б}} = \frac{\mu_{\text{б}} \cdot P_{\text{ср}}}{E_{\text{б}} \cdot t} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2}, \quad (10)$$

где  $t = \alpha_k / \omega$  – среднее время контакта ленты с барабаном.

Коэффициент пропорциональности между скоростью ленты и относительной скоростью ее поперечной деформации из (3) с учетом (10) может быть выражен формулой

$$k_v = \frac{v_l - v_6}{\omega \cdot R} = \frac{p_{cp} \cdot B}{R \cdot \alpha_k} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2} \left( \frac{\mu_l}{E_l \cdot h_l} - \frac{\mu_6}{E_6 \cdot h_6} \right). \quad (11)$$

С учетом того, что  $E_6 \gg E_l$  (на несколько порядков), это выражение можно упростить:

$$k_v = \frac{\mu_l \cdot p_{cp} \cdot B}{E_l \cdot \mu_l \cdot R \cdot \alpha_k} \sqrt[3]{B(R \cdot \alpha_k)^2} \quad (12)$$

Полученное выражение (12) дает весьма приблизительное численное значение коэффициента  $k_v$ , но при этом представляет возможность оценить характер его влияния на коэффициент буксования  $\varepsilon$  (рис. 3).

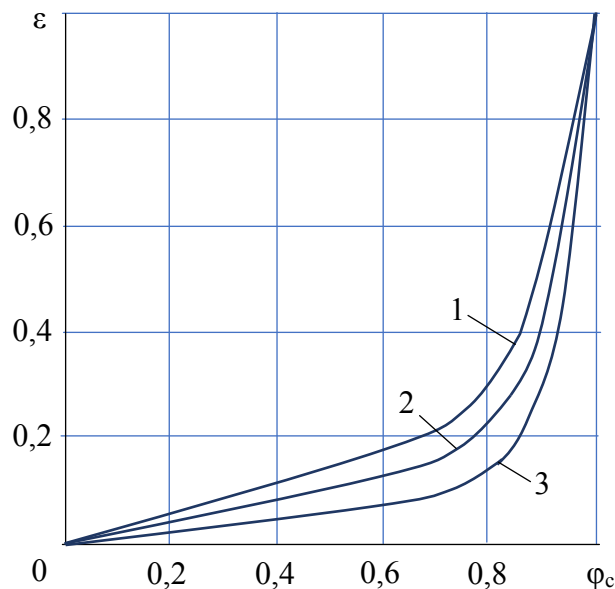


Рис. 3. – Зависимость относительной скорости скольжения (коэффициента буксования) ленты от коэффициента сцепления с барабаном для некоторых значений коэффициента  $k_v$ : 1 –  $k_v = 0,3$ ; 2 –  $k_v = 0,2$ ; 3 –  $k_v = 0,1$

**Заключение.** Предложен расчетный метод оценки скорости проскальзывания тягового органа ленточного конвейера относительно поверхности ведущего барабана. Установлена зависимость скорости проскальзывания от конструктивных параметров, упругих и триботехнических свойств пары трения, а также величины передаваемого окружного усилия. Полученные в работе результаты охватывают весьма небольшой круг задач, которые подлежат обязательному анализу с целью оценки эффективности принимаемых конструктивных технических решений при проектном расчете ленточного конвейера. В этой связи представляется перспективной постановка и разработка методов решения задач оптимизации конструк-

тивных и режимных параметров ленточных конвейеров с целью совершенствования их технических характеристик.

### Список литературы

1. Галкин, В.И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий – 2-е изд. / В.И. Галкин [и др.]. – М. : Изд-во Московского государственного горного университета «Горная книга», 2010. – 545 с.
2. Todkar, S. Design of Belt Conveyor System / S. Todkar, M. Ramgir, R. Tathwade // International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR). - 2018. Vol. 7- No 7, – P. 458-462.
3. Казаченко, Г.В. Передача потока энергии посредством трения между барабаном (шквивом) и лентой (ремнем). Часть 2. Общий баланс мощности / Г.В. Казаченко [и др.] // Горная механика и машиностроение. – 2016. – №3. – С. 77-82.
4. Федоров, С.В. Теория ременных передач с учетом уравнения энергетического баланса трения/ С.В. Федоров, Д.В. Афанасьев // Известия Самарского научного центра РАН. Т. 3 – 2011. – С. 77-82.
5. Пожелко, В.И. Силовые закономерности упруго-деформируемой ременной передачи / В.И. Пожелко // Извест. Челябинского научн. центра РАН. Вып. 3.– 2000. – С. 56-62.
6. Fedorko, G. Analysis of Force Rations in Conveyor Belt of Classic Belt Conveyor / G. Fedorko, V. Ivanko // International Journal of Procedia Engineering. – 2012. – No 48. – P. 123–128.
7. Опейко, Ф.А. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко. – Минск: Академия с/х наук БССР, 1960. – 228 с.
8. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.
9. Казаченко, Г.В. Взаимодействие опорных площадок ходовых устройств мобильных машин с несущим основанием / Г.В. Казаченко // Горная механика и машиностроение. – 2016. – №3. – С. 70-77.

УДК 629.353: 681.51

## АВТОНОМНЫЕ КАРЬЕРНЫЕ САМОСВАЛЫ

Хазин М. Л., профессор

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*Применение на карьерах самосвалов с автономными системами управления позволяет повысить безопасность и эффективность разработки открытым способом, уменьшить влияние человеческого фактора. Машине не нужен чистый воздух, хорошая видимость и перерыв на обед. Внедрение автономных перевозок означает для горной компании повышение производительности, уменьшения расхода топлива, снижение износа шин, сокращение расходов на техническое обслуживание и времени простоев техники, связанных с человеческим фактором.*

**Ключевые слова:** открытые горные работы, карьерный самосвал, автономное вождение, робототехника, ситуационная осведомленность, безопасность движения.

## AUTONOMOUS DUMP TRUCKS

Khazin M. L.

*The use of dump trucks with autonomous control systems in open pits makes it possible to increase the safety and efficiency of open cast mining, reduce the influence of the human factor. The car does not need clean air, good visibility and a lunch break. The introduction of autonomous transport means for the mining company to increase productivity, reduce fuel consumption, reduce tire wear, reduce maintenance costs and equipment downtime associated with the human factor.*

**Keywords:** open pit mining, dump truck, autonomous driving, robotics, situation awareness, traffic safety.

Карьерный автотранспорт в настоящее время и в ближайшем будущем останется наиболее распространенным методом транспортировки горной массы при открытой добыче. Однако этот вид карьерного транспорта является наиболее дорогостоящим [1]. Все современные карьерные самосвалы, оснащены дизелями мощностью 150–2600 кВт с турбонаддувом, которые создают значительный объем отработанных газов, токсичные составляющие которых оказывает большое влияние на здоровья персонала, а также снижают производительность добычи за счет увеличения перерывов вследствие повышения загазованности рабочей атмосферы карьеров [2]. Все эти факторы делают присутствие людей в зоне добычи полезных ископаемых достаточно проблематичным.

Наиболее слабое место карьерного самосвала (оно же и самое сильное) - это его водитель. В настоящее время многие компании-производители горных машин занимаются разработками и испытаниями автономных карьерных самосвалов. Ведущее место из них занимают БЕ-ЛАЗ, Komatsu, Caterpillar и КАМАЗ.

Движение карьерного самосвала в автономном режиме к месту разгрузки или погрузки обеспечивается системой спутниковой навигации GPS/Глонасс. Вследствие использования радаров, лидаров, ультразвуковых датчиков и оптико-электронной системы точность позиционирования

самосвала составляет до 1 см, что обеспечивает безопасность вождения машины в любое время суток и в различных погодных и климатических условиях. В процессе движения автономного самосвала отчет о дорожной обстановке и текущем состоянии систем управления поступает к оператору по беспроводной связи [3, 4].

В 2010 году ОАО «БЕЛАЗ» совместно с компанией ОАО «ВИСТ Групп» разработал дистанционно-управляемый карьерный самосвал грузоподъемностью 130 тонн, а в апреле 2018 г. был изготовлен опытный образец автономного (роботизированного) карьерного самосвала БелАЗ-7513R грузоподъемностью 136 т. Автономный самосвал может двигаться по заданному маршруту и “челночным ходом”, выполнять работы на участке: погрузка-дорога-разгрузка-повтор. Два самосвала БЕЛАЗ-7513R работают на разрезе Абаканский в Хакасии (холдинг ОАО «СУЭК»).

Корпорация Caterpillar выпустила свои первые шесть карьерных автономных самосвалов в 2013 году и с тех пор парк роботизированных машин вырос до 150 штук. На март 2019 года в серию роботизированных самосвалов входят Cat 789D, Cat 793F и Cat 797F грузоподъемностью, соответственно, 181, 227 и 363 тонн.

Корпорация Komatsu начала испытания автономных транспортных систем (Autonomous Haulage System - AHS) на медном руднике Codelco (Чили) в 2005 году [5]. Автономный карьерный самосвал Komatsu IAHV (2016 г.) имеет возможность движения “челночным ходом”, а отсутствие кабины позволило максимально использовать для кузова всю 15-метровую длину. Расположение в базе двигателя обеспечило минимальные дорожные свесы и перенос центра массы к средней части машины. Такое конструктивное решение уравнило коэффициент сцепления всех колес с дорогой как в порожнем, так и в груженом состоянии. В настоящее время Komatsu использует более 130 роботизированных самосвалов AHS, перевозящих разные грузы на шести горных предприятиях в Австралии, Северной и Южной Америке.

Автономные самосвалы Volvo FH транспортируют известняк из карьера норвежской горнодобывающей компании Brønnøy Kalk AS на участке длиной 5 км, включающем туннели, в близлежащий порт.

В начале 2019 года Китай представил свой автономный карьерный самосвал грузоподъемностью 110 тонн, рассчитанный на круглосуточную работу. Погрузка и разгрузка самосвала также осуществляются автономно.

Компании VIST Robotics (дочерняя компания Вист Групп), Cognitive technologies и ОАО “КАМАЗ” разработали роботизированный тягач КамАЗ 5350, а сейчас разрабатывают автономный КамАЗ на базе тягача Neo 5490.

В 2015 г. роботизированный автопарк Британской горно-металлургической корпорации Rio Tinto на железорудном руднике Западной Австралии составлял 69 самосвалов, которые к 2018 г. перевезли 1 миллиард тонн руды. За все время эксплуатации роботизированных самосвалов не было зафиксировано ни одной травмы [6].

Автономные самосвалы предлагают горнодобывающим компаниям ряд явных преимуществ. Машине не нужен чистый воздух, хорошая видимость и перерыв на обед. Несмотря на то, что водители-люди могут хорошо выполнять свою работу, автономные грузовики, работая 24 часа в сутки, постоянно проезжают заданный маршрут, не скучая, не уставая, не отдыхая и не ошибаясь. Во время рабочих циклов автономные самосвалы повторяют траектории движения с точностью до нескольких сантиметров, что позволяет экономить на ширине проезжей части, повышении угла подъёма, на площадке для разворота и на многом другом [4, 8]. Интеллектуальные системы способны заменить водителя на серпантинах горных разработок в трудных ситуациях, особенно после дождя и снега [3, 7, 9]. Устранение ошибок человека и регулярное обучение персонала повышают безопасность и производительность горного предприятия [7, 9].

Как показала практика, транспортировка горной массы автономными карьерными самосвалами повышает производительность на 15–20 %, уменьшает расход топлива и объем вредных выбросов на 10–15 %, снижает износ шин на 5–15 %, сокращает расходы на техническое обслуживание примерно на 8 % и повышает коэффициент использования автомобилей на 10–20 % с лучшей практикой вождения [3–5, 7].

Достижения в области технологий автоматизации предоставили горнопромышленным компаниям много новых возможностей по повышению безопасности и производительности труда, но также создали некоторые новые проблемы:

1. обучение персонала;
2. распространенное заблуждение относительно того, что можно просто заменить человека машиной и ничего не изменится. Технически это гораздо более сложная задача;
3. замена транспортных средств с ручным управлением на автоматизированные, повлияет не только на конструкцию машины, рабочую среду и процедуры, но также на ремонт и техническое обслуживание машин;
3. вопросы права. На данный момент пробелы в законодательстве не позволяют эксплуатировать автономную технику в некоторых условиях, например, при пересечении технологических трасс с дорогами общего пользования управление над роботом-самосвалом берёт на себя оператор.

### **Выводы**

Применение автономных самосвалов в горном деле это уже не далекая перспектива, а реальность сегодняшнего дня. Хотя автономные технологии все еще находятся в зачаточном состоянии, они продолжают развиваться и скоро наступит время, когда горнодобывающим предприятиям больше не потребуются присутствие людей-водителей в транспортных средствах, перевозящих руду, горную массу и другие материалы. Поэтому это направление сегодня является наиболее развивающимся и перспективным.



## Список литературы

1. Burmistrov K. V., Osintsev N. A., Shakshakpaev A. N. Selection of Open-Pit Dump Trucks during Quarry Reconstruction // *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 206. P. 1696-1702. doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.700
2. Хазин М. Л., Тарасов П. И., Фурзиков В. В., Тарасов А. П. Эколого-экономическая оценка использования карьерных самосвалов // *Известия вузов. Горный журнал*. 2018. № 7. С. 85-94. doi: 10.21440/0536-1028-2018-7.
3. Егоров А. Н. Роботизированный карьерный самосвал БЕЛАЗ грузоподъемностью 136 тонн // *Автомобильная промышленность*. 2016. № 11. С. 1-2.
4. Schoettle B., Sivak M. Potential Improvements in Safety and Efficiency with Autonomous Trucking. 2017. no. SWT-2017-19.
5. Uhlemann E. Active safety vehicles evolving toward automated driving [connected vehicles] // *IEEE Vehicular Technology Magazine*. 2015. Vol. 10. no. 4. P. 20-23. doi: 10.1109/MVT.2015.2481118
6. Tinto R. Rio Tinto improves productivity through the world's largest fleet of owned and operated autonomous trucks. 2014.
7. Walker S. Autonomy gradually gains momentum // *Engineering and Mining Journal*. 2014. Vol. 215. no. 1. P. 32-37.
8. Gölbaşı O., Dagdelen K. Equipment Replacement Analysis of Manual Trucks with Autonomous Truck Technology in Open Pit Mines // *Conference Paper (PDF Available)*, August 2017.
9. Brundrett S., Eng P. Industry Analysis of Autonomous Mine Haul Truck Commercialization. 2014.

УДК 622. 684

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

**В.В Фурзиков<sup>1</sup>, М.Л. Хазин<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> ООО «Уральский дизель-моторный завод»,

<sup>2</sup> Уральский государственный горный университет.

*Разработана математическая модель и методика, позволяющая прогнозировать основные параметры газопоршневого двигателя и проводить оптимизацию его экономических и экологических характеристик. Данная методика построена на экспериментальных данных ГПД малой мощности и может быть применена для исследований газовых двигателей большой мощности, предназначенных для установки на карьерные самосвалы.*

**Ключевые слова:** карьерные самосвалы; открытые горные работы; дизельное топливо; природный газ; экологическая и экономическая эффективность.

## IMPROVING QUALITY MINING DUMP TRUCKS

**V. V. Furzikov, M. L. Khazin**

*A mathematical model and methodology has been developed that allows predicting the main parameters of a gas piston engine and optimizing its economic and environmental characteristics. This technique is based on the experimental data of low-power gas-turbine engines and can be used for studies of high-power gas engines intended for installation on mining dump trucks.*

**Keywords:** dump trucks; open cast mining; diesel fuel; natural gas; environmental and economic efficiency.

Основным видом технологического транспорта при открытых горных работах является автомобильный с дизельными двигателями, которые имеют следующие недостатки:

- основной источником загрязнения рабочей атмосферы, что приводит к простоям производства [1], экономическим потерям горного предприятия, затратам на профилактику здоровья и лечение персонала [2];
- постоянное повышение цен на нефть на мировом рынке.

Для устранения указанных недостатков предлагается использование в качестве основного вида топлива – природного газа [3-6], имеющего следующие преимущества:

- более низкая стоимость по сравнению с нефтяным топливом;
- более высокая степень экологической безопасности при добыче, транспортировке, переработке, реализации и использовании.

Использование природного газа в качестве моторного топлива, при неизменной конструкции двигателя, приводит к снижению его мощности до 30 %, поскольку природный газ в смеси с воздухом горит только при его содержании от 5 до 15 % объёмных долей. Следовательно, для оптимального горения и соблюдения норм по токсичности отработавших газов необходимо поддерживать стехиометрическое соотношение топливной смеси, составляющее 9,53 для объёмных долей топлива и воздуха. В дизельном же двигателе топливо в цилиндр поступает через распылитель

форсунки уже на такте сжатия и это не влияет на объёмное наполнение цилиндра воздухом.

Целью проведенного исследования являлось определение зависимости среднего эффективного давления для газового двигателя от регулировочных параметров при достижении оптимальных экономических и экологических параметров.

В качестве данных для исследования взяли результаты стендовых испытаний газового двигателя КАМАЗ модели 820.60-260 (Евро-4) [7, 8].

В основу составления плана эксперимента положено ортогональное планирование на двух уровнях по каждому из факторов. Проводился дробный эксперимент с числом опытов  $2^3 = 8$ . При проведении экспериментов варьировали следующие факторы:  $P_k$  – давление перед впускными клапанами, кПа;  $\theta$  – угол опережения зажигания, градусы угла поворота коленчатого вала (п.к.в.);  $Y_{др}$  – степень открытия дроссельной заслонки, %, как оказывающие наибольшее влияние на исследуемые параметры двигателя, именно:  $P_e$  – среднее эффективное давление, МПа;  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч;  $NO_x$  – концентрация оксида азота в отработавших газах, ppm;  $CO$  – концентрация оксида углерода в отработавших газах, ppm;  $CH$  – концентрация несгоревших углеводородов в отработавших газах, ppm;  $T_{ог}$  – температура отработавших газов перед турбиной ТКР, °С.

После проведения экспериментов и вычисления соответствующих коэффициентов получены следующие уравнения регрессии в переменных и натуральных значениях:

$$\begin{cases} P_e = -1,38 + 0,007 \cdot P_k - 0,019 \cdot \theta + 0,064 \cdot Y_{др} \\ g_e = 356,5 - 0,43 \cdot P_k + \theta - 3,5 \cdot Y_{др} \\ NO_x = -1866 + 7,638 \cdot P_k - 22,56 \cdot \theta + 72,78 \cdot Y_{др} \\ CO = 237,25 + 1,43 \cdot P_k - 6 \cdot \theta + 10 \cdot Y_{др} \\ CH = 1006 - 2,48 \cdot P_k + 9,88 \cdot \theta - 23,75 \cdot Y_{др} \\ T_{ог} = 478,75 + 0,58 \cdot P_k - 2,63 \cdot \theta + 5 \cdot Y_{др} \end{cases} \quad (1)$$

Статистический анализ, проведенный с помощью критерия Стьюдента и  $F$ -критерия Фишера, показал, что все коэффициенты в уравнениях регрессии значимые, а полученные уравнения адекватны экспериментальным данным при 5 %-ном уровне значимости.

Для нахождения оптимальных параметров регулирования рабочим процессом газопоршневого двигателя решалась задача многокритериальной оптимизации при следующих граничных условиях:

1. достижение максимальной мощности должно обеспечить минимальное значение удельного расхода топлива;

2. наилучшими минимальными значениями удельного расхода топлива являются 210...220 г/кВт·ч [3];

3. для сохранения ресурса турбины турбокомпрессора температура отработавших газов перед турбиной не должна превышать 650 °С;

На основании полученных уравнений (1) решали следующую задачу:

$$\begin{cases} -1,38 + 0,007 \cdot P_k - 0,019 \cdot \theta + 0,064 \cdot Y_{др} \rightarrow \max \\ 356,5 - 0,43 \cdot P_k + \theta - 3,5 \cdot Y_{др} \leq 220 \\ 478,75 + 0,58 \cdot P_k - 2,63 \cdot \theta + 5 \cdot Y_{др} \leq 650 \\ 120 \leq P_k \leq 240 \\ 10 \leq \theta \leq 30 \\ 30 \leq Y_{др} \leq 100 \end{cases} \quad (2)$$

Решением системы (2) являются значения параметров:  $P_k = 120$  кПа,  $\theta = 20$  град. п.к.в.,  $Y_{др} = 30$  %, при которых целевой параметр  $P_e = 1,02$  МПа,  $g_e = 220$  г/кВт·ч,  $T_{ог} = 646$  °С,  $NO_x = 785$  ppm,  $CO = 589$  ppm,  $CH = 194$  ppm.

Полученное значение  $P_e = 1,02$  МПа соответствует величине мощности  $N_e = 220$  кВт (300 л. с.) двигателю модели 820.92-300 (Евро-5):  $N_e = 220$  кВт (300 л. с.),  $g_e = 209$  г/кВт·ч (расчетное значение –  $220 \pm 11$  г/кВт·ч).

Проведем предварительный анализ требуемой характеристики газопоршневого двигателя для карьерного самосвала БЕЛАЗ-75319 грузоподъемностью 240 т. В качестве примера рассмотрим дизельный двигатель производства ООО «УДМЗ» (г. Екатеринбург) 12ДМ-185А мощностью 1865 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1800 об/мин [9]. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали достаточно хорошее совпадение результатов расчетов с характеристиками реального двигателя MTU 16V4000 [10].

### Выводы.

Разработана расчетно-экспериментальная модель газового двигателя и методика, на основании которой возможно прогнозировать его основные параметры и проводить оптимизацию экономических и экологических характеристик. Показана возможность повышения эффективных параметров энергосиловой установки на базе газопоршневого двигателя для карьерных самосвалов большой грузоподъемности.

### Список литературы

1. Хазин М. Л., Тарасов П. И., Фурзиков В. В., Тарасов А. П. Эколого-экономическая оценка использования карьерных самосвалов // Известия вузов. Горный журнал. 2018. № 7. С. 85-94. DOI: 10.21440/0536-1028-2018-7-85-94.
2. Kachuri L., Villeneuve P. J., Parent M.-E., Johnson K. C. Workplace exposure to diesel and gasoline engine exhausts and the risk of colorectal cancer in Canadian men // Environmental Health. 2016. Vol. 15. No. 1. P. 4–16.
3. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 480с.

4. Марков В.А., Поздняков Е.Ф. Природный газ как наиболее выгодное моторное топливо // Автомобильная промышленность. 2017. №1. С. 11-15.
5. Тарасов П. И., Хазин М. Л., Фурзиков В. В. Природный газ – перспективное моторное топливо карьерного автотранспорта для районов Севера // Горная промышленность. 2016. № 6. С. 51–61.
6. Osorio-Tejada J.L., Llera-Sastresa E., Scarpellini S. Liquefied natural gas: Could it be a reliable option for road freight transport in the EU? // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 71. P. 785-795. DOI: org/10.1016/j.rser.2016.12.104.
7. Фурзиков В. В. Анализ влияния конструктивных факторов на образование вредных веществ в газовом двигателе // Строительные и дорожные машины. 2009. №12 С. 49-55.
8. Валеев Д. Х., Гатауллин Н. А., Малюга А. Г., Фурзиков В. В. Влияние конструктивных факторов на образование вредных веществ в газовом двигателе КАМАЗ // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 1. С.52-56.11
9. Боженков А. С., Ночвин И. Л., Мальцев В. В., Фурзиков В. В. и др. Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания. Патент России №157091, 2015. Бюл. № 32.
10. Дизельные двигатели MTU (Германия) [Электронный ресурс]. – URL: [https://www.powerunit.ru/accessories/diesel\\_engines/mtu/](https://www.powerunit.ru/accessories/diesel_engines/mtu/) (дата обращения: 15.02.2021).

УДК 622.73

## СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Хорошавин С.А.<sup>1,2</sup>, канд. тех. наук, Некрасова О.С.<sup>1</sup> магистрант  
<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург  
<sup>2</sup>ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет», г. Екатеринбург

*Приведен обзор способов повышения проходимости карьерных самосвалов, приведена зависимость давления на грунт от количества колес и давления накачки шины для карьерных самосвалов.*

**Ключевые слова:** карьерный самосвал, проходимость, расчет, давление на грунт

### METHODS FOR INCREASING THE CAPACITY OF DUMP TRUCKS

**Khoroshavin S.A., Nekrasova O.S.**

*An overview of ways to increase the passability of mining dump trucks is given, the dependence of the pressure on the ground on the number of wheels and the inflation pressure of tires for mining dump trucks is given*

**Keywords:** mining dump truck, cross-country ability, calculation, ground pressure.



Рис. 1. Карьерный самосвал БелАЗ 7528

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 (рис. 1).

Рамы таких самосвалов выполнены из двух секций, шарнирно соединенных между собой. В большинстве случаев конструкция такого соединения позволяет секциям не только складываться в горизонтальной плоскости, но и поворачиваться друг относительно друга. Благодаря этому уменьшаются нагрузки на раму при переезде через неровности, а во время движения постоянно сохраняется контакт колес с грунтом.

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].



Рис. 2. Карьерный самосвал WTW 220E с грузоподъемностью 220т



Рис. 3. Шарнирный рычаг карьерного самосвала

При необходимости использовать технику большей грузоподъемности на слабых грунтах рассматривается вариант применения многоопорных карьерных самосвалов (рис. 2). Такие самосвалы имеют шасси с большим количеством опор, при этом используются колеса небольшого диаметра, располагающиеся по несколько штук в ряд. Двенадцать из шестнадцати колес такого самосвала являются ведущими, трансмиссия самосвала электромеханическая [6]. Каждая колесная опора представляет собой шарнирный рычаг, который крепится к раме машины верхней частью с помощью поворотного круга [7]. Такая схема помогает снизить нагрузку на грунтовую поверхность, машина может передвигаться и по мягкому грунту. Кроме того, такой карьерный самосвал способен развернуться почти на месте. 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. 4). 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.

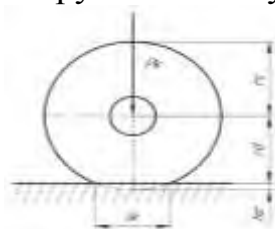


Рис. 4. Расчетная схема для определения площади пятна контакта

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]:

$$b_k = (0,65 \dots 0,75)B \quad (3)$$

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. 5 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.

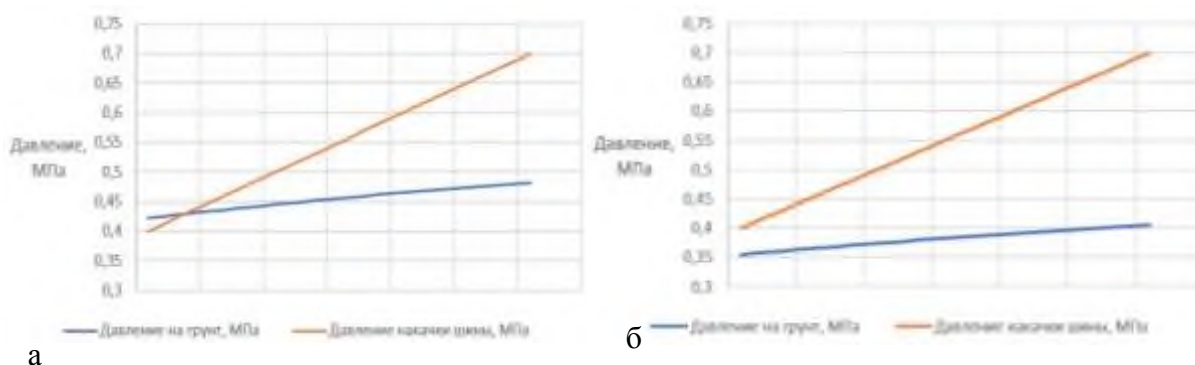


Рис. 5. Зависимость давления на грунт от давления накачки шин  
а) БЕЛАЗ-75130, б) карьерного самосвала с многоопорным ходом (восемь пар колес)

При увеличении количества колес нагрузка на одно колесо, диаметр и ширина колес уменьшается. Это приводит к уменьшению площади контакта колеса с дорогой. По результатам расчетов 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 применения карьерных самосвалов с многоопорным ходом на карьерах со слабыми грунтами ввиду их высокой стоимости и сложности технического обслуживания. Однако многоопорный ход мо-



жет найти применение при работе в стесненных условиях за счет высокой маневренности самосвалов с ним.

В работе дан обзор способов снижения давления на грунт повышения проходимости карьерных самосвалов. Рассмотрена зависимость давления на грунт от давления накачки шин. 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
- Петрушов, В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Соппротивление качению автомобилей и автопоездов, М. Машиностроение. 1975. – 223с.
2. Кнороз В.И. Автомобильные шины типа Ри РС, М.: Транспорт, 1964. - 44 с.
3. Комплекс специализированных транспортных средств для горных работ/ Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), 2009 57с
4. Баденков П.Ф. Разработка конструкции и исследование грузовых шин типа Р / Пневматические шины (исследование по проблеме повышения качества). - М.: Химия, 1969. - С.43-81.
5. 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.
6. Краткий автомобильный справочник /А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. - М.: ФЦ "Трансконсалдинг", НИИАТ, 1994. - 779 с.
7. Ларин В.В. Зависимости вертикальной деформации пневматических шин. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 12.
8. <http://www.mazda33.ru/st-014.html>
9. <https://zen.yandex.ru/media/id/5bec8a96cfec6100aea4cfa7/kitaiskaia-versiia-samosvala-belaz-5c5c7107e5f8e300b15fad84>
10. <https://francis-maks.livejournal.com/465123.html>
11. [https://tsk.igduran.ru/?page\\_id=811](https://tsk.igduran.ru/?page_id=811)

УДК 622.73

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ДВИЖЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Хорошавин С.А.<sup>1,2</sup> канд. тех. наук, Заборный М.В.<sup>1</sup> магистрант

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

<sup>2</sup>ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет», г. Екатеринбург

*Приведены результаты расчета времени движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией на базе ЭВМ с помощью языка программирования Visual Basic.*

*Ключевые слова:* карьерный самосвал, электромеханическая трансмиссия, расчет, ЭВМ, алгоритм.

## DETERMINATION OF THE MOTION TIME OF A CARRIER DUMP TRAIN WITH ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION

Khoroshavin S.A., Zaborniy M.V.

*The results of calculating the time of movement of a mining truck with an electromechanical transmission based on a computer using the programming language Visual Basic are given.*

*Keywords:* mining dump truck, electromechanical transmission, calculation, computer, algorithm.

В настоящее время доля перевозок автомобильным транспортом на карьерах России достигла 75% от всего объема транспортируемой горной массы. При этом в себестоимости полезного ископаемого транспортные расходы составляют её большую часть, поэтому снижение затрат на транспортирование является актуальной задачей. Для выявления возможности снижения рассматривается временная диаграмма рабочего процесса самосвала. Для определения времени рейса карьерного самосвала необходимо определить составляющие этого цикла – время погрузки, время гружёного и порожнего пробегов, а также время разгрузки. Время движения занимает основную часть времени рейса самосвала.

В большинстве случаев расчет проводится по классическим методикам, которые основаны на допущениях, упрощающих расчеты. Так, скорость на отдельных участках движения определяется как постоянная, а время, затрачиваемое на разгон и остановку самосвала, не учитывается. Нами разработана методика расчета времени движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией и программа для ЭВМ на языке программирования *Visual Basic*, учитывающая изменение скорости на участках транспортирования в зависимости от уклона, время при разгоне и торможении. Расчет параметров выполняется по заданной мощности привода.

Номинальный момент привода равен

$$M_n = N_{дв} / \omega_n \quad (1)$$

Максимальный момент привода определяется по коэффициенту допустимого увеличения момента по отношению к номинальному ( $K_n$  задается в пределах 1,8-2,5)

$$M_{\max} = K_{\Pi} \cdot M_{\text{н}} \quad (2)$$

Момент отсечки привода определяется через максимальный момент по задаваемому коэффициенту, который для механизма поворота может быть принят 0,9-0,95.

$$M_{\text{отс}} = 0,95 \cdot M_{\max} \quad (3)$$

Максимальная скорость вала несколько больше номинальной скорости двигателя (на 1-2 %)

$$\omega_{\text{хх}} = 1,02 \cdot \omega_{\text{н}} \quad (4)$$

Скорость отсечки привода определяется по максимальной скорости

$$\omega_{\text{отс}} = 0,95 \cdot \omega_{\text{хх}} \quad (5)$$

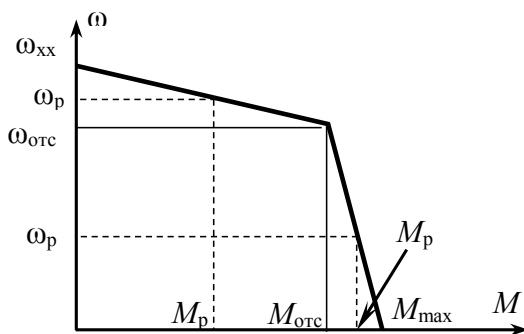


Рис 1. Статическая характеристика

$\omega_{\text{хх}}$  – скорость холостого хода,  
 $\omega_{\text{отс}}$  – скорость отсечки,  
 $M_{\max}$  – максимальный момент привода,  
 $M_{\text{отс}}$  – момент отсечки привода,  
 $\omega_{\text{р}}$  – текущее значение скорости при разгоне,  
 $M_{\text{р}}$  – текущее значение момента при разгоне.

При разгоне движущий момент меняется в соответствии с графиком статической характеристики (рис. 1). График состоит из двух участков, поэтому должен быть реализован двумя выражениями. Для вывода выражений расчета момента  $M_{\text{дв}}$  по текущему значению скорости в процессе разгона можно применить, например, метод подобия треугольников.

После преобразований будут получены два выражения для расчета движущего момента по скорости:

$$1) \text{ при } \omega_{\text{р}} \leq \omega_{\text{отс}} : M_{\text{дв}} = M_{\max} - (M_{\max} - M_{\text{отс}}) \cdot \omega_{\text{р}} / \omega_{\text{отс}} \quad (6)$$

$$2) \text{ при } \omega_{\text{р}} > \omega_{\text{отс}} : M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{отс}}(\omega_{\text{хх}} - \omega_{\text{р}})}{\omega_{\text{хх}} - \omega_{\text{отс}}} \quad (7)$$

где  $\omega_{\text{р}}$  - текущее значение скорости при разгоне.

### Выражения для расчета времени

Время движения включает в себя время разгона и торможения. При разгоне самосвала движущий момент привода меняется в соответствии с графиком статической характеристики (см. рис. 1), а при торможении привод развивает максимальный тормозной момент, направленный в противоположную относительно движения сторону. Сила трения качения, сопротивление воздуха препятствуют разгону, а при торможении - помогают торможению. В зависимости от участка пути будет проходить разгон, торможение или движение с постоянной скоростью.

Тяговое усилие при разгоне автомобиля имеет вид

$$F_t = M_{\text{дв}} \cdot \eta \cdot u/r \quad (8)$$

где  $M_{\text{дв}}$  – момент развиваемый двигателем, Нм;  $\eta$  – к.п.д. мотор-колеса;  $u$  – передаточное отношение мотор-колеса;  $r$  – радиус колеса карьерного самосвала, м.

Усилие, движущее самосвал

$$F_r = F_t - G \cdot \varphi \cdot \cos \alpha - S \cdot k \cdot V^2 \pm G \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

где  $F_t$  – тяговое усилие, Н;  $G$  – вес самосвала, Н;  $\varphi$  – коэффициент трения качения;  $S$  – лобовая площадь самосвала, м<sup>2</sup>;  $k$  – коэффициент обтекаемости;  $V$  – скорость движения самосвала, м/с;  $\alpha$  – уклон, град.

Скорость движения определяется из выражения:

$$dV = dt \cdot F/m \quad (8)$$

Выражение для расчета пройденного пути:

$$L = dV/dt \quad (9)$$

Время с начала разгона определится в процессе решения задачи при численном интегрировании выражения

$$T_p = \int dt \quad (10)$$

*Торможение самосвала*

Тормозное усилие самосвала при применении электродинамического торможения имеет вид

$$F_{tr} = \frac{M_{\text{дв}} u}{\eta r} \quad (11)$$

Общая останавливающая сила

$$F_o = -F_{tr} - G\varphi \cos \alpha - SkV^2 \pm G \sin \alpha \quad (12)$$

При повороте на транспортное средство действует поперечная сила инерции  $P_y$ . Для случаев установившегося движения поперечная сила инерции определяется по выражению [4]:

$$P_y = m \frac{V^2}{R} \quad (13)$$

где  $m$  – масса самосвала, кг;  $R$  – радиус поворота.

Результаты расчетов для БелАз 7513 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты расчетов

	Секунд	Минут
Время погрузки	244	4,1
<b>Время движения груженого</b>	<b>694</b>	<b>11,6</b>
Время разгрузки	90	1,5
<b>Время движения порожнего</b>	<b>316</b>	<b>5,3</b>
Общее время рейса	1343	22

На графике изменения скорости движения самосвала с грузом (рис. 4а) участки падения скорости соответствуют участкам движения под уклон с учетом ограничения скорости движения на поворотах. При движе-

нии самосвала без груза (рис. 4б) на спуске, при превышении максимально допустимой скорости движения в карьере, производится электродинамическое торможение. Первая часть графика соответствует движению самосвала на повороте с меньшей скоростью.

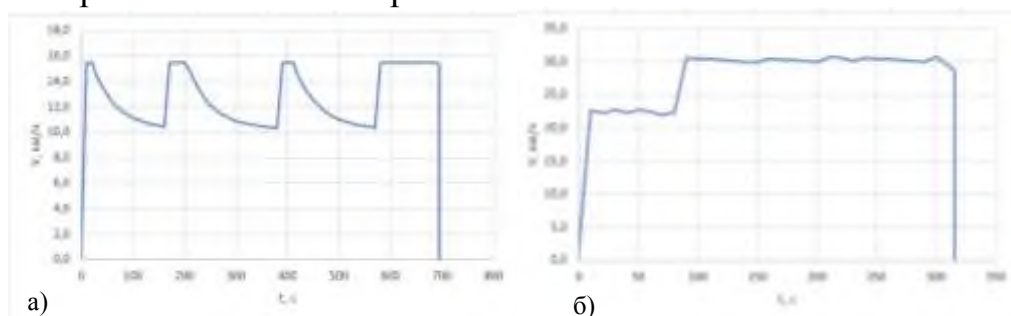


Рис 3. Графики изменения скорости движения при движении груженого (а) и порожнего (б) самосвала

**Вывод:** Разработанная методика расчета и программа для ЭВМ позволяют определить время движения карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией с учетом расстояния транспортирования, массы груза в кузове, углов подъема, поворотов и ограничения максимальной скорости движения.

### Список литературы

1. Шестаков В.С. Компьютерное решение задач расчета параметров горных машин. Учебное пособие. УГГГА, Екатеринбург, 2004. – 224 с.
2. Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Компьютерные технологии в проектировании. Ч. 1. Оптимизация поворотного механизма карьерного экскаватора прямая лопата: учебно-методическое пособие по дисциплине «Компьютерные технологии в проектировании». УГГУ – Екатеринбург, 2017. – 43 с.
3. Шестаков В.С., Хорошавин С.А. Компьютерные технологии в проектировании. Ч. 2. Оптимизация рабочего оборудования карьерного экскаватора прямая лопата: учебно-методическое пособие по дисциплине «Компьютерные технологии в проектировании». УГГУ – Екатеринбург, 2017. – 37 с.
4. Сурхаев Г. М., Мамакурбанов М. М., Абдуллаев М. Ш., Агапов Н. С. Определение статистических характеристик радиусов поворотов горных дорог и поперечных сил инерции, действующих на автомобиль на этих поворотах. Интернет-журнал «Науковедение» №3, 2014.

УДК 622.68:621.86.032

## УСТРОЙСТВО НИЖНЕГО ЗАГРУЗОЧНОГО ПУНКТА СКИПОВОГО КАНАТНОГО НАКЛОННОГО КАРЬЕРНОГО ПОДЪЁМНИКА

**Чендырев М.А.**

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела  
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

*В статье представлены результаты теоретической проработки нижнего загрузочного пункта скиповых канатных наклонных карьерных подъёмных установок. Приведены графики зависимости ёмкости перегрузочного пункта от различных параметров.*

**Ключевые слова:** Скиповая канатная наклонная карьерная подъёмная установка, специальные виды транспорта, доработка карьеров, канатный подъём, подъёмные машины.

## DEVICE OF LOWER LOADING POINT OF SKIP ROPE SLOPE QUARRY HOIST INSTALLATION

**Chendyrev M.A.**

*This article presents the results of the theoretical study of the lower loading point of the skip rope inclined quarry hoist installations. The graphs of the dependence of the capacity of the transfer station on various parameters are presented.*

**Keywords:** skip rope slope quarry hoist installation, special types of transport, completion of quarries, rope hoisting, lifting machines.

Одним из специальных видов карьерного транспорта является скиповая канатная наклонная карьерная подъёмная установка (СКНКП) [1-4]. В предлагаемой конструкции нижнего загрузочного пункта автосамосвалы предлагается разгружать в единый перегрузочный бункер, что позволит обеспечить непрерывность работы подъёмной установки и общую производительность карьера. Разгрузка происходит в один из скипов. Подбор ёмкости перегрузочного бункера является важной частью снижения стоимости перевозки. Недостаточная ёмкость бункера снизит производительность, а большая ёмкость увеличит металлоёмкость перегрузочного пункта и высоту переподъёма горной массы.

Точки разгрузки бункера разнесены из-за размеров скипов, направление разгрузки направлено в сторону борта карьера для снижения высоты падения горной массы в скип. Перегрузочный бункер имеет самофутеровку для снижения количества ремонтных простоев для замены футеровок. Центральная опора бункера расположена по центру бункера в промежутке между скипами.

Конструкция шахтных скипов плохо подходит для карьерных подъёмников – не смотря на лучший коэффициент заполнения скипа он будет иметь меньший максимальный размер куса горной породы, а, следовательно, будет требовать изменения технологии разработки для большего

измельчения породы. Поэтому для эксплуатации в условиях карьера форма скипа будет приближена к форме кузова самосвала [5].

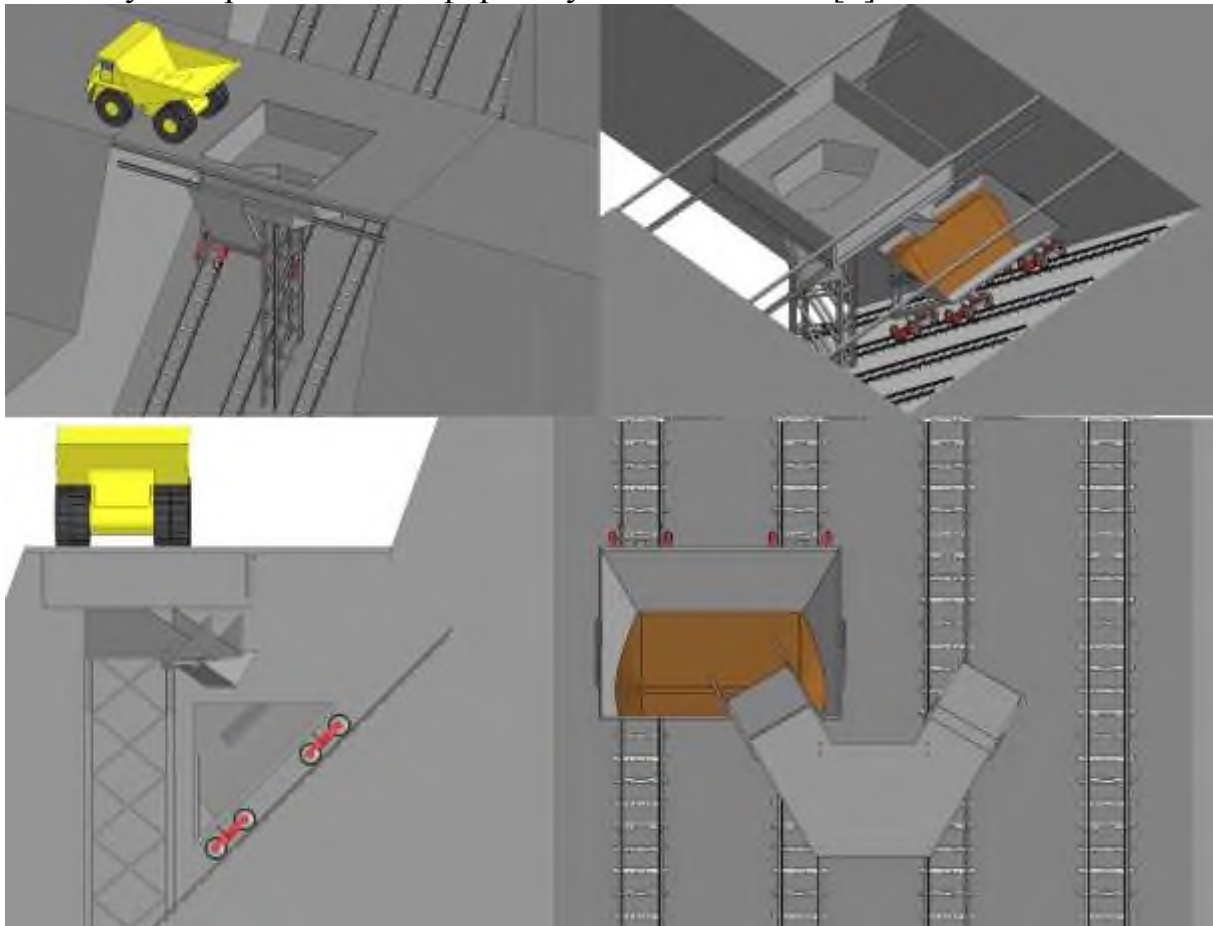


Рис.1. Схема устройства нижнего загрузочного пункта.

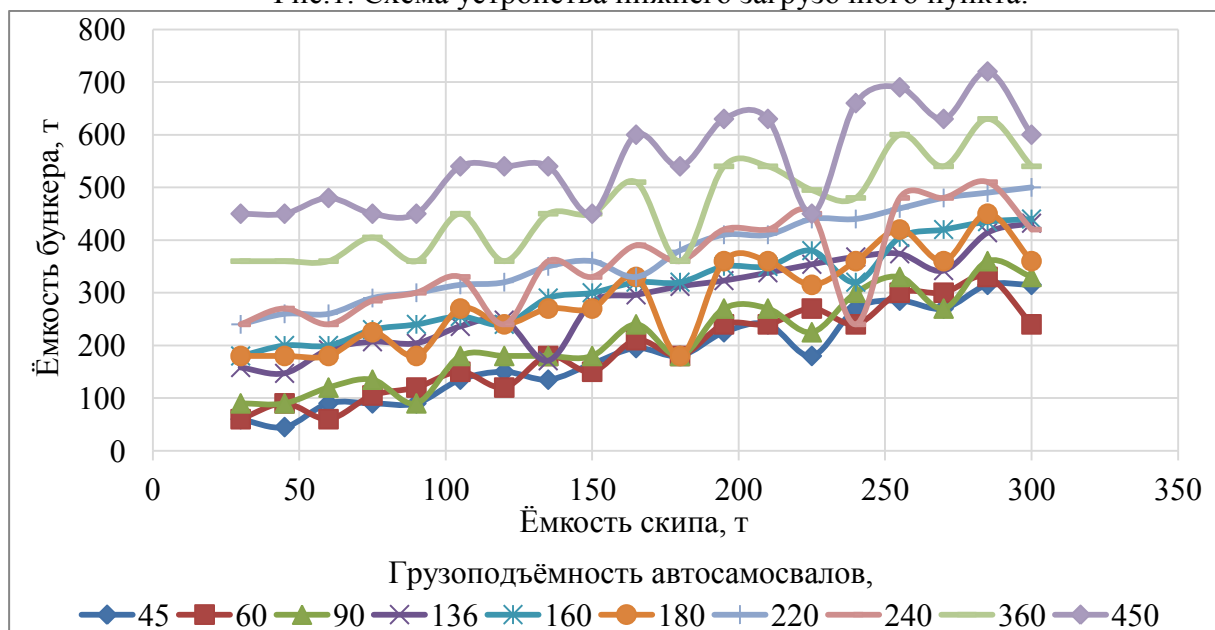


Рис.2. График зависимости рациональной вместимости бункера перегрузочного пункта от ёмкости скипа и грузоподъёмности автосамосвала

Как видно из графика на рисунке 2 с увеличением ёмкости скипа и грузоподъёмности автосамосвалов необходимая вместимость бункера перегрузочного пункта растёт, однако при кратности ёмкости скипа грузоподъёмности самосвала ёмкость бункера перегрузочного пункта снижается.

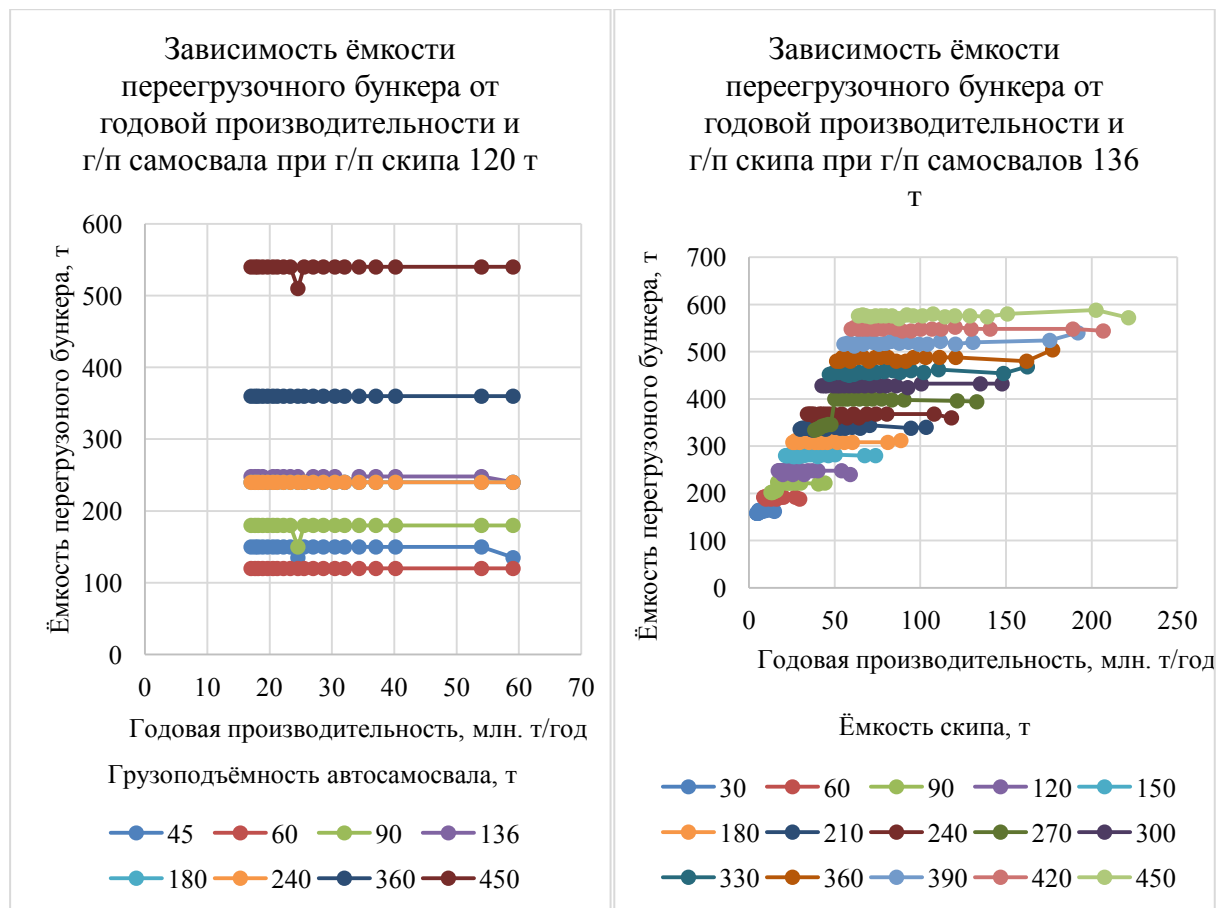


Рис.3. График зависимости ёмкости перегрузочного пункта от годовой производительности при  
а) ёмкости скипа 120 тонн б) грузоподъёмности автосамосвала 136 тонн

Как видно из графиков на рисунке 3 прямой зависимости ёмкости перегрузочного бункера от годовой производительности установки нет. Локальное снижение связано с кратностью ёмкости скипа и грузоподъёмности автосамосвалов.

### Резюме

В настоящее время предприятия всё чаще рассматривают альтернативные схемы транспортировки горной массы из карьера (для учета горно-технических особенностей карьеров) позволяющие снизить стоимость транспортирования, и таким решением может стать использование схем с использованием электроэнергии в качестве источника энергии. СКНКП является одним из возможных технологических решений этой задачи и



требует дальнейшей конструктивной и технико-экономической проработки.

Однако, как правило, стоимость оборудования в таких схемах больше за счёт необходимости перегрузки горной массы, поэтому необходимо снижение стоимости на всех этапах.

Анализ выявил, что минимальная ёмкость перегрузочного бункера будет достигаться при равном объёме скипа и автосамосвалов. Минимальный объём перегрузочного бункера равен максимальной из ёмкостей транспортных звеньев – скипа или автосамосвала, максимальный объём равен сумме ёмкостей этих подъёмных сосудов.

*Исследования выполнены в рамках Государственного задания №075-00581-19-00, тема №0405-2019-0005*

### Список литературы

1. М.В. Васильев. Устройство, опыт эксплуатации перспективы карьерного скипового подъёма // Горнорудное производство. Вопросы карьерного транспорта. 1975. – 172 с.
2. Васильев М.В. / Устройство, опыт эксплуатации и перспективы карьерного скипового подъёма // Горнорудное производство. Вопросы карьерного транспорта. - Свердловск, 1975, с 37-52
3. К.А. Долинин. Опыт проектирования и строительства на Сибайском карьере первого в СССР наклонного скипового подъёмника // Материалы к III всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту. – Свердловск, 1973. – С. 337-341.
4. Техничко-экономические параметры транспортирования горной массы из карьера автомобильным наклонным карьерным подъёмником / Чендырев М.А. Журавлёв А.Г. // Чёрная металлургия – 2018. - №1(1417). – с. 33-37
5. Franz Wolpers / Thyssenkrupp's Skip Way System offers an alternative // Engineering and mining journal – №1 2016, с 32-38.
6. С.М. Кубарев. Перегрузочные пункты карьерных наклонных скиповых подъёмников // Материалы к всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту II. – Свердловск, 1966. – С. 149-151.
7. Васильев, М.В. Комбинированный транспорт на карьерах / М.В. Васильев. - М.: Недра, 1975.
8. Повышение эффективности комплексов многоканатных подъемов с наземным расположением подъемных машин/ Ю.В. Попов – Екатеринбург, УГГУ, 2010. – 34 с.

УДК 629.1.03

## ГЕОСТАТИСТИКА КАК ИНСТРУМЕНТ ВЫБОРА ШАГА ШНЕКОВОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Шонохова Н. А., аспирант, Лукашук О. А., доцент, зав. каф.

Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина

*Особенностью шнековых движителей является прямая зависимость геометрических параметров от опорной поверхности. Предложенный вариант анализа характеристик исследуемой поверхности, а также относительного расположения впадин и бугров позволит эффективно выбрать угол подъема винтовой линии, а также высоты лопасти, так как данные параметры являются основными для шнековых движителей.*

**Ключевые слова:** шнековый движитель, мотор-колесо, геостатистика.

## GEOSTATISTICS AS A TOOL FOR SELECTING THE STEP OF THE SCREW PROPELLER

Shonokhova N. A., Lukashuk O. A.

*A feature of the screw propellers is the direct dependence of the geometric parameters on the supporting surface. The proposed version of the analysis of the characteristics of the studied surface, as well as the relative location of the pits and bumps, will effectively select the angle of rise of the helix, as well as the height of the blade, since these parameters are basic for screw propellers.*

**Keywords:** screw propeller, motor-wheel, geostatistics

Шнекороторный вездеход (шнекоход) – транспортное средство повышенной проходимости, движение которого осуществляется посредством шнекороторного (роторно-винтового) движителя. Конструкция движителя представляет собой два или более винта Архимеда из особо прочного материала, расположенных по бокам корпуса вездехода [1].

Особенностью шнековых движителей является то, что они имеют прямую зависимость геометрических параметров от опорной поверхности. В случае несоответствия параметров движителя шнек может прийти в технически непригодное состояние (критический износ винтовой спиральной ленты) или потерять эффективность (вплоть до пробуксовки на месте).

Чем больше площадь упорной поверхности винтовой пластины, тем больше тяговое усилие. На болотистых грунтах основной вид сопротивления движению у шнекороторных машин – сопротивление трения о грунт. Следовательно, при возрастании плотности грунта растет сопротивление трения.

Основными параметрами движителя (рис.1) являются [3]: диаметр цилиндра  $d$ , угол подъема винтовой спиральной ленты  $\beta$ , высота ленты  $h$ , шаг винтовой ленты  $t$ , длина движителя  $L$ , вес  $G$ , сила сопротивления движению  $P_f$ , величина тягового усилия  $P_k$ .

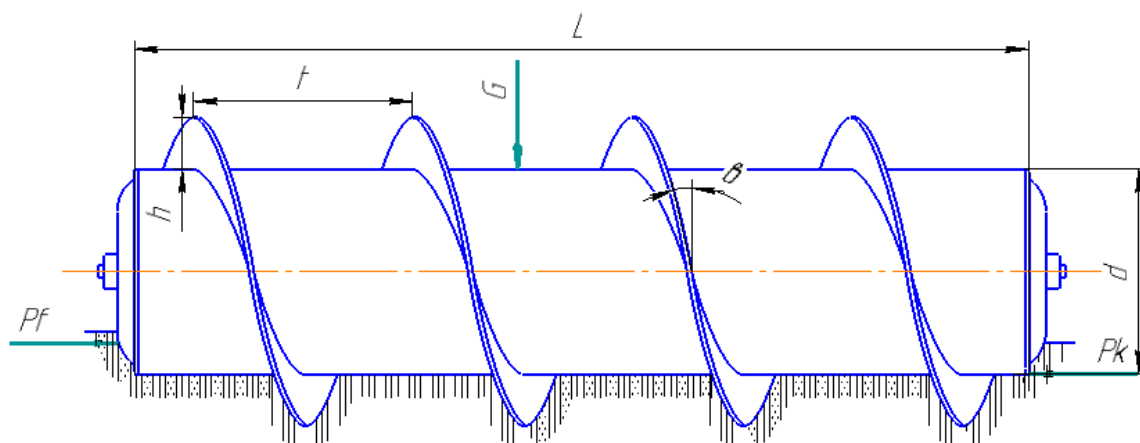


Рис.1 Основные параметры движителя

Угол подъема винтовой спиральной ленты является оригинальным параметром шнекороторного движителя. С увеличением угла подъема увеличивается скорость движения машины ввиду увеличения шага, однако по мере увеличения угла подъема падает величина тягового усилия. Это влияет на вероятность неустойчивого движения, значительно повышая ее. Поэтому диапазон подъема винтовой спиральной ленты для шнекороторных машин ограничен: от  $20^\circ$  до  $30^\circ$ , у скоростных вездеходов угол выбирают от  $30^\circ$  и выше [2].

В зависимости от поставленной задачи и типа местности можно выбрать значение угла подъема ленты таким образом, чтобы повысить эффективность машины в целом, а также снизить негативное влияние характеристик грунта на шнек. Для решения данной задачи необходимо использовать знания в области географии и статистики.

Геостатистика, как наука, изначально была связана со статистикой Земли в областях географии и геологии, теперь она включает в себя пространственную статистику. Таким образом с помощью геостатистики возможно провести анализ свойств поверхности близко расположенных точек.

Для предварительного анализа исследуемой поверхности можно воспользоваться современными средствами георазведки, например радиоуправляемым дроном. По результатам топографической съёмки возможно составить подробную план-схему поверхности, на которой будут отображены все впадины и бугры, а также расстояние между ними. Таким образом необходимо провести анализ поверхности, разделив её на плоскости  $1$  и составив уравнения кривой  $2$ , описывающих данную поверхность  $3$  (рис.2).

Уравнений, описывающих исследуемую поверхность, может получиться множество и все они будут различаться. Таким образом появляется задача: по какому принципу необходимо составить уравнение, которое наиболее точно опишет поверхность и поможет выбрать оптимальный шаг винтовой ленты. Необходимо все уравнения аппроксимировать синусои-

дой, то есть разбить на более простые функции и вычислить подходящую функцию в пределах допустимых отклонений.

Проведя ряд математических вычислений, мы получим функцию наиболее точно описывающую исследуемую поверхность, а значит сможем выбрать параметры шнекового движителя таким образом, чтобы высота и шаг винтовой спиральной ленты были ответными для полученной функции для наиболее быстрого и эффективного преодоления препятствий в виде бугров и впадин.

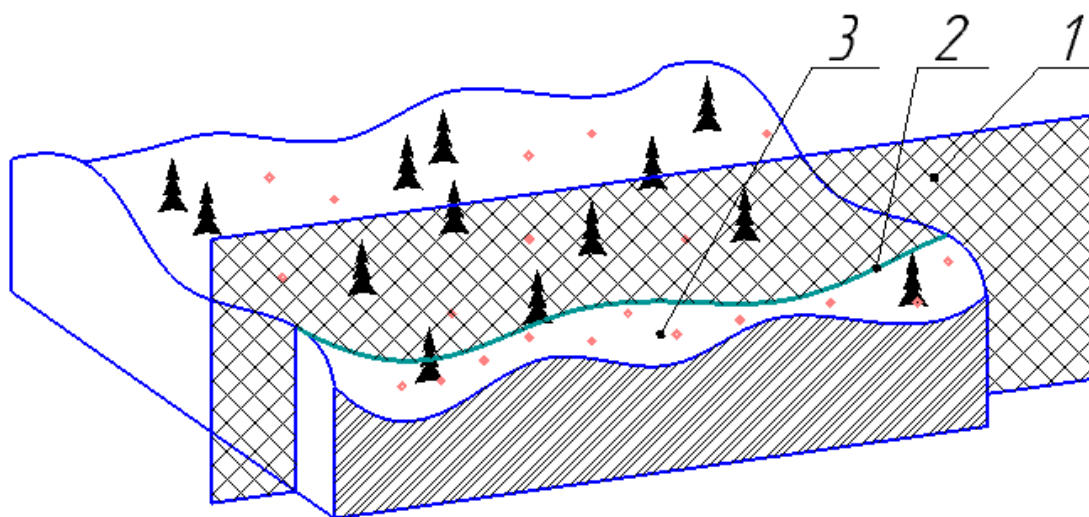


Рис.2 Схема расположения плоскостей и поверхность, образующих кривые

В заключение можно отметить, что, зная характеристики исследуемого местоположения, а также относительное расположение впадин и бугров, можно определить не только оптимальное значение шага шнека, а также высоту лопасти, что позволит повысить эффективность машины и снизить негативное влияние со стороны грунта на движители.

### Список литературы

1. Глаголев С. Н. Строительные машины, механизмы и оборудование [Электронный ресурс] : учеб. пособие / С. Н. Глаголев. — Москва : Директ-Медиа, 2014. — 396 с.— Режим доступа : <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=235423>
2. Николаев А.Ф., Куляшов А.П Роторно-винтовые амфибии : — Горький : Волго-Вятское изд-в, 1973. — 45 с.
3. Шнековый движитель : пат. № 161941 Рос. Федерация : F16S / Либерман Я. Л., Шонихова Н. А. ; патентообладатель Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Заявл. 21.12.2015; опубл. 20.05.2016, Бюл. № 14.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### Пленарное заседание

1. **ДЕМОНСТРАЦИОННЫЙ ЭКЗАМЕН ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО УРОВНЯ ВЫПУСКНИКА ВУЗА.** Савинова Н. В. ФГБОУ ВО Уральский государственный горный университет..... 4
2. **ДРОБИМ ГРАНИТ НАУКИ!** Кривелев М.Д., Семчак А.И., Бочков В.С., Бочкова К.В., ООО «ВИБРОТЕХНИК», г. Санкт-Петербург, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург..... 9
3. **ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ПОДГОТОВКЕ ВЫСОКОКВАЛИФИЦИРОВАННЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ НА ОСНОВЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОЕКТНОГО ОБУЧЕНИЯ.** Щейников С.П., Пасынков Д.А., Неверов С.А. ГК «ПЛМ Урал» ..... 14
4. **ПРОБЛЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА И КОНСТРУИРОВАНИЯ В ТОРФЯНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ** Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь.... 18

### Секция 1. Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ..... 22

1. **ОБОСНОВАНИЕ РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ АДАПТИВНЫХ СЕКЦИЙ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ КРЕПИ.** Бабырь Н.В., Задков Д.А., ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия ..... 23
2. **ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА СООСНЫХ РОТОРОВ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА.** Басалай Г.А., Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь..... 27
3. **ПРЕИМУЩЕСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ.** Белов С.В., Авдеев А.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург..... 31
4. **ФОРМИРОВАНИЕ ОТКОСОВ ВЫРАБОТАННОЙ ТОРФЯНОЙ КАРЬЕРНОЙ ВЫЕМКИ.** Бессонов А.Е., ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет г. Санкт-Петербург..... 34
5. **РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА РАБОЧЕГО ОРГАНА ЩИТОВОГО ПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА РОТОРНОГО ТИПА ПРИ РАБОТЕ В МЯГКИХ ГРУНТАХ.** Губанов С. Г., ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС»..... 36
6. **ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ ПРОИЗВОДСТВА КУСКОВОГО ТОРФА ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА.** Гусева А.М., Яблонев А.Л., Тверской государственный технический университет, г. Тверь..... 40
7. **ПОДГОТОВКА ТОРФЯНОГО СЫРЬЯ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ.** Звездин И.О., ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет», г. Санкт-Петербург, ..... 44
8. **МЕТОДЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ.** Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.О. Аввакумов, О.А. Калашни- 46

кова, Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....	
<b>9. КИНЕМАТИКА ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА «ГОРНЫЙ». Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Хорошавин С. А., Шестаков В. С., Уральский государственный горный университет, .....</b>	<b>50</b>
<b>10. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Бахарева В. И., Комиссаров А. П., Набиуллин Р. Ш., Хорошавин С. А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....</b>	<b>55</b>
<b>11. ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ С КАНАТНЫМИ ПРОВОДНИКАМИ. Куоза В. Д., Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.....</b>	<b>62</b>
<b>12. АНАЛИЗ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОНЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Макарова В.В., Лагунова Ю.А., Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина, Уральский государственный горный университет.....</b>	<b>66</b>
<b>13. ИССЛЕДОВАНИЕ МАШИННОГО И АППАРАТНОГО СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОМОЛОТА. Митусов А.А., Решетникова О.С., Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул, РФ, Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан.....</b>	<b>70</b>
<b>14. ПОДГОТОВКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Набиуллин Р.Ш., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>74</b>
<b>15. ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭГ-12А ПРИ РАБОТЕ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ МАШИНЫ. Побегайло П.А. ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва</b>	<b>80</b>
<b>16. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ КОВШОМ НА УРОВНЕ СТОЯНКИ ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А: АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ. Побегайло П.А.; Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю. ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, ФГБОУВО МАИ (НИУ), Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск .....</b>	<b>86</b>
<b>17. К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА КОВША. Побегайло П.А., Смоляницкий Э.А., Крицкий Д.Ю. ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск.....</b>	<b>91</b>
<b>18. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ПЕРЕДВИЖНОГО СМАЗОЧНО-ЗАПРАВОЧНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН КАРЬЕРОВ. Сафрончук К. А., Иванов С. Л., Санкт-Петербургский горный университет; ООО «Эпицентр» .....</b>	<b>94</b>
<b>19. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЗАНИЯ СМЕРЗШИХСЯ УГЛЕЙ ДРОБИЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫМИ МАШИНАМИ В ПОРТОВЫХ</b>	<b>98</b>

<b>УГОЛЬНЫХ ТЕРМИНАЛАХ. Секачев Д. Е., Рахутин М. Г., ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».....</b>	
<b>20. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАЯТНИКОВОЙ И ВЫПУКЛОЙ ТРАЕКТОРИЙ КАЧЕНИЯ ПИЛ ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ. Секретов М. В., Пецык А. А., ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».....</b>	<b>102</b>
<b>21. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК. Селянинов А.О., Микрюков А.Ю., Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.....</b>	<b>106</b>
<b>22. ОБЗОР ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ. Ситдикова С. В., Белов С.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....</b>	<b>110</b>
<b>23. АНАЛИЗ РОТОРНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ШАГАЮЩЕЙ МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ ЖМК. Смирнов А.И., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург.....</b>	<b>114</b>
<b>24. РЕКУПЕРАЦИЯ ЭНЕРГИИ В ГИДРОСИСТЕМЕ МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА ЗА СЧЕТ ГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ. Суслов Н.М., Чернухин С.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....</b>	<b>116</b>
<b>25. АСПЕКТЫ НОВОЙ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ В УСЛОЖНЯЮЩИХСЯ ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВАХ. Ткачева Т.А., Московский государственный открытый университет, г. Москва.....</b>	<b>119</b>
<b>26. ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ОСВОЕНИЯ МЕСТОРОЖДЕНИЙ СЕВЕРА И АРКТИКИ. Леонов В. А., Хазин М.Л. , ООО ЕЗСМ «Континент»; Уральский государственный горный университет .....</b>	<b>122</b>
<b>27. ГЕНЕЗИС СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ШАХТНОГО ВОДООТЛИВА. Чураков Е.О., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....</b>	<b>126</b>
<b>28. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ГОРНОГО МАССИВА КОМБИНИРОВАННЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ. Д.И. Шишлянников, В.И. Шишлянников, В.Ю. Зверев, А.К. Муравский, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.....</b>	<b>130</b>
<b>29. ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ ВИТАНИЯ ФРЕЗЕРНОГО ТОРФА, ДОБЫВАЕМОГО ООО «ПИНДСТРУП». Яблонев А.Л, Щербакова Д.М., Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....</b>	<b>134</b>
<b>30. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СКРЕПЕРНО-БУНКЕРНОЙ ТОРФОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ. Яблонев А.Л., Некрасова А.И., Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....</b>	<b>138</b>
<b>31. РАСЧЕТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ФРЕЗЕРОВАНИЮ ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ФРЕЗЫ С ЗАКРЕПЛЁННЫМ ДРЕВЕСНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ. Яблонев А.Л., Жуков</b>	<b>142</b>

Н.М., Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....	
<b>32. ОСНОВНЫЕ СРЕДСТВА ЭКСКАВАЦИИ И ИХ РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ.</b> Якупов Д.Р., Мотяков Н.Ю., Иванова П.В., Иванов С.Л., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург.....	146
<b><u>Секция 2. Машины и оборудование обогатительных фабрик</u></b>	<b>150</b>
<b>1. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ НАСТРОЙКИ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ В СОСТАВЕ ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНОГО КОМПЛЕКСА ПРИ ДРОБЛЕНИИ МРАМОРА ДЛЯ НУЖД СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ.</b> Бочкова К.В., Бочков В.С., Попов А.Г., ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....	151
<b>2. ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ НА ОСНОВЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ.</b> Лагунова Ю.А., Ибраева Н.Р., ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	155
<b>3. ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЗАГРУЗКИ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ.</b> Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Савинова Н.В., Мукатов А.Р., ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	160
<b>4. ВЛИЯНИЕ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА КАЧЕНИЯ ЩЕКИ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ НА ГРАНСОСТАВ ПРОДУКТА.</b> Майоров С.А., ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	165
<b>5. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДРОБИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ.</b> Ибраева Н.Р., Мамонтова Д.А., Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан. ....	169
<b>6. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ С УСТРОЙСТВАМИ ВЫБОРКИ ЗАЗОРОВ В ШАРНИРАХ.</b> Никитин А.Г., Абрамов А.В., Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк .....	172
<b>7. РАСЧЕТ ЧИСЛА УПОРОВ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА ВАЛКЕ В ДРОБИЛЬНОЙ МАШИНЕ.</b> Никитин А.Г., Шабунев М.Е., Круглов М.В., Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк.....	176
<b>8. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ДИСКРЕТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РУДОПОДГОТОВКИ.</b> Ершов М.И., Горский М.А., Тупоногов В.Г., Пасынков Д.А. ГК «ПЛМ Урал», Уральский федеральный университет им. Первого Президента РФ Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург.....	180
<b>9. ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ДРОБИЛОК ПРОИЗВОДСТВА ПАО «УРАЛМАШЗАВОД».</b> Турьянский Я.Б., Фурин В.О., Хламов Д.А., Пасынков Д.А., АО «Карельский Окамыш», ПАО «Уралмашзавод», ГК «ПЛМ Урал»	185



<b>10. ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ ГОРНОЙ МАССЫ. Плюхин К. К., Бочков В. С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....</b>	<b>191</b>
<b>11. МОДЕРНИЗАЦИЯ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ. Червяков С.А., ООО «СГИ-Инжиниринг», г. Екатеринбург.....</b>	<b>195</b>
<b><u>Секция 3. Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование</u></b>	<b>200</b>
<b>1. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СВЕЧЕУКЛАДЧИКА В СПУСКОПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЯХ. Авхадиев А.Е., Лагунова Ю.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....</b>	<b>201</b>
<b>2. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ НА КАРЬЕРАХ. Ботин В.А., Гаврилова Л.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....</b>	<b>205</b>
<b>3. АНАЛИЗ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА. Кузиев Д. А., Муминов Р. О. НИТУ «МИСиС», г. Москва, Россия, Навоийский государственный горный институт, г. Навои, Республика Узбекистан.....</b>	<b>209</b>
<b>4. ОБОСНОВАНИЕ ЧАСТИЧНОЙ ЗАМЕНЫ ТАЛЕВОГО КАНАТА НА ПОДЪЕМНЫХ АГРЕГАТАХ ДЛЯ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА СКВАЖИН. Орочко А.В., Тюменский индустриальный университет, г. Сургут .....</b>	<b>213</b>
<b>5. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ. Шитиков А.С., Гаврилова Л.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>218</b>
<b>6. ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ И КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИВОДОВ УСТАНОВОК ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ. Н.Н. Софьина, Д.И. Шишлянников, А.А. Иванченко, С.А. Фролов, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь.....</b>	<b>222</b>
<b><u>Секция 4. Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем.....</u></b>	<b>226</b>
<b>1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОВИХРЕВОЙ КЛАССИФИКАЦИИ КОМПОЗИЦИОННЫХ МИКРОЧАСТИЦ. Арсланов А.А., Бельских А.М., Пешкова И.Д., Макаров В.Н., Шахтарин Н.Н., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>227</b>
<b>2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОВИХРЕВОГО БУСТЕРНОГО УСТРОЙСТВА. Арсланов А.А., Бельских А.М., Пешкова И.Д., Старцев А.А., Угольников А.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....</b>	<b>231</b>
<b>3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ. Макаров В.Н., Бельских А.М., Арсланов А.А., Пешкова И.Д., Лифанов А.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный</b>	<b>235</b>

горный университет», г. Екатеринбург .....	
<b>4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОВИХРЕВОГО ТЕПЛООБМЕНА.</b> Макаров В.Н., Бельских А.М., Арсланов А.А., Пешкова И.Д., Семенов А.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	239
<b>5. НАГРУЗКИ НА РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КОВША.</b> Безкоровайный П. Г., В. С. Шестаков, Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, РК, Уральский государственный горный университет.....	243
<b>6. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ.</b> Б.Ф. Зюзин, А.И. Жигульская, А.С. Оганесян, О.А. Калашникова, Тверской государственный технический университет, г. Тверь .....	247
<b>7. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ГИДРОБАКА ГИДРОСИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА.</b> А. Е. Кривенко, Занг Куок Кхань, НИТУ «МИСиС», г. Москва .....	251
<b>8. УСЛОВИЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭНЕГОЭФФЕКТИВНОСТИ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.</b> Пешкова И.Д., Макаров Н.В., Бельских А.М., Арсланов А., Матеров А.Ю., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	256
<b>9. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ПОТОКА В ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ.</b> Пешкова И.Д., Бельских А.М., Арсланов А.А., Старцев А.А., Семенов А.В. Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	259
<b>10. ОДНОКОВШОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭКСКАВАТОРЫ: ЛОКАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НА ЭТАПЕ АНАЛИЗА НАГРУЖЕННОСТИ.</b> Побегайло П.А., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва...	263
<b>11. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КОВША ЭКСКАВАТОРА ЭГ-12А.</b> Побегайло П.А., Комиссаров А.П., Крицкий Д.Ю., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, УГГУ, Екатеринбург, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск.....	268
<b>12. ПРИМЕНЕНИЕ ЦИФРОВЫХ МЕТОДИК ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ.</b> Побегайло П.А., Майданов И.С., Гадоллина И.В. ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, НПО «Технология» Обнинск, Калужская область.....	277
<b>13. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТИПА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ.</b> Лагунова Ю.А., Решетникова О.С., Мамонтова Д.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Карагандинский технический университет, г. Караганда, Казахстан.....	284
<b>14. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ.</b> Макаров В. Н., Семёнов А. В., Молчанов М. В., Бельских А.М., Пешкова И.Д.,	288

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	
<b>15. КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФОДРЕВЕСНЫХ РЕСУРСОВ. А.С. Сергеева, Б.Ф. Зюзин, ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь.....</b>	<b>292</b>
<b>16. ВЛИЯНИЕ ПРОЧНОСТИ ПОРОДЫ НА НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА ЭКСКАВАТОРА. Симба Наваррете В. Х., Рахутин М. Г., ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС»», г. Москва.....</b>	<b>296</b>
<b>17. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗА СЧЁТ ПРИРОДОПОДОБИЯ СОРАЗМЕРНОСТИ ТУРБОМАШИН. Старцев А.А., Бельских А.М., Пешкова И.Д., Арсланов А.А., Макаров Н.В., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>300</b>
<b>18. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОЙ ЛИНГВИСТИКИ В ПРОЦЕССНО-ПРЕЦИЗИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ (ГТ). Ткачева Т.А., Московский политехнический университет, г. Москва.....</b>	<b>304</b>
<b><u>Секция 5. Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении.....</u></b>	<b>307</b>
<b>1. ВЛИЯНИЕ НАНОСТРУКТУРИРОВАНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И ТВЕРДОСТЬ АЛЮМИНИЯ, МЕДИ И СПЛАВОВ НА ИХ ОСНОВЕ. Апакашев Р. А., Хазин М. Л., Уральский государственный горный университет.....</b>	<b>308</b>
<b>2. ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ АЛЮМОМАТРИЧНОГО КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА. Хазин М. Л., Апакашев Р. А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>312</b>
<b>3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ АСБЕСТОСОДЕРЖАЩИХ ПРОДУКТОВ. Потапов В.Я., Фролов С.Г., Потапов В.В., Горшкова Э.М., Адам В. Е., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....</b>	<b>315</b>
<b>4. ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИСПЫТАНИЯМ НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС. Симисин Д.И., Симисин А.Д., Анпилогов А.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург; ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» .....</b>	<b>321</b>
<b>5. ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ. Лахин А.М., ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР.....</b>	<b>326</b>
<b>6. РАБОТА РАЗРУШЕНИЯ МАТЕРИАЛА ПРИ СТАТИЧЕСКОМ И ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ. Миронов В.И., Вичужанин Д.И., Яковлев В.В., Огорелков Д.А., Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина, Институт Машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург.....</b>	<b>330</b>
<b>7. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ.....</b>	<b>333</b>

<b>НАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ СВОЙСТВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Михайлов Д.А., Колодяжный А.А., Купцова А.Н., Шейко Е.А., Михайлов А.Н.,</b> Донецкая академия гражданской защиты, г. Донецк, ДНР; Усинский филиал Ухтинского государственного технического университета, г. Ухта, РФ, Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР.....	
<b>8. ОБРАЗЕЦ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ В ВОДОРОДОСОДЕРЖАЩЕЙ СРЕДЕ. Д.А. Огорелков, В.В. Яковлев, В.И. Миронов, С.Р. Казаков,</b> Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина, Институт Машиноведения УрО РАН, Екатеринбург.....	337
<b><u>Секция 6. Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования.....</u></b>	<b>341</b>
<b>1. СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД В ДИАГНОСТИРОВАНИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. Иванов И.Ю., Гаврилова Л.А., Деревягин С.Н.,</b> Уральский государственный горный университет.....	342
<b>2. К ВОПРОСУ ВЫБОРА СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН. Князькина В.И., Иванов С.Л., Мякотных А.А., Сафрончук К.А.,</b> Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург.....	346
<b>3. ПОВЫШЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ТРУДА РЕМОНТНОГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПЕРСОНАЛА. Е.П. Кравчук, М.С.Богдашевский, А.П. Смирнов, Л.И.Андреева,</b> АО «Ковдорский ГОК», г. Ковдор, Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск.....	350
<b>4. КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. Т.И. Красникова, А.С. Крохин, А.Е. Калянов,</b> ООО «НИИОГР», г.Челябинск; ООО «Бобровский кварцит», г. Магнитогорск, ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург .....	359
<b>5. ОБЗОР МОДЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ. Нусс С. В.,</b> Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь .....	363
<b>6. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ ИХ ОТКАЗА. Петрова И.М.,</b> ИМАШ РАН, Москва,.....	366
<b>7. К ВОПРОСУ О «СЛАБЫХ МЕСТАХ» ДРАГЛАЙНОВ. Побегайло П.А., Ильина А.Н., Крицкий Д.Ю.</b> ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН, Москва, ФГБОУ ВО МАИ (НИУ), Москва, АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск.....	371
<b>8. СНИЖЕНИЕ ЗАТРАТ НА ДИАГНОСТИКУ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ. Подгорбунский Р.И., Чернова К.В., Шайдаков В.В.,</b> Иркутский национальный исследовательский технический университет, Уфимский государственный нефтяной технический университет.....	375

<b>9. АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФИЛЬТРУЮЩЕЙ ЗАГРУЗКИ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЕЛ.</b> Репкина К.С., ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский горный университет г. Санкт-Петербург.....	379
<b>10. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ГОРНОМ МАШИНОСТРОЕНИИ.</b> Цветков В.Н., Хазин М.Л., Уральский государственный горный университет. Екатеринбург .....	382
<b>11. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА.</b> Чишегоров Д.А., Иванов С.Л., Шибанов Д.А., Санкт-петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, ООО «ИЗКАРТЭКС имени П.Г. Коробкова».....	386
<b>12. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ НА СДСУ.</b> Штеинин Е. А., Буянкин П. В., Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева.....	390
<b>13. ФОРМИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПАРКА ТОРФОДОБЫВАЮЩИХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ.</b> Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь...	394
<b>14. ПРОБЛЕМЫ И ТЕНДЕНЦИИ РЕМОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ В РАМКАХ ЦИФРОВОЙ ТРАНСФОРМАЦИИ ТОРФОДОБЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА.</b> Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., ФГБОУ ВО Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....	398
<b><i>Секция 7. Карьерный транспорт и транспорт нефти и газа...</i></b>	<b>402</b>
<b>1. СИНХРОНИЗАЦИЯ ПРИВОДОВ СПИРАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА.</b> Д. В. Андреева, Г. Г. Кожушко, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург .....	403
<b>2. О СКОЛЬЖЕНИИ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ.</b> Казаченко Г.В., Нагорский А.В., Басалай Г.А., Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь.....	407
<b>3. АВТОНОМНЫЕ КАРЬЕРНЫЕ САМОСВАЛЫ.</b> Хазин М.Л., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	413
<b>4. ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ.</b> В.В. Фурзиков, М.Л. Хазин, ООО «Уральский дизель-моторный завод», Уральский государственный горный университет.....	417
<b>5. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ.</b> Хорошавин С.А., Некрасова О.С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет», г. Екатеринбург.....	421
<b>6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ДВИЖЕНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ.</b> Хорошавин С.А., Заборный М.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет», г.	425

Екатеринбург.....	
<b>7. УСТРОЙСТВО НИЖНЕГО ЗАГРУЗОЧНОГО ПУНКТА СКИПОВОГО КАНАТНОГО НАКЛОННОГО КАРЬЕРНОГО ПОДЪЁМНИКА. Чендырев М.А.,</b> Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН).....	<b>429</b>
<b>8. ГЕОСТАТИСТИКА КАК ИНСТРУМЕНТ ВЫБОРА ШАГА ШНЕКОВОГО ДВИЖИТЕЛЯ. Шонохова Н. А, Лукашук О. А.,</b> Уральский Федеральный Университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина	<b>433</b>

**Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности:** сборник трудов XIX 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 15.05.2021 г. Бумага «Svetocopy» Формат 60×84 1/16  
Ризография Печ. л. 30,5 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](mailto:Yu.Lagunova@mail.ru)