

**МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»**

28-29 апреля 2014 года

**ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

УДК 629.113.004

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Минабашев А. Л., Запевалов А. С., Улько А. А.
Научный руководитель Хазин М. Л., д-р техн. наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Экономическая целесообразность ремонта обусловлена возможностью повторного использования большинства деталей как годных, так и предельно изношенных после восстановления. Это позволяет осуществлять ремонт в более короткие сроки с меньшими затратами металла и других материалов по сравнению с затратами при изготовлении новых машин. Около 75 % деталей, выбраковываемых при первом капитальном ремонте горного оборудования, являются ремонтпригодными либо могут быть использованы вообще без восстановления. Поэтому целесообразной альтернативой расширению производства запасных частей является вторичное использование изношенных деталей, восстанавливаемых в процессе ремонта [1-3].

Известно, что в горных машинах и оборудовании после капитального ремонта детали работают, как правило, в значительно худших условиях, чем новые. Это связано с изменением базисных размеров, смещением осей в корпусных деталях, изменением условий подачи смазки и т. п. В этой связи технология восстановления деталей должна базироваться на таких способах нанесения покрытий и последующей обработки, которые позволили бы не только сохранить, но и увеличить ресурс отремонтированных деталей [3].

В последние годы наблюдается исключительно бурное развитие технологий нанесения защитных и износостойких покрытий. Результатом можно считать несомненные успехи в увеличении конструктивной прочности изделий, достигнутые за счет напыления покрытий детонационно-газовым, струйно-плазменным, ионно-плазменным и другими прогрессивными методами. Повышение надежности и долговечности деталей обусловлено не только технологиями, но и совершенством методик, используемых для изучения структуры и свойств покрытий и материалов с покрытиями.

Однако в большинстве случаев используемый метод восстановления не всегда отвечает предъявленным требованиям, вследствие чего ресурс деталей получается низким. Для восстановления деталей необходимо выбирать такие способы, которые обеспечат требуемое качество восстановления (отсутствие остаточной деформации, минимальное количество пор, прочное сцепление с основным металлом), толщину наносимого слоя, а также высокую износостойкость покрытия [3].

Из практики известно, что основными причинами отказа алюминиевых деталей является трещины, деформации и абразивный износ рабочих поверхностей.

Основным методом восстановления алюминиевых деталей из алюминия и его сплавов является электродуговая сварка в различных технологических вариантах: ручная, под флюсом и в защитной (аргоновой) атмосфере [1, 2].

Эти способы имеют как достоинства, так и недостатки, сдерживающие их применение в ремонтном производстве. Основными недостатками данных методов являются высокие трудоёмкость, себестоимость и энергоёмкость.

Восстановление деталей из алюминиевых сплавов имеет свою специфику, связанную с физическими свойствами материала: низкая температура плавления (637 °С) и высокая химическая активность.

В связи с этим для восстановления деталей из алюминиевых сплавов предлагается применять эпоксидные композиции для заделки небольших трещин и пробоин, герметизации сварных швов и устранения коррозионных разрушений поверхности.

Операции по подготовке поверхностей, деталей, приготовлению эпоксидных композиций и их нанесению аналогичны операциям, выполняемым при восстановлении чугунных деталей. Отличие заключается в том, что для восстановления деталей из алюминиевых сплавов в состав эпоксидных композиций вводят другие наполнители: алюминиевую пудру, молотую слюду, цемент и др.

Чаще других применяют следующие составы (в весовых частях):

Первый:

- эпоксидная смола ЭД-16 – 100;
- дибутилфталат – 15;
- алюминиевая пудра ПАК-4 – 25;
- отвердитель полиэтиленполиамин – 10-11.

Второй:

- эпоксидная смола ЭД-20 - 100;
- дибутилфталат – 10;
- молотая слюда – 50;
- алюминиевая пудра ПАК-4 – 5.

Это высоковязкие, не стекающие с наклонных поверхностей композиции, пригодные для заделки трещин, пробоин, герметизации сварочных швов, восстановления разрушенных коррозией посадочных поверхностей. Кроме указанных составов возможно и применение других композиций на основе эпоксидных смол.

Наибольшую сложность представляет процесс восстановления деталей, у которых нарушены посадочные поверхности. Целесообразнее такие поверхности восстанавливать путем размерного калибрования. При этом способе применяют специальные калибрующие оправки с диаметром, равным номинальному размеру детали в месте дефекта. Базирование оправки осуществляется по невозстанавливаемым неизношенным поверхностям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Восстановление деталей машин: справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов [и др.]. – М.: Машиностроение, 2003. 672 с.
2. Иванов В. П. Технология и оборудование восстановления деталей машин: учебник. – М.: Техноперспектива, 2007. 458 с.
3. Хазин М. Л. Теория и методы восстановления деталей горных машин: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. 308 с.

СТРУКТУРА КОМПЛЕКСА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ НА ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНОМ ЗАВОДЕ

Дылдин Г. П., Пермикин А. И., Кабелев Д. В., Дылдин А. Г., Чураков Е. О.
Научный руководитель Дылдин Г. П., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ «Уральский государственный горный университет»

Интенсификацию технологического процесса дробления в условиях изменяющихся физико-механических свойств дробимого материала и разнообразных производственных ситуациях, можно осуществить путем автоматического управления работой дробильно-сортировочного завода (ДСЗ). Система автоматизированного контроля и управления процессом дробления и классификации материала по крупности строится по иерархическому принципу и содержит:

– на верхнем уровне информационно-вычислительный комплекс, обеспечивающий централизованный сбор, обработку и представление информации оператору, выработку управляющих воздействий на объект и локальные автоматические системы, расчет технико-экономических показателей;

– на нижнем уровне локальные системы автоматического управления, обеспечивающие управление технологическим процессом дробления и классификации по крупности, управление электроприводом дробилок, управление вспомогательным оборудованием, контроль важнейших параметров процесса, защиту от аварийных режимов и т. д.

Информационно-вычислительный комплекс состоит из процессора, периферийных устройств, осуществляющих связь вычислительного комплекса с объектом управления, устройства ввода и вывода. Устройство ввода и вывода включает пульт диспетчера и устройство печати, регистрирующее отклонение параметров от регламентированных значений изменения состояния основного оборудования и а защит, устройство алфавитно-цифровой регистрации АЦПУ для печати рапортов о работе за час и смену.

Связь между диспетчером и процессом осуществляется через пульт. Через пульт по запросу диспетчера на экран станции индикации данных можно выдать:

- текущее значение любого параметра и показателя;
- регламентные значения параметров и заданий локальных систем автоматики;
- сообщение об отклонениях параметров за регламентные границы.

Диспетчер через пульт может изменить регламентные значения параметров, ввести причины простоя оборудования и другую информацию.

При пуске и остановке оборудования, при срабатывании технологических защит и смены режима управления загрузкой дробилок, устройством печати регистрируется текущее время, адрес агрегата или контура управления и характер изменения.

Воспроизведение информации о состоянии технологического процесса осуществляется на мнемосхеме, табло сигнализации. Мнемосхема, табло сигнализации и пульт управления позволяют диспетчеру управлять поточно-транспортной системой ДСЗ и загрузкой дробилок. На приборной панели располагаются счетчики и регистраторы переработки материалов, а также ручные задатчики для дистанционного управления производительностью питателей.

Комплекс технических средств можно осуществить на базе электронных агрегатных средств контроля и регулирования АСВТ АСКР-ЭЦ, эти комплексы сопрягаются с вычислительными управляющими машинами. В качестве датчиков и исполнительных механизмов наряду с серийно выпускаемыми средствами КИПиА, могут быть использованы средства, в которых необходимо предусмотреть совместимость со средствами АСВТ и АСКР-ЭЦ.

Структура технических средств ДСЗ представлена на рисунке 1.

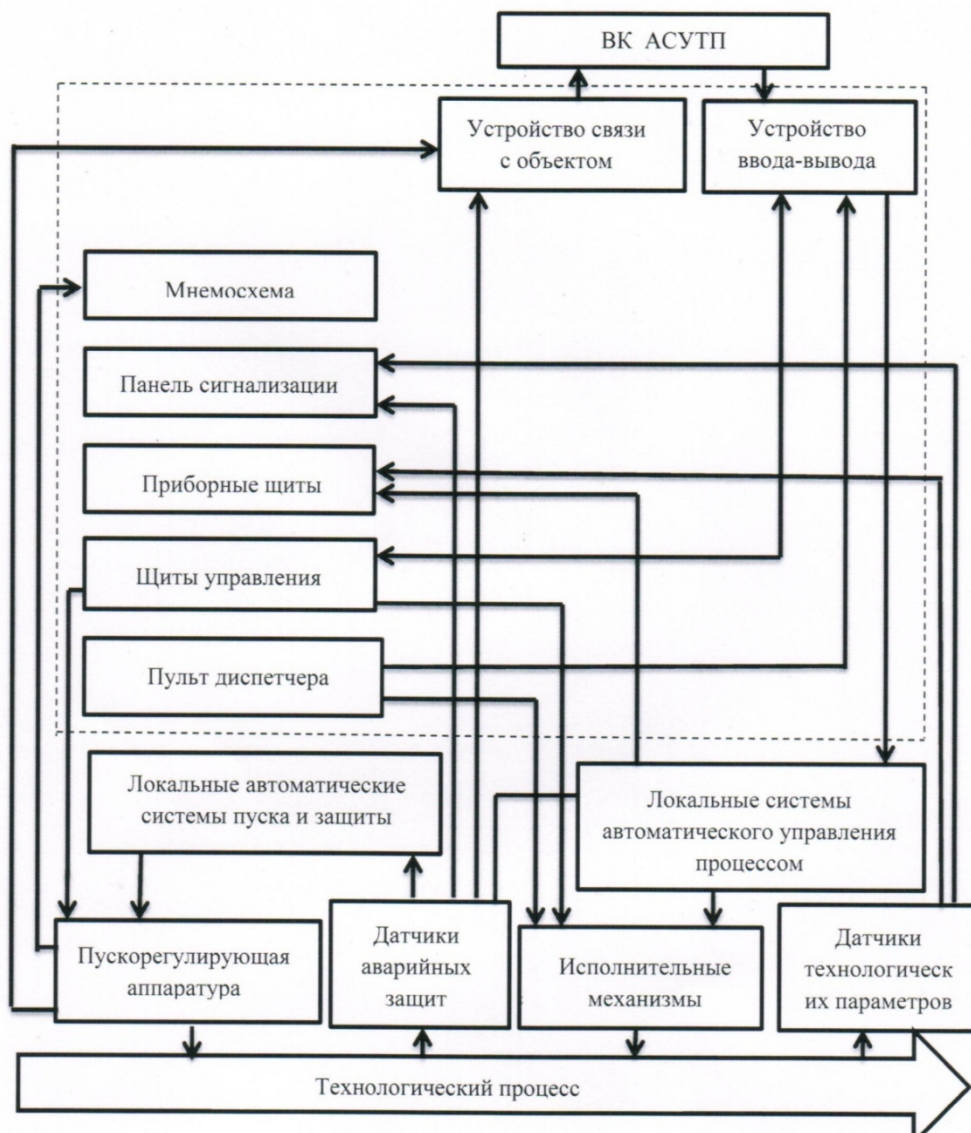


Рисунок 1 – Структурная схема комплекса технических средств

При создании комплекса технических средств рекомендуется:

- мнемосхему целесообразно построить на базе мозаичных мнемосхем комплекса АСКР-ЭЦ;
- для контроля отклонения параметров от установленных пределов можно использовать блок непрерывной сигнализации отклонений, входящий в состав АСКР-ЭЦ. На этот блок можно выводить сигналы о состоянии маслосистемы дробилок, температуры подшипников всех агрегатов, сигналы от датчиков уровней и др.;
- диспетчерский пункт ДСЗ можно комплектовать установкой централизованного контроля технологических параметров А701-03.

КОНТРОЛЬ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПО ПРОИЗВОДСТВУ ЩЕБНЯ

Дылдин Г. П., Ислентьев А. О., Мезенцев Г. О., Королев Н. М., Ведерников Е. О.
Научный руководитель Дылдин Г. П., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Дробильно-сортировочный завод (ДСЗ) по производству щебня представляет собой комплекс механизмов, предназначенный для дробления и классификации горных пород. Режим работы технологического процесса на ДСЗ отличается постоянными изменениями, вызванными применением физико-механических свойств перерабатываемых в щебень пород, неравномерной их поставкой на ДСЗ и изменчивостью состояния оборудования. Это обстоятельство определяет повышенные требования к качеству управления технологическим процессом и к ведению его на оптимальных режимах, что в свою очередь требует оперативного управления работой отдельными переделами. Для оперативного управления ходом технологических процессов на ДСЗ необходима своевременная информация, представленная в удобной для использования форме, отражающей ход технологического процесса на всех стадиях.

Для обеспечения надежности работы оборудования и регулирования технологического процесса комплекса дробления ДСЗ необходим как контроль состояния оборудования, так и контроль параметров технологического процесса.

Для этих целей предлагается контролировать и измерять следующие параметры:

- подпрессовку дробилок;
- уровень материала в приемных воронках дробилок;
- давление и температуру масла, слив масла, температуру и давление охлаждающей воды маслосистемы дробилок;
- температуру подшипников дробилок;
- забивку течек и мест пересыпа;
- продольный и поперечный порывы лент, сходы ленты;
- наличие металла в потоке и его улавливание;
- количество перерабатываемого материала в отдельных корпусах;
- количество произведенной продукции;
- расход электроэнергии на отдельные переделы и на переработку породы в целом;
- расход воды на отдельные переделы и на дробление в целом;
- полное время работы оборудования и время работы оборудования под нагрузкой;
- температуру подшипников грохотов;
- обрыв подвески грохота; степень загрузки щебнем железнодорожных вагонов;
- число часов чистой работы питателя дробилки первичного дробления;
- число часов чистой работы дробилки стадии первичного дробления в процессе дробления материала, находящегося в ней;
- массу материала, доставляемого автотранспортом.

Дополнительно для использования в локальных системах автоматического управления предлагается измерять:

- нижний уровень материала в приемных воронках дробилок;
- мощность, потребляемую каждой дробилкой;
- виброскорость колебаний корпусов дробилок;
- производительность по фракциям готового продукта и возврату в дробилку мелкого дробления.

Характеристика основных потоков информации. Для упорядочения потоков информации все оборудование ДСЗ разбивается на следующие группы (соответствующие производственным корпусам ДСЗ):

- механизмы корпуса первичного дробления;
- оборудование корпуса среднего и мелкого дробления;
- оборудование корпуса поверочного грохочения;
- оборудование сортировки;
- оборудование корпуса контрольного грохочения;
- оборудование погрузки.

Обслуживающий персонал «нижнего уровня» имеет определенные «зоны обслуживания». Для обеспечения эффективной работы этого персонала и повышения надежности управления ходом технологического процесса рекомендуется организация местных щитов управления (МЩ):

- в корпусе крупного дробления МЩ-1;
- в корпусе среднего и мелкого дробления МЩ-2;
- в корпусе сортировки МЩ-3.

Структура информационных потоков представлена на рисунке 1.

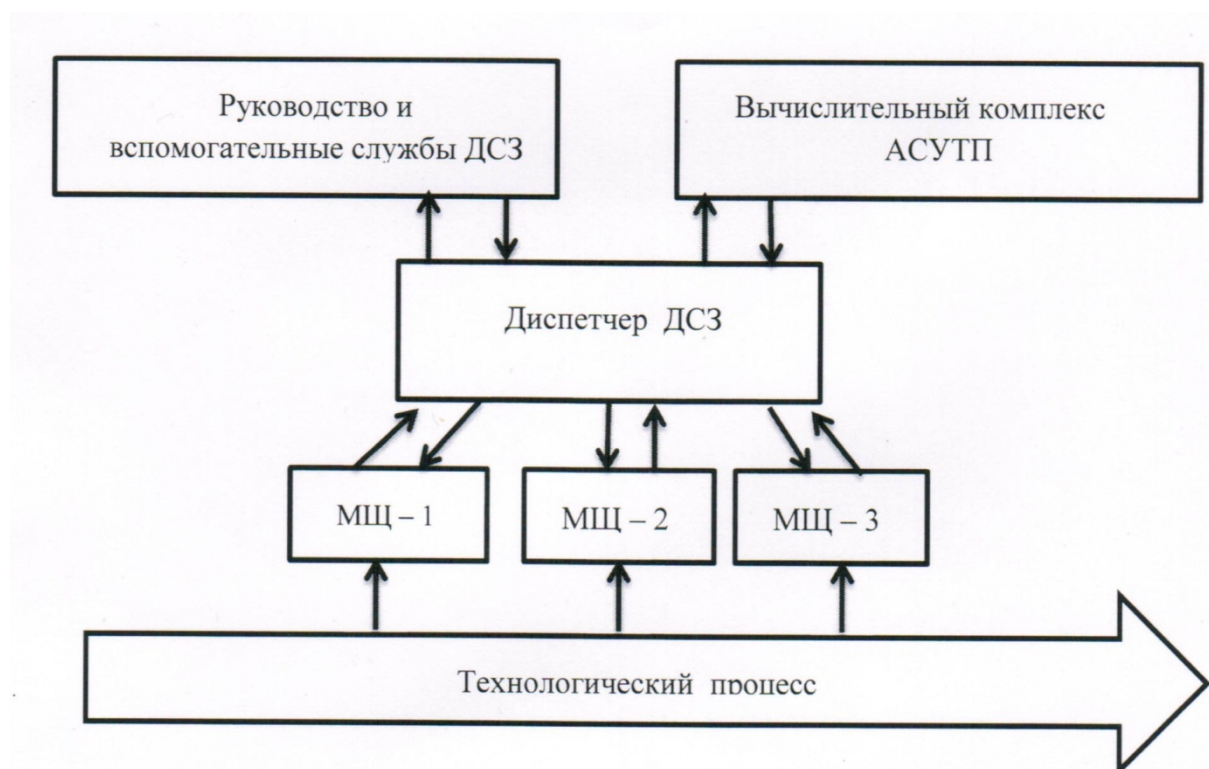


Рисунок 1 – Структура информационных потоков ДСЗ

Информация с местных щитов управления поступает в диспетчерский пункт (ДП) дробильно-сортировочного завода. С ДП информация поступает на ЭВМ для контроля, учета и расчета оптимальных параметров. С диспетчером ДСЗ также связаны руководство и вспомогательные службы предприятия.

АВТОМАТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ЧАСОВ ЧИСТОЙ РАБОТЫ ДРОБИЛКИ И ЕЕ ПИТАТЕЛЯ

Дылдин Г. П., Костюк П. А., Пономарев А. В., Дылдин А. Г., Торопов Э. Ю.

Научный руководитель Дылдин Г. П., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

На дробильно-сортировочных заводах (ДСЗ) по производству щебня работа стадии первичного дробления характеризуется неравномерностью поступления исходной горной массы из карьера, изменчивостью физико-механических свойств дробимого материала. В связи с чем имеют место простои агрегатов первичного дробления и работа их в холостую.

Для исследования и анализа работы первичного передела по производству щебня на ДСЗ Курманского каменно-щебеночного карьера был произведен автоматический контроль часов чистой работы дробилки крупного дробления ЩКД и ее питателя. Контроль часов чистой работы питателя ЩКД и дробилки ЩКД под нагрузкой осуществлен с помощью счетчиков часов, предназначенных для автоматического суммирования времени работы двигателей этих агрегатов.

Счетчик часов работы питателя фиксирует любое движение питателя при включении его электродвигателя.

Счетчик часов дробилки ЩКД фиксирует работу дробилки лишь в процессе дробления материала, находящегося в ней и не учитывает холостой ход или очень маленькую нагрузку.

Такой контроль позволяет учесть простои указанных агрегатов за любой промежуток времени, в том числе за смену, сутки, год, учесть работу оборудования в холостую, а также учитывать ритмичность поступления горной массы на крупное дробление или ее отсутствие, так как если питатель и дробилка работают, но горной массы в приемном бункере нет, то счетчик часов дробилки ЩКД время такой работы в холостую не зачтет.

В течение смены наиболее продолжительно в холостую работает дробилка ЩКД. Время работы ее в холостую за смену можно подсчитать по формуле:

$$T_x = T_{см} - T_p, \quad (1)$$

где T_x – время работы дробилки в холостую, ч.; $T_{см}$ – продолжительность смены, ч.; T_p – время работы дробилки за смену под нагрузкой при дроблении по показаниям счетчика часов работы дробилки, ч.

Имея такие данные, можно подсчитать потери электроэнергии за смену на холостую работу дробилки:

$$P_{xx} = T_x \cdot \mathcal{E}_x, \quad (2)$$

где P_{xx} – потери электроэнергии на холостую работу дробилки, кВтч; T_x – время работы дробилки в холостую, ч; \mathcal{E}_x – энергия, затрачиваемая на 1 час холостой работы дробилки, кВт.

В таблице 1 приведены статистические данные по учету часов чистой работы питателя ЩКД и дробилки ЩКД под нагрузкой, снятые за трое суток при работе питателя с электроприводом от асинхронного двигателя. Из данных таблицы 1 видно, что при работе питателя ЩКД на нерегулируемом приводе имеют место его простои, в среднем от 2,5 до 4 часов за смену. Время холостой работы дробилки ЩКД, при условии что дробилка не останавливается с момента запуска завода до его остановки, составляет от 2-х до 3-х часов. Время работы дробилки под нагрузкой несколько больше времени работы ее питателя, так как после остановки нагруженного питателя дробилка еще продолжает работать под нагрузкой, дорабатывая находящийся в ней материал.

Счетчик часов 228А4 представляет собой сочетание часового механизма, автоматического электромагнитного подзавода тяговой пружины, отсчетного устройства барабанного типа и электромагнита пуска-останова часового механизма.

Таблица 1 – Часы чистой работы дробилки и ее питателя

Сутки	Смена	Время работы питателя, ч	Время работы загруженной дробилки, ч
1-е	1-я с 8 до 16 ч.	4 – 36	5 – 48
	2-я с 16 до 24 ч	4 – 00	4 – 30
	3-я с 0 до 8 ч.	4 -54	5 – 42
2-е	1-я	4 – 18	4 – 24
	2-я	3 – 42	4 – 36
	3-я	4 - 00	4 - 30
3-и	1-я	4 – 48	4 – 48
	2-я	5 – 30	5 – 48
	3-я	6 – 18	6 – 30

Счетчики часов чистой работы питателя дробилки ЩКД и щековой дробилки под нагрузкой установлены в диспетчерской ДСЗ Курманского карьера. Схема подключения счетчика часов чистой работы питателя представлена на рисунок 1.

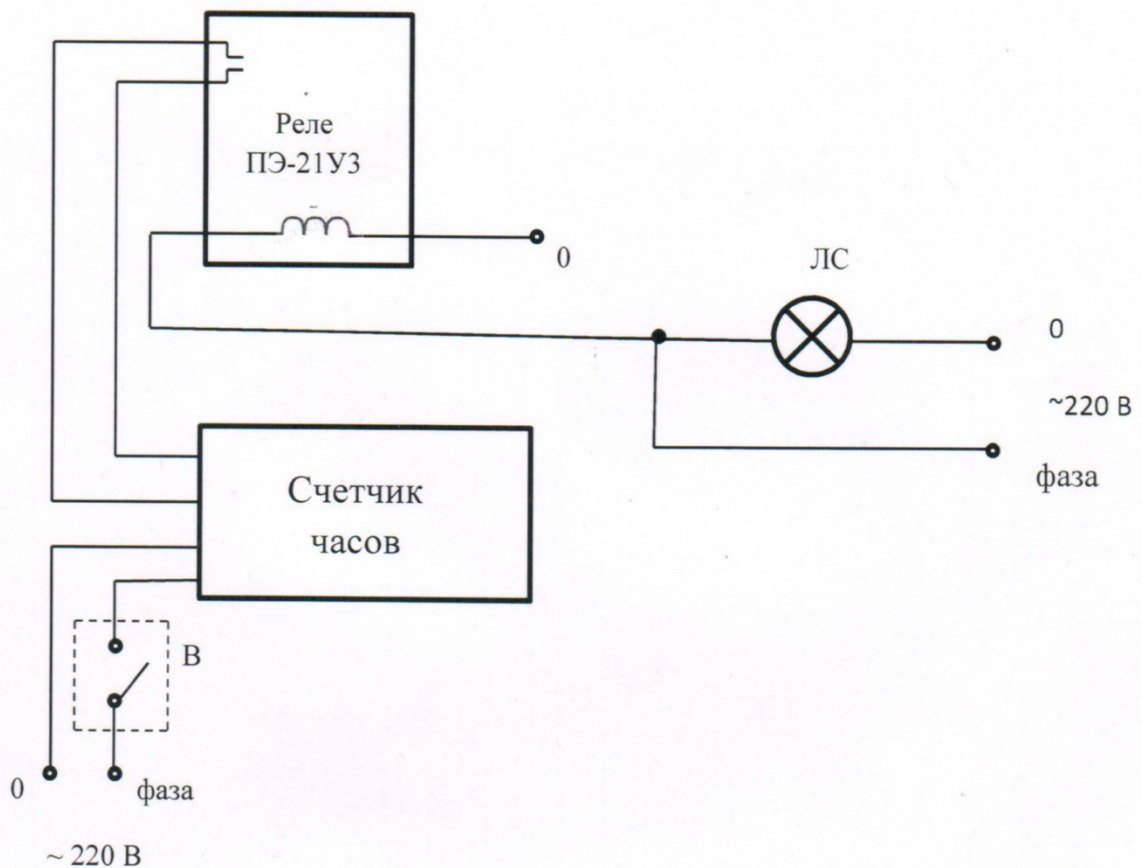


Рисунок 1 – Схема подключения счетчика часов питателя ЩКД

Питание счетчика осуществляется через выключатель В напряжением 220 В. Включение и отключение электромагнита пуска-останова производится нормально-разомкнутыми контактами реле ПЭ-21УЗ, которое включается в работу через сигнальную лампу ЛС работы питателя, напряжение на которую подается при включении питателя и снимается при остановке питателя.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Топоров К. Д., Колтунов А. В.

Научный руководитель Волегов С. А., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Повышение износостойкости деталей машин осуществляется различными технологическими методами, но они бывают слишком продолжительными, энергоемкими, а также затрачивается масса рабочей силы. Применение композиционных покрытий из поверхностно-активных веществ в сочетании с вибрацией позволяет управлять физико-механическими свойствами контактирующих поверхностей, а также повышать производительность труда, снижать энергозатраты и улучшать качество продукции, делая её более конкурентоспособной на мировом рынке, что является актуальностью работы.

Изнашивание деталей, выполняющих различные функции, происходит неравномерно. Серьезные изменения происходят вследствие изнашивания силовой установки: резко уменьшается мощность двигателя, повышается расход топлива и смазочных материалов, увеличиваются потери на трение в механизмах силовой передачи [1].

Износ условно можно разделить на две основные группы: адгезионный и диффузионный износ. Адгезионный износ происходит в результате действия высоких локальных давлений, сваривания между собой шероховатостей поверхностей, последующей пластической деформации, возникающей при их относительном перемещении, разрушения локальных сцеплений шероховатостей, удаления или переноса металла [2].

Диффузионный износ происходит вследствие того, что при высоких температурах частицы инструментального материала проникают в стружку и обрабатываемую деталь. Это приводит к изменению химического состава и физико-механических свойств в поверхностных слоях инструмента и снижает его износостойкость.

Для обнаружения данных видов износа существуют эффективные методы определения нарушений сплошности в поверхностных слоях деталей (магнитная дефектоскопия); поиск нарушений путём излучения и принятия ультразвуковых колебаний, и дальнейшего их анализа (ультразвуковая дефектоскопия) и другие методы [3].

В зависимости от вида износа применяют различные методы упрочнения и восстановления деталей. Изношенные детали восстанавливают различными электролитическими способами. В производстве получили распространение хромирование, ожелезнение, никелирование, меднение и цинкование. Данные методы обладают высокой производительностью, не требуют больших материальных затрат (используются дешевые электролиты), позволяют бороться с различными видами износа (коррозионно-механическим, механическим и др.).

Термическая обработка металлов и сплавов — процесс тепловой обработки металлических изделий, целью которого является изменение структуры и свойств в заданном направлении. Термической обработке подвергают полуфабрикаты (заготовки, поковки, штамповки и т. п.) для улучшения структуры, снижения твердости, улучшения обрабатываемости, и окончательно изготовленные детали и инструмент для придания им требуемых свойств [4].

Смазывание предназначено для снижения потерь мощности и сокращения скорости изнашивания соприкасающихся деталей. Помимо этого, устраняется заедание, поверхность деталей защищается от коррозии, повышается компрессия и создается определенная амортизация при ударных нагрузках за счет выдавливания смазочного материала из зазоров между деталями. PVD-процесс применяют для создания на поверхности деталей, инструментов и оборудования функциональных покрытий — износостойких, коррозионностойких, эрозионностойких, антифрикционных, антизадирных, барьерных и т. д.

С помощью PVD-процесса получают покрытия толщиной до 5 мкм, обычно после нанесения покрытия поверхность не требует дополнительной обработки.

Для повышения прочностных свойств детали используют легирование. К наиболее часто применяемым легирующим элементам относятся марганец, кремний, никель, молибден, вольфрам, ванадий, титан, ниобий и др. Основной эффект от легирования достигается в том случае, когда происходит изменение типа кристаллической решетки железа.

Лазерная наплавка порошковых материалов обеспечивает получение наплавленного слоя высокой степени однородности и качества без значительного термического влияния на нижележащие слои металла. Применяют порошки хрома, бора, никеля, кремния. После последующей шлифовки толщина наплавки может достигать 0,2-0,4 мм, повышается износостойкость наплавленного слоя в 2-3 раза.

Электронно-лучевая обработка поверхности производится мощным электронным пучком в вакуумной среде и имеет ряд преимуществ по сравнению с лазерной обработкой: более высокий КПД, высокая мощность и меньшая стоимость. Износ уменьшается в 2-4 раза.

Методы детонационного и плазменного нанесения покрытия – газотермические методы, основанные на полном или частичном нагреве материала покрытия до состояния плавления и распылении его газовой струей. Особенность этих методов упрочнения – возможность наносить тугоплавкие материалы на металлическую подложку без значительного ее нагрева (не более 150° С) [5].

Упрочнение поверхностных слоев методом диффузионного молекулярного армирования относится к нанотехнологическим методам. Наблюдаемый эффект повышения прочности поверхностного слоя объясняется «армированием» материала поверхностного слоя цепочками атомов радикалов, прочность связей в которых до 5 раз превышает металлическую, а также барьерным действием внедренных радикалов на процесс образования и скольжения дислокаций, что препятствует накоплению дефектов и замедляет развитие усталости и разрушение материала.

Для получения наноструктурных покрытий используются:

- катоды с легирующими добавками; вращение подложки для получения многослойных покрытий с толщиной слоев менее 100 нм;
- электрическое смещение подложки для ионной бомбардировки растущей пленки и нагрев подложки до относительно высокой температуры.

Износ пагубно влияет на процесс и результат работы машины и приводит к многочисленным поломкам. Изнашивание возникает под воздействием трения, нагрузок, условий работы и окружающей среды. Для каждого вида износа применяются определенные технологические методы борьбы с ним. Также мы можем продлевать службу механизмов путем термической обработки, методом гальванического покрытия, использованием смазочных материалов, применением PVD-процесса (напыление конденсацией из паровой (газовой) фазы), легирования, методами лазерного, электронно-лучевого, плазменного и детонационного упрочнения, а также применяя нанотехнологии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Некрасов С. С. Обработка материалов резанием: учебник. – М.: Агропромиздат, 1996. 325 с.
2. Приборостроение и средства автоматизации контроля / под ред. С. И. Фрейберга. – М.: ВИНТИ, 1961. 250 с.
3. Дефектоскопия металлов / под ред. Д. С. Шрайбера. – М.: Машиностроение, 1959. 185 с.
4. Новиков И. И. Теория термической обработки металлов. – М.: Металлургия, 1978. 420 с.
5. Елагина О. Ю. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин. – М: Логос, 2009. 488 с.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Булатов А. А., Филатов М. С., Фурсов В. В.

Научный руководитель Волегов С. А., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Повышение износостойкости деталей машин осуществляется различными технологическими методами, но они бывают слишком продолжительными, энергоемкими, а также затрачивается масса рабочей силы. Применение композиционных покрытий из поверхностно-активных веществ в сочетании с вибрацией позволяет управлять физико-механическими свойствами контактирующих поверхностей, а также повышать производительность труда, снижать энергозатраты и улучшать качество продукции, делая её более конкурентоспособной на мировом рынке, что является актуальностью работы.

Вследствие изнашивания силовой установки происходят серьезные изменения в работе машины: резко уменьшается мощность двигателя, повышается расход топлива и смазочных материалов, увеличиваются потери на трение в механизмах силовой передачи [1].

В зависимости от вида износа применяют различные методы упрочнения и восстановления деталей. В производстве получили распространение электролитические методы упрочнения: хромирование, ожелизация, никелирование, меднение и цинкование. Данные методы характеризуются высокой производительностью, небольшой затратностью на электролит, позволяют бороться с различными видами износа (коррозионно-механическим, механическим и др.).

Электронно-лучевая обработка поверхности производится мощным электронным пучком в вакуумной среде и имеет ряд преимуществ по сравнению с лазерной обработкой: более высокий КПД, высокая мощность и меньшая стоимость. Износ уменьшается в 2-4 раза.

Важное значение в развитии современного машиностроения имеет наноструктурированная продукция триботехнического направления и оборудование для обработки деталей с нанометровой точностью и для нанесения нанопокровов. Переход к наноструктурным покрытиям, у которых размер кристаллитов в пленке не превышает 100 нм, позволит значительно улучшить характеристики защитного покрытия. Серьезные положительные изменения в экономике в том числе и в машиностроении, внесут макроматериалы из нанотрубок или содержащие нанотрубки (рисунок 1).

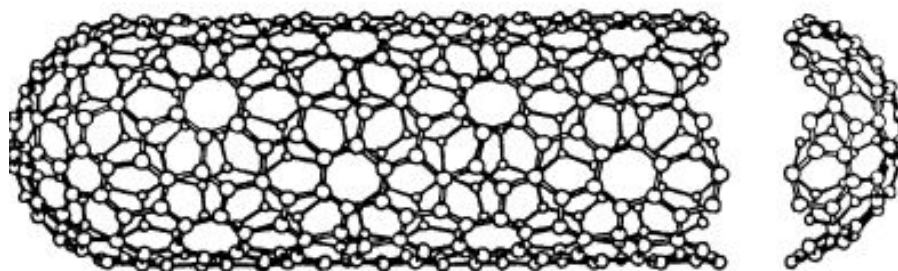


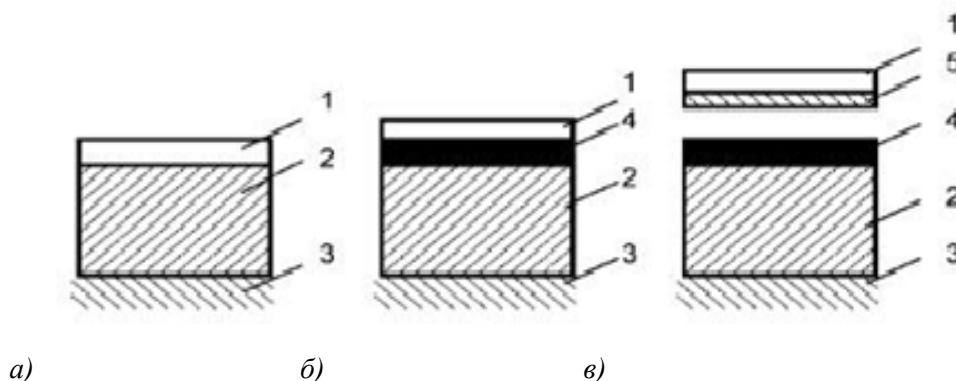
Рисунок 1 – Изображение идеальной нанотрубки

Нанотрубки в осевом направлении являются самым прочным волокном из-за очень высокой прочности ζ -связей. При свертывании графеновых листов в бесшовную трубку прочность увеличивается, поэтому УНТ прочнее графита и по модулю Юнга соответствуют алмазу или превосходят его.

Композиционные материалы с использованием углеродных нанотрубок будут иметь весьма важное значение в качестве защитных экранов от излучения и других важных конструкционных материалов ответственного назначения [2].

Также энергия взрыва повышает износостойкость поверхностей изделий при истирании, их твердость, пределы прочности и текучести, статическую прочность (сварных соединений в результате сквозного наклепа сварного шва и зоны термического влияния), циклическую прочность (из-за повышения пределов прочности и текучести материала).

Упрочнение энергией взрыва осуществляют по схемам, показанным на рисунке 2, в зависимости от конструкции и назначения упрочняемого изделия [3].



1 – заряд; 2 – деталь; 3 – опора; 4 – среда; 5 – пластина

Рисунок 2 – Схемы процесса упрочнения с помощью взрыва: а – с укладыванием взрывчатого вещества на поверхность; б – с использованием передающей среды; в – с метанием пластины на поверхность

Износ пагубно влияет на процесс и результат работы машины и приводит к многочисленным поломкам. Изнашивание возникает под воздействием трения, нагрузок, условий работы и окружающей среды. Для каждого вида износа применяются определенные технологические методы борьбы с ним. Также мы можем продлевать службу механизмов путем термической обработки, методом гальванического покрытия, использованием смазочных материалов, легирования, методами лазерного, электронно-лучевого, плазменного и детонационного упрочнения, а также применяя нанотехнологии.

В машиностроении, особенно двигателестроении и автомобильной промышленности, за счет применения наноматериалов, более точной обработки и восстановления поверхностей можно добиться значительного (до 1,5-4 раз) увеличения ресурса работы автотранспорта, а также снижения втрое эксплуатационных затрат (в том числе расхода топлива), улучшения совокупности технических показателей (снижение шума, вредных выбросов), что позволяет успешнее конкурировать как на внутреннем, так и на внешнем рынках.

Металлические материалы с наноструктурой обладают повышенной по сравнению с обычным структурным состоянием твердостью и износостойкостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коллинз Д. Н. Повреждение материалов в конструкциях. – М.: Мир, 1984. 624 с.
2. Гусев А. И. Наноматериалы, наноструктуры, нанотехнологии. – М.: Физматлит, 2007. 416 с.
3. Прюммер Р. Обработка порошкообразных материалов взрывом / пер. с нем. – М.: Мир, 1990. 128 с.

ПРИМЕНЕНИЕ НАНОТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН

Курелех К. А., Насретдинов М. М.

Научный руководитель Хазин М. Л., д-р техн. наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Длительная и надежная работа горно-шахтного и транспортного оборудования возможна только при условии своевременного и качественного технического обслуживания и ремонта. Восстановление изношенных деталей позволяет в значительной мере уменьшить затраты материалов и энергии, необходимых для изготовления новых деталей.

Около 75 % деталей, выбраковываемых при первом капитальном ремонте горного оборудования, являются ремонтпригодными [1, 2]. Поэтому целесообразной альтернативой расширению производства запасных частей является вторичное использование изношенных деталей, восстанавливаемых в процессе ремонта.

Себестоимость восстановления для большинства восстанавливаемых деталей не превышает 70 % стоимости новых, а расход материалов в 15-20 раз ниже, чем на их изготовление. Высокая экономическая эффективность предприятий, специализирующихся на восстановлении деталей машин, обеспечивает им конкурентоспособность в условиях рыночного производства [1-3].

В последние годы наблюдается исключительно бурное развитие технологий нанесения защитных и износостойких покрытий. Результатом можно считать несомненные успехи в увеличении конструктивной прочности изделий, достигнутые за счет, осаждения покрытий электрохимическим и химическим методами, напылением и другими прогрессивными методами [3].

Полученное таким образом композиционное изделие будет удовлетворять требованию гармоничного сочетания надежности, долговечности, прочности.

Перспективное направление восстановления и упрочнения деталей – применение нанотехнологий. Нанотехнологии являются одним из приоритетных направлений развития научно-технического прогресса в мире. В настоящее время разработаны различные методы получения мелкокристаллических материалов, дисперсноупрочняемых сплавов и ультрадисперсных порошков.

Работы по созданию конструкционных наноматериалов, таких как металлы, стали, сплавы и др. ведутся давно. Предложены различные методы получения ультрадисперсных или нанопорошков, мелкокристаллических материалов и дисперсноупрочняемых сплавов. Особенно большое количество наноматериалов синтезировано в последние годы. В сравнении с традиционными материалами наноматериалы дают повышение твердости в 2...7 раз, предела прочности в 1,5...8 раз, предела текучести в 2...3 раза, проявляют эффект сверхпластичности у металлов и пластичности у керамик и т.д. Эти результаты, полученные в основном экспериментально-опытным путем, тем не менее, свидетельствуют, что работы в этом направлении позволят добиться в качественном и количественном отношении кардинального улучшения свойств и, по сути, создания нового класса материалов [4].

В настоящее время в мировой практике при получении большинства металлов и сплавов требуемые свойства обеспечиваются посредством управления формированием структуры. При этом микро- и наноструктурированные материалы составляют прорывное направление технологического развития. Физико-механические свойства металлов и сплавов при их наноструктурировании заметно улучшаются, а ресурс изделий различного назначения может увеличиваться в несколько раз [5-7]. Применение металлических наноматериалов делает возможным инновационное перевооружение транспортного машиностроения, горнодобывающей и перерабатывающей, авиакосмической, станкоинструментальной и других отраслей промышленности [4-5].

Известно, что свойства наноструктурированных металлических материалов существенно зависят от характера распределения, формы и химического состава составляющих их кристаллитов [4-7].

Одним из вариантов нанотехнологий является осаждения покрытий электрохимическим и химическим методами. Электрохимические и химические покрытия успешно применяют в ремонтном производстве для восстановления размеров изношенных поверхностей деталей, повышения их износостойкости, защиты деталей от коррозии, улучшения прирабатываемости трущихся поверхностей, защиты их от науглероживания при цементации. С целью повышения механических свойств покрытий проводили изменение их за счет введения в электролиты нанопорошков различного состава.

Введение в электролит хромирования нанопорошков оксида алюминия с размерами частиц 10...30 нм позволило повысить эксплуатационные свойства покрытий и увеличить ресурс восстановленных деталей. Проведенные испытания показали, что микротвердость и износостойкость покрытия повысилась в 1,5 и 2,0 раза соответственно. Измерения твердости проводили на микротвердомере ПМТ-3, а износостойкость определяли на лабораторном стенде.

Для осаждения покрытий с особыми свойствами в электролиты вводили нанопорошки различного состава. За счет включения частиц порошка в осаждаемое покрытие происходило изменение его структуры, что проявлялось в улучшении механических свойств материалов: повышении твердости, сопротивлении износу и коррозии. Например, микротвердость композиционных материалов при введении наночастиц в их структуру повышалась в 1,50-2,0 раза, в зависимости от объемной доли добавки. Включение наночастиц в никелевые и хромовые покрытия уменьшало интенсивность их изнашивания в зависимости от содержания наноразмерного порошка соответственно в 1,2-1,6.

Данный способ позволяет улучшить основные физико-механические свойства получаемых покрытий при восстановлении деталей. Улучшение физико-механических свойств электрохимического покрытия связано с изменением его структуры за счет нанодисперсных частиц. Это позволяет увеличить ресурс деталей горных и дорожно-строительных машин. Способ получения композиционных электрохимических покрытий на основе хрома с использованием нанодисперсного порошка оксида алюминия был применен для восстановления и упрочнения посадочных мест вала редуктора бурового станка СБШ 250 - МНА. Проведенные эксплуатационные испытания показали, что ресурс вала, восстановленного с применением наноконпозиционного хромирования, по сравнению с восстановлением обычным электрохимическим хромированием увеличился на 65 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Восстановление деталей машин: справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов [и др.]. – М.: Машиностроение, 2003. 672 с.
2. Иванов В. П. Технология и оборудование восстановления деталей машин: учебник. – М.: Техноперспектива, 2007. 458 с.
3. Хазин М. Л. Теория и методы восстановления деталей горных машин: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. 308 с.
4. Быков Ю. А. Конструкционные наноматериалы // *Металлургия машиностроения*. № 1. 2011. С. 9-19. № 2. 2011. С. 27-36.
5. Металлические материалы: состояние и перспективы / М. Л. Хазин, Р. А. Апакашев, В. Ф. Копачев [и др.] // *Известия вузов. Горный журнал*. 2013. № 5, С. 134-139.
6. Microstructure, texture and mechanical properties of aluminum processed by high-pressure tube twisting / M. Arzaghia, J. J. Fundenbergera, L. S. Totha // *Acta Materialia*. 2012. Vol. 60, № 11. P. 4393–4408.
7. Ваганов В. Е., Кечин В. А., Евдокимов И. А. Современные достижения по получению материалов с нанокристаллической структурой // *Вестник науч.-техн. развития*. 2010. № 6(34). С. 3–11.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ТРУБ НАКЛОННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Дмитриев С. В.
ОАО «Водоканал»

Методика определения диаметров труб вертикальных и наклонных трубопроводов может быть применена во всех отраслях промышленности, городского и сельского хозяйства, так как трубопроводный транспорт является основным видом доставки воды, нефти, нефтепродуктов, газа и т. д. до потребителя.

Применяемые в настоящее время методик определения диаметра труб наклонных ставов не учитывают силы гравитации перемещаемых сред, вследствие чего увеличиваются капитальные вложения (при строительстве транспортных систем); потери энергии при их эксплуатации.

Остановимся на основных недостатках применяемой в настоящее время методики определения диаметра трубопровода:

– в связи с тем, что при проектировании транспортных систем скорость потока текучего принимается постоянной, то и диаметры труб выбираются одного размера;

– выбор диаметра труб транспортных систем осуществляется только на базе подсчетов потерь напора на трение в трубах и потерь напора в местных сопротивлениях. При этом не учитываются потери энергии, имеющие место в вертикальных и наклонных ставах труб, которая расходуется на удержание столба (массы) жидкости или газа. Масса текучего в вертикальном трубопроводе равна

$$m = (\pi d^2 / 4) H \rho, \quad (1)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м; H – высота става (высота поднятия текучей среды, м; ρ – плотность текучей среды, кг/м³.

Потеря энергии на удержание столба текучего в вертикальном ставе равна

$$W_y = (\pi d^2 / 4) \rho H \Delta w, \quad (2)$$

где Δw – количество энергии, необходимой для удержания 1 кг массы текучего в течение 1 с; $\Delta w = 9,8$ Дж/с.

В работе приведена формула для определения диаметра вертикального трубопровода

$$d_{\text{вер}} = \sqrt[3]{0,105 \lambda \cdot Q^3}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления; Q – подача насоса, м³/с.

При горизонтальном расположении става труб их внутренний диаметр определяется по применяемым в настоящее время методикам (с учетом потерь энергии потока на трение и в местных сопротивлениях).

Для наклонных восходящих трубопроводов внутренние диаметры труб следует определять по формуле

$$d_{\text{нак}} = d_{\text{гор}} - \frac{d_{\text{гор}} - d_{\text{вер}}}{90^\circ} \alpha, \quad (4)$$

где 90° – прямой угол (между горизонтальным и вертикальным ставом труб); α – угол расположения трубопроводного става к горизонту, град.

Результаты формулы (4) базируются на том, что силы гравитации, влияющие на потери энергии при перемещении текучего, зависят от угла α .

Применение усовершенствованной методики расчета диаметров труб приведет к уменьшению как капитальных, так и эксплуатационных затрат предприятий, использующих гидротранспортные системы.

К ВОПРОСУ АКТУАЛЬНОСТИ РАЗРАБОТКИ УТОЧНЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ

Васьков В. С.

Научный руководитель Таугер В. М., канд. техн. наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В технологическом комплексе добычи полезных ископаемых открытым способом на долю экскавации приходится до 40 % общих расходов. Одноковшовые экскаваторы относятся к числу наиболее распространенных землеройных машин [1].

В России исторически сложилась сильная школа, которую создали крупные ученые и разработчики, занимавшиеся (и занимающиеся в настоящее время) проектированием машин с механическим и электромеханическим приводами. С 70-х годов прошлого века в стране ведутся также разработки мощных гидравлических экскаваторов. В условиях постоянного увеличения объемов земляных работ и ужесточения требований к качеству их выполнения огромное значение приобретает задача совершенствования методов проектирования землеройной техники. Одним из важнейших шагов на пути ее решения являются исследования, направленные на совершенствование расчетов нагрузок на звенья пространственной кинематической цепи «платформа – стрела – рукоять – ковш» в течение рабочего цикла. Точность проектного расчета элементов рабочего оборудования современными методами невысока по следующим причинам: сложность математического выражения силовых факторов в многозвенной кинематической цепи с большим числом степеней подвижности; разнообразие видов выполняемой экскаватором работы; неопределенность внешней нагрузки на рабочее оборудование.

Трудами выдающихся отечественных ученых Н. Г. Домбровского, Е. Р. Петерса, А. Н. Зеленина, Ю. А. Ветрова, А. С. Реброва, Р. Ю. Подэрни и др. заложены основы расчета и проектирования землеройной техники. Большая заслуга в развитии методик проектирования и в разработке систем управления приводами экскаваторов принадлежит исследованиям В. Р. Кубачека, П. А. Касьянова, Б. А. Носырева, А. П. Комисарова, Н. М. Сулова.

Сравнение отдельных методик позволяет выявить как их различия, так и общие черты и в итоге сформулировать задачи дальнейшей работы. Целесообразно рассмотреть наиболее известные фундаментальные труды, отразить новейший результат их развития, после чего дать характеристику современным подходам к расчету и проектированию рабочего оборудования.

При подходе с позиций теории механизмов и машин достаточно [2]: выявить способ представления в расчетах материальной природы (формы, размеров, массы) каждого звена исследуемой кинематической цепи; установить, насколько полно отражаются методикой параметры движения (траектории, скорости, ускорения) звеньев в течение рабочего цикла; оценить степень точности отражения в расчете действующих на звенья активных сил и сил инерции.

Важно подчеркнуть, что расчеты различных видов рабочего оборудования методически идентичны. Следовательно, результаты изучения расчетов прямых лопат вполне правомерно распространить на расчеты обратных лопат.

В классических методиках [3, 4] прежде всего обращают на себя внимание предельные упрощения формы стрелы, рукояти и ковша, а также практическое отсутствие динамического анализа. Все это, вызвано сложностью расчета динамики многозвенной кинематической цепи с большим числом степеней подвижности.

Вносимые по необходимости в расчет упрощения формы звеньев, допущения, касающиеся характера движений, точек приложения сил и т.д. приводят к значительным погрешностям, в отдельных случаях ставящим под сомнение конечные результаты. Необходимость сохранения работоспособности оборудования в случае вероятного превышения нагрузками их расчетных значений требует введения различных повышающих коэффициентов типа завышенных запасов мощности и прочности. Единственная возможность в таких условиях гарантировать работоспособность техники – построение методов расчета на практических данных, полученных из опыта эксплуатации.

Ограниченность такого подхода очевидна. Существенным недостатком метода, построенного на статистических данных, является консервативность, обусловленная, во-первых, отсутствием аппарата оперативного отслеживания новшеств, вносимых в технологию экскавации, и, во-вторых, вынужденным копированием уже известных аналогов при проектировании новых машин. Следует добавить, что несовершенство кинематического расчета не позволяет учесть нагрузки, возникающие в периоды неустановившегося движения рабочего оборудования.

В исследованиях, посвященных совершенствованию методов расчета, предпринимаются попытки более подробного силового анализа рабочего оборудования. Однако при их изучении создается впечатление, что авторы испытывают слишком сильное влияние классического подхода. Используются те же допущения относительно формы и масс звеньев, решаются задачи, как правило, применительно к нескольким характерным положениям стрелы и рукояти или к их перемещению в одной плоскости, а иногда и вообще один конкретный случай нагружения.

В последнее время все большее внимание уделяется методам математического моделирования и САПР [5]. Кроме того, что компьютерные модели позволяют значительно расширить рамки проектирования, они также помогают качественно представить изменение нагрузок на рабочие органы в процессе экскавации. Но адекватность виртуальной модели зависит от точности базовой математической модели, которая на настоящий момент невысока.

Изучение известных на данный момент методов расчета нагрузок на рабочее оборудование позволяет сделать следующие выводы.

1. Как в классических, так и в новейших методиках стрела и рукоять представлены в виде стержней с массой, сосредоточенной в точке (в центре тяжести).

2. Классические методики оперируют номинальными скоростями движения рабочих органов и их ступенчатым изменением в зависимости от вида работ и стадии копания. Значение скорости принимается из предписанного диапазона. График ее изменения устанавливается на основе статистических исследований. Ускорения не рассматриваются.

Новейшие методики, в основном благодаря использованию компьютерного моделирования, позволяют выполнить полный кинематический анализ процесса копания.

3. В классических методиках активные силы задаются статистически. Динамика рабочего оборудования в процессе копания не рассматривается.

Авторами новейших методик предпринимаются попытки динамического расчета рабочего оборудования применительно к конкретным операциям.

Все вышеизложенное приводит к заключению, что одним из важнейших шагов на пути к созданию новых конструкций экскаваторов следует считать совершенствование методики определения нагрузок на звенья пространственной кинематической цепи «платформа – стрела – рукоять – ковш» в течение рабочего цикла за счет построения уточненной математической модели процесса экскавации.

Уточненная математическая модель позволит не только повысить производительность, но и сделать результаты расчета требуемых выходных параметров приводов более достоверными, минимизировать массогабаритные показатели рабочего оборудования и в конечном итоге повысить надежность и экономичность экскаватора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Подерни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ: учебное пособие. В 2-х т. Т. 1. 4-е изд. стер. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2001. 422 с.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1988. 640 с.
3. Крикун В. А., Манасян В. Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учеб. пособие. – М.: АСВ, 2001. 104 с.
4. Маковеев А. В. Обоснование параметров карьерных экскаваторов в зависимости от условий эксплуатации: дис... канд. техн. наук. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008. 109 с.
5. Павлов В. П., Живейнов Н. Н., Карасев Г. Н. Проектирование одноковшовых экскаваторов с применением ЭВМ и САПР: учеб. пособие / под ред. В. П. Павлова. – Красноярск: Изд-во Красноярского университета, 1988. 184 с.

АНАЛИЗ СХЕМ ПОДЪЕМА И ФИКСАЦИИ МАЧТ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Кабанов И. Н., Савинова Н. В.
 ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Мачта узел бурового станка, служащий для обеспечения совместного функционирования механизмов вращения, подачи бурового става, и вспомогательных устройств. Конструктивно мачта представляет собой пространственную сварную металлоконструкцию (рисунок 1), внутри которой размещено оборудование для выполнения основных и вспомогательных работ, связанных с бурением. Мачта подвижно закреплена на опорах, расположенных на платформе станка. Рабочее положение мачты может быть вертикальным или наклонным (15° , 30°), в транспортном положении она располагается горизонтально. Изменение положения мачты осуществляется гидроцилиндрами. В рабочих положениях конструкция фиксируется механическим способом специальными устройствами.



Рисунок 1 – Буровой станок

использовались одномерные конечные элементы – стержни.

Модель закрепления фиксирует модель формы в расчетном виртуальном пространстве, лишая определенные узлы конечно-элементной модели степеней свободы. В работе рассмотрены по три варианта фиксации каждой модели геометрии (рисунок 3).

В представляемой работе выполнено моделирование мачт бурового станка. Для предпроцессорной подготовки и выполнения расчетов использовался расчетный модуль APM Structure 3D программы инженерного анализа APMWinMachine. Для построения геометрической модели были выбраны шесть вариантов решеток (рисунок 2). Габариты всех вариантов, шаг крепления поперечных элементов и раскосов одинаковые. Для создания конечно-элементной структуры

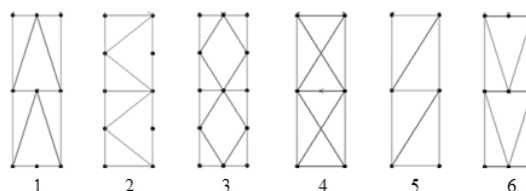


Рисунок 2 – Варианты решеток металлоконструкции мачт

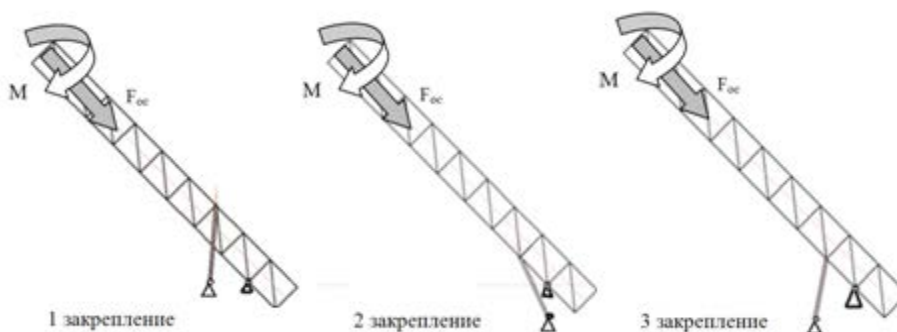


Рисунок 3 – Модель закрепления

Модель нагружения для рабочего состояния описывается совокупность силовых факторов: усилия подачи, момента кручения, силы тяжести металлоконструкции и оборудования расположенного на мачте. Рабочие нагрузки рассмотрены для трех положений мачты: вертикальное, наклонное 15° и наклонное 30°. Модель нагружения подъема мачты включает силу тяжести металлоконструкции и оборудования.

Для оценки результатов полученных в ходе исследования, были проведены проверочные расчеты. Реакции в месте крепления гидроцилиндров к мачте (рис. 4) получены из уравнения моментов $\sum M_A = 0$.

$$mga - R_y b - R_x c = 0;$$

$$R_x = R \cdot \cos \alpha, R_y = R \cdot \sin \alpha;$$

Таким образом,

$$R = \frac{mga}{\sin \alpha \cdot b + \cos \alpha \cdot c}.$$

Для учета подъема мачты из горизонтального положения введен коэффициент $F = k_d \cdot R$.

Мачта поднимается двумя гидроцилиндрами, поэтому значение реакции уменьшаем вдвое $F_{1ц} = \frac{F}{2}$; для сравнительного анализа, реакция раскладывается по осям глобальной системы расчетного модуля $F_{x1ц} = F_{1ц} \cdot \cos \alpha$ $F_{y1ц} = F_{1ц} \cdot \sin \alpha$.

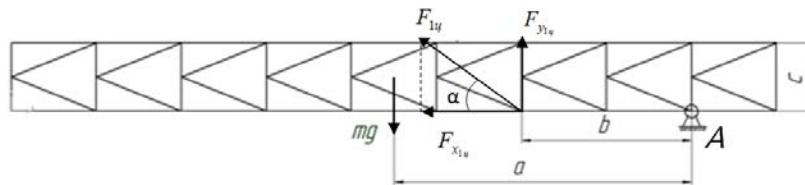


Рисунок 4 – Горизонтальное положение мачты, закрепление №2

Результаты проверочных расчетов совпадают с результатами, полученными при конечно-элементном моделировании. Результаты этих расчетов в дальнейшем необходимы для выборов параметров гидроцилиндров подъема.

Поперечные сечения всех моделей были подобраны таким образом, что максимальные напряжения в конструкции не превышали 170 МПа (допускаемого напряжения для Ст3 при работе на сжатие).

Краткие результаты исследований приведены на рисунке 5. Во второй модели закрепления в большинстве расчетных случаев при наклонном бурении возникают значительные величины перемещений, более 100 мм; им же соответствуют наименьшие коэффициенты запаса устойчивости и наибольшая металлоемкость. Меньшая металлоемкость конструкции обеспечивается при первом варианте закрепления любой структуры, лучшие показатели у структур 1 и 3. Наилучшие структуры, с точки зрения обеспечения жесткости 3, 2 и 4.

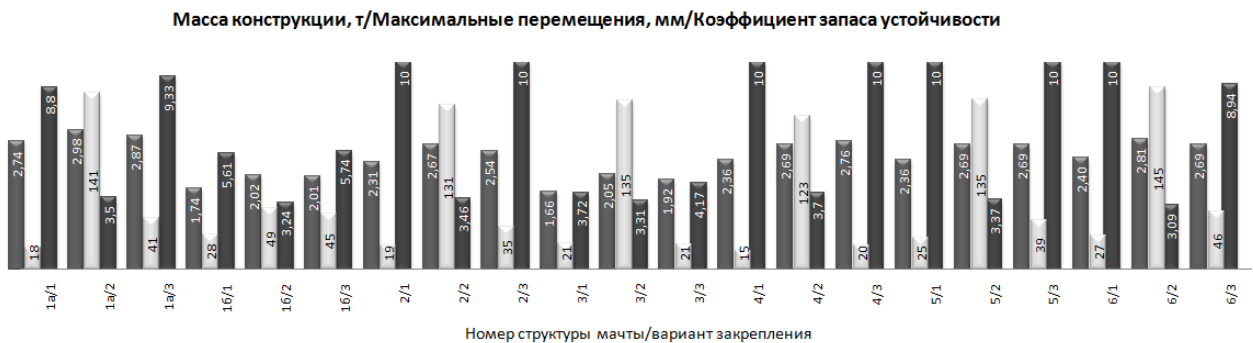


Рисунок 5 – Сводная диаграмма результатов исследований

АНАЛИЗ СИСТЕМ АМОРТИЗАЦИИ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК

Калянов А. Е.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Энергетические затраты на процессы дезинтеграции составляют не менее 19 % от общего энергопотребления. Одно из направлений снижения энергоемкости – интенсификация процесса дробления путем изменения скоростных и силовых параметров дробилок.

С другой стороны, повышение скорости приложения нагрузки приводит к уменьшению затрат энергии на пластическое деформирование, а при скоростях, больших скорости распространения пластических деформаций, разрушение породы происходит аналогично разрушению хрупкого тела [3].

Экспериментальное исследование процесса дробления в конусной дробилке КМД-2200 позволило установить, что повышение частоты качания подвижного конуса приводит к увеличению числа зажатий кусков в полости. Одновременно увеличивается скорость перемещения кусков между бронями. Таким образом, достигается повышение степени дробления без снижения производительности [1].

Производительность дробилки при повышении частоты качания подвижного конуса на 40% увеличивается незначительно (на 20%), а степень дробления – в 1,5 раза.

Зависимости расхода энергии от степени дробления при различной частоте качания подвижного конуса показывают, что удельная энергоемкость процесса дробления уменьшается с повышением частоты.

Таким образом, многочисленные эксперименты подтвердили возможность интенсификации процесса дробления в конусных дробилках и, тем самым, необходимость создания дробилок с широко изменяемыми, адаптирующимися под свойства разрушаемой породы параметрами.

Одним из существенных недостатков конструкции конусных дробилок среднего и мелкого дробления является наличие большого количества амортизирующих пружинных устройств и ограниченность величины сжатия пружин или отхода внешнего конуса от внутреннего, что не исключает возможности заклинивания дробилки. Еще одним недостатком является отсутствие возможности оперативного управления основными параметрами рабочего режима дробления [3].

Наибольшие возможности в регулировании параметров дробления достигнуты при создании экспериментального образца конусной дробилки с приводом качания конуса из группы вертикально расположенных гидроцилиндров. Конструкция дробилки обеспечивает независимое регулирование размера разгрузочной щели, степени и усилия дробления, работу дробилки под завалом, защиту от попадания недробимых тел, а также исключает взаимодействие подвижной и неподвижной броней в случае отсутствия нагрузки.

В то же время многолетний опыт эксплуатации конусных дробилок среднего и мелкого дробления показывает, что пружинная система амортизации, применяемая в отечественных дробилках, наиболее эффективно защищает ее от перегрузок при попадании недробимых тел. Применяемая на некоторых типах дробилок гидропневматические системы защиты не обеспечивают необходимое для защиты узлов дробилки снижение динамических нагрузок при попадании в дробилку недробимых тел. Кроме того, пружинная система проста в обслуживании и надежна в эксплуатации [2].

В настоящий момент на кафедре ГМК ведется разработка и расчет гидравлической схемы, которая сможет заменить пружинную систему прижатия на конусных дробилках среднего и мелкого дробления. Наряду с выполнением основных функций дробления, гидравлическая система прижатия способна осуществлять задержку подъема чаши и регулирование скорости подъема чаши, осуществляет оперативное автоматизированное управление основными параметрами дробления с непрерывным контролем состояния процесса, защита от недробимых тел без остановки процесса дробления.

Таблица 1 – Технические характеристики конусных дробилок мелкого дробления с пружинным и гидравлическим прижатием дробильной чаши

Модель дробилки	КМД-1200	НР-220
Диаметр подвижного конуса (мм)	1200	1160
Размер питателя (мм)	35	86
Размер выходного отверстия (мм)	3 – 15	6 – 25
Производительность (т/час)	60 – 275	90 – 260
Мощность двигателя (кВт)	70	220
Масса (т)	24,7	18,5

Таблица 2 – Техническая характеристика конусных дробилок для получения кубовидного щебня

Модель дробилки	Производительность, т/ч	Мощность двигателя, кВт	Размер исходного материала, мм	Размер выходного щебня, мм	Масса, т
ДРО-560 Россия	100 - 200	43	20 - 70	6 - 9	10,5
КИД-900 Россия	125 - 175	160	50 - 125		20
КМД-1750Т7-Д Россия	600	200	50	8 - 15	50
КМД-2200Т7-Д Россия	1425	315	95	8 - 15	93
Metso НР-200 Финляндия	300 – 550	132	70 – 170	6 – 15	10,4
Alta НЕС 9 Чехия	250 – 500	110 – 132	65 – 80	6 – 15	8,2
Parker 900 CONE Великобритания	275 – 525	75 – 90	30 – 95	6 – 15	9
Metso Minerals Н-3000 Швеция	225 – 775	150	36 – 90	4 – 16	9,2

Таким образом, сравнивая технические характеристики конусных дробилок отечественного и зарубежного производства, можно сделать вывод, что для работы на обогатительных фабриках необходимо использовать дробилки с пружинным типом прижатия дробильной чаши, а для работы на щебеночных карьерах более выгодно применять конусные дробилки с гидравлическим типом прижатия дробильной чаши. Так же необходимо провести модернизацию дробилок отечественного производства для производства щебня, путем внедрения гидравлической схемы прижатия дробильной чаши к станине.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лагунова Ю. А. Проектирование обогатительных машин: учебник. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 378 с.
2. Лагунова Ю. А., Жиганов П. А., Червяков С. А. Анализ передвижных дробильных установок по производительности, массе и энерговооруженности // Научно-аналитический и производственный журнал «Горное оборудование и электромеханика». 2014. № 2.
3. Лагунова Ю. А., Орочко А. В., Червяков С. А., Груздев А. В. Технические и технологические показатели конусных дробилок мелкого дробления // Научно-аналитический и производственный журнал «Горное оборудование и электромеханика». 2013. № 3.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СТРЕЛЫ ПУТЕУКЛАДЧИКА

Лапехин Д. О.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Путеукладчик предназначен для транспортирования и установки железнодорожных рельсовых полотно. Путьекладчик имеет длинную стрелу, оказывающую существенное влияние на массу машины. Если уменьшить массу стрелы, то уменьшится масса всей машины. Возможность уменьшения массы выявляется при анализе напряжений в элементах стрелы.

Работа путеукладчика условно разделена на 3 положения (рисунок 1):

- 1) захват и подъем рельсового пути;
- 2) перемещение рельсового пути до крайней опоры основания путеукладчика;
- 3) крайнее положение рельсового пути на стреле.

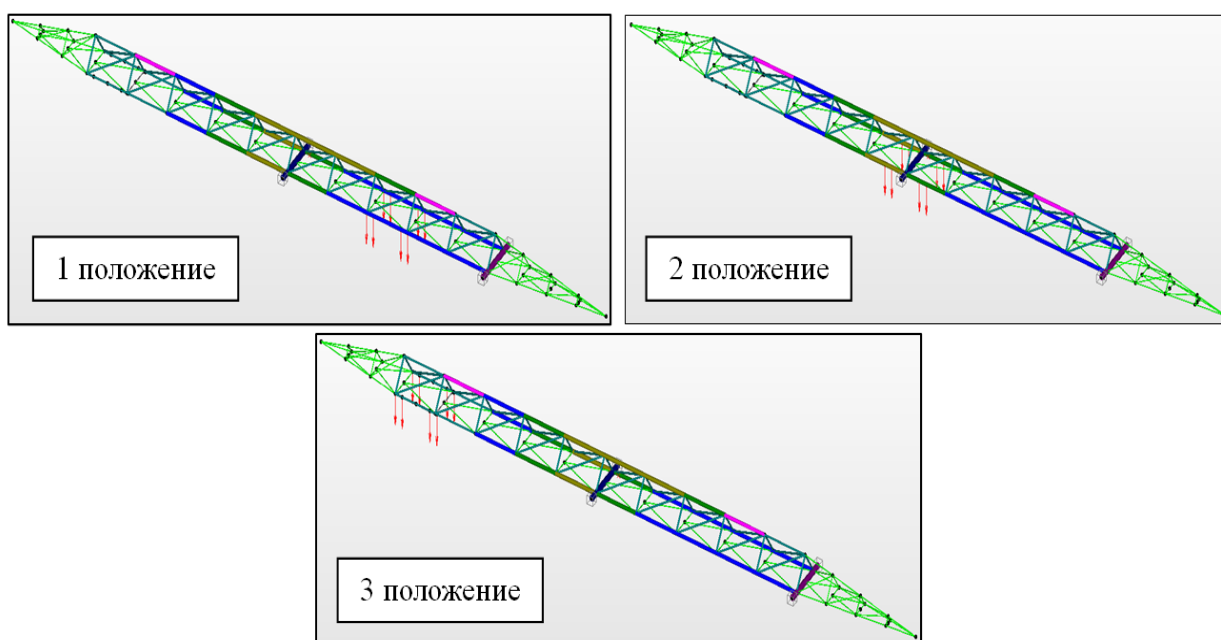


Рисунок 1 – Рабочие положения

Из 3-х представленных положений последнее является наиболее опасным и подвержено большим нагрузкам на стрелу, так как расстояние между опорами, меньше расстояния от крайней опоры до крайнего положения. Все расчеты приведены для этого положения.

Анализ напряженно-деформированного состояния позволяет выявить элементы рабочего оборудования, имеющие излишние запасы прочности, подобрать оптимальные сечения и за счет этого уменьшить массу рабочего оборудования. Для расчета напряжений применяются специализированные пакеты. В нашем университете используется АПМ WinMachine.

Для расчета напряжений в этом пакете составляются: модель конструкции, модель закреплений и модель нагружения.

Модели конструкций могут содержать стержневые, пластинчатые, объемные элементы или их комбинации. Для рабочего оборудования решено было применить стержневую модель. Это объясняется тем, что рабочее оборудование рассматриваемой стрелы состоит из элементов круглого сечения, отсутствуют сложные профили.

Модель нагружения. Исходные данные для проектирования конструкции является минимальный вес удерживаемой конструкции 25 000 кг, длина стрелы 43 м, коэффициент запаса по устойчивости минимум 2.

Модель закрепления. Модель закрепления представляет собой опоры, накладываемые в соответствующих точках рабочего оборудования, обеспечивающих статическую определенность модели. Опоры устанавливаются в точках крепления стрелы к платформе путеукладчика.

Исследования. По разработанной модели проведены исследования по поиску оптимального сечения элементов рабочего оборудования, определены напряжения и масса конструкции. Первый расчет конструкции – трубы выбраны одинаковым сечением, в результате были найдены элементы, имеющие излишние запасы прочности. Масса первого варианта: 43581 кг. В последующих расчетах конструкции были уменьшены сечения элементов, имеющих излишний запас прочности. Это и обеспечит снижение массы рассматриваемой конструкции.

Один из вариантов расчета (3-е, опасное положение) в виде карты напряжений приведён на рисунке 2.

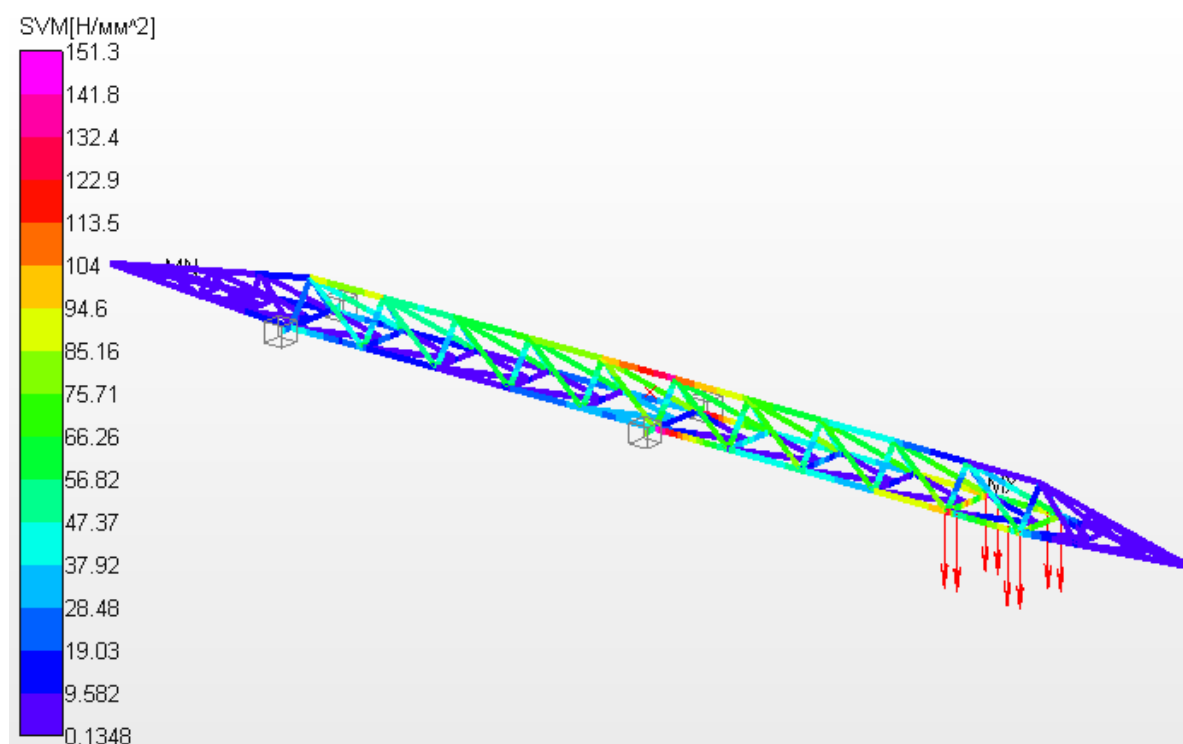


Рисунок 2 – Карта напряжений

Расчетами определены коэффициент запаса по устойчивости: 9,422; коэффициент запаса по текучести: 2,1; максимальные напряжения: 151,3 Н/мм²; общая масса конструкции: 20474,5 кг; максимальные перемещения головы стрелы: 148 мм.

Вывод: программа АПМ WinMachine позволяет грамотно спроектировать конструкцию, подбирая сечения элементов, обеспечивающих при достаточном коэффициенте запаса по прочности и устойчивости минимальную металлоёмкость. Для оптимального варианта получена масса: 20474,5 кг, начальный вариант, при одинаковых сечениях элементов конструкции стрелы путеукладчика: 43581 кг.

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА ЭЖГ-8И

Сазанов А. А.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Анализ напряженно-деформированного состояния позволяет выявить элементы рабочего оборудования, имеющие излишние запасы прочности, подобрать оптимальные сечения и за счет этого уменьшить массу рабочего оборудования. Для расчета напряжений применяются специализированные пакеты. В нашем университете используется АПМ WinMachine.

Для расчета напряжений в этом пакете составляются: модель конструкции, модель закреплений и модель нагружения.

В модель рабочего оборудования включена стрела, надстройка и подвеска стрелы (задана канатами с предварительным натяжением). Влияние рукояти на напряжение в элементах стрелы и подвески учитывается заданием усилий на седловой подшипник и на голову стрелы.

Модель нагружения. Исходные данные для модели нагружения и модели конструкции приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Вместимость ковша, м ³	8
Угол наклона стрелы γ , град	47
Длина стрелы $L_{стр}$, м	13,5
Длина рукояти $L_{рук}$, м	12,2
Максимальное усилие на блоке ковша $F_{под}$, кН	784
Максимальное усилие напора $F_{нап}$, кН	363
Масса гружёного ковша, т	30
Масса рукояти, т	7

Расчет усилий на ось головного блока. Подъемные канаты, огибая головной блок, передают усилие на ось головного блока.

Расположение равнодействующей силы от усилия подъема определяется с помощью многоугольника сил, который построен на чертеже общего вида в программе «Компас 3D». Многоугольник сил строится в масштабе, согласно исходным данным, представлен на рисунке 1, для ввода в АПМ определяются проекции равнодействующей на оси OX и OY .

Сила тяжести элементов рабочего оборудования в расчетном модуле учитывается при расчете напряжений автоматически по размерам этих элементов. От рукояти на седловой подшипник действует половина силы тяжести рукояти, в модуле она задается сосредоточенной силой.

Модель закрепления представляет собой опоры, накладываемые в соответствующих точках рабочего оборудования, обеспечивающих статическую определенность модели. Опоры устанавливаются в точках крепления надстройки к платформе и в пяте стрелы. Пример карты напряжений одной из расчётных моделей приведён на рисунке 2. Остальные примеры расчётов сведены в таблицу 2.

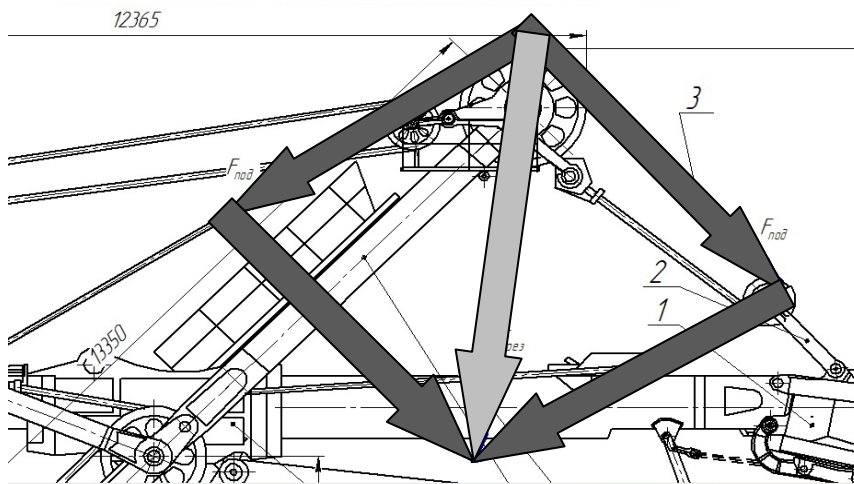


Рисунок 1 – Нахождение равнодействующей силы

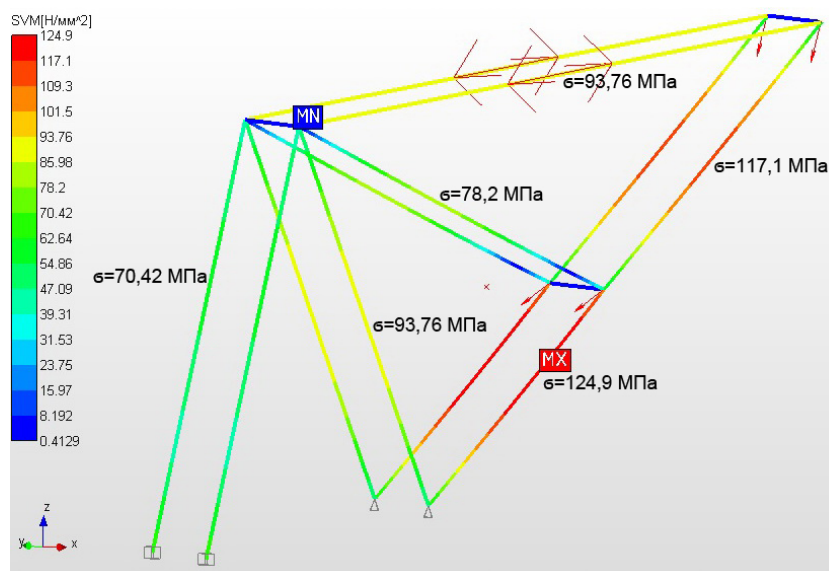


Рисунок 2 – Карта напряжений

Таблица 2 – Результаты расчёта

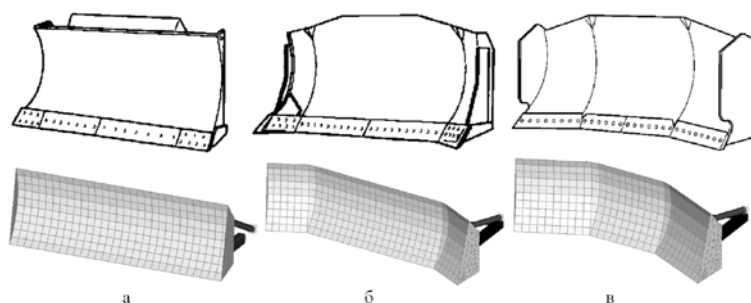
Сечение	Труба 450*9	Труба 325*15	Труба 168*36
Максимальное напряжение	91,03 МПа	89,79 МПа	124,9 МПа
Масса конструкции	25078,5 кг	23680,6 кг	22846,24 кг
Коэффициент запаса устойчивости	272000	1,915	131684

Вывод: сечения малого диаметра с большой толщиной стенки дают оптимальный результат по показателям допустимых напряжений (можно принимать большой коэффициент безопасности для избегания наступления усталости металла), обеспечивают большой коэффициент запаса устойчивости и меньшую металлоёмкость, по сравнению с большим сечением стрелы. Сечение, которое близко к тому, что используется на рассматриваемых экскаваторах (см. таблицу 2, сечение «Труба 450*9») дало наиболее оптимальные результаты. Однако для более точных выводов необходимо рассматривать данную конструкцию более углублённо и проводить гораздо большее количество подсчётов.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ БУЛЬДОЗЕРНЫХ ОТВАЛОВ

Хайретдинова Е. П., Савинова Н. В.
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Бульдозеры являются неотъемлемыми элементами горнодобывающих технологий. Они предназначены для послойного срезания грунта, его перемещение на небольшое расстояние и разравнивания. Основным элементом рабочего оборудования является отвал. Отвал представляет собой сварную конструкцию, состоящую из лобового листа криволинейного очертания, козырька, нижней и верхней коробок жесткости, вертикальных ребер жесткости и боковых стенок. Различают неповоротные, поворотные и универсальные отвалы. Неповоротные отвалы выполняются прямой, сферической и полусферической формы (рисунок 1).



а – прямой; б – полусферический; в – сферический

Рисунок 1 – Неповоротные бульдозерные отвалы и их конечно-элементные модели

Теоретические исследования проводились с целью сравнения технологических, прочностных и массовых характеристик бульдозерных отвалов разных типов при равных габаритных геометрических размерах 4500x1500 мм ($W \times H$), с кривизной лобового щита 1500 мм.

Грунт, накапливающийся перед отвалом, называется призмой волочения, при установившемся режиме копания она остается практически неизменного объема и определяет производительность бульдозера при добыче и перемещении породы.

Прямого отвала:	$V = 0,8WH^2 = 12,15 \text{ м}^3$;
Полусферического отвала:	$V = V_s + V_u = 14,12 \text{ м}^3$;
	$V = 0,8WH^2 = 12,15 \text{ м}^3$;
	$V_u = ZH(W-Z) \operatorname{tg} \alpha = 1,97 \text{ м}^3$;
Сферического отвала:	$V = V_s + V_u = 15,3 \text{ м}^3$;
	$V = 0,8WH^2 = 12,15 \text{ м}^3$;
	$V_u = ZH(W-Z) \operatorname{tg} \alpha = 3,15 \text{ м}^3$.

В результате расчета объема призмы волочения видно, что объем полусферического отвала на 16 % больше прямого, а сферического – на 26 %. Таким образом, производительность изменяется в таких же пропорциях.

Расчет на прочность элементов конструкции производится методами расчета деталей машин и металлоконструкций: $\sigma \leq [\sigma]$. Для создания расчетной модели и выполнения прочностных и массовых расчетов использовался конечно-элементный расчетный модуль APM Structure 3D программы инженерного анализа APMWinMachine.

Нагрузки, действующие на элементы конструкции бульдозеров, делятся на нормальные, случайные и аварийные. Нормальные действуют на отвал в процессе работы машины в

условиях нормальной ее эксплуатации, к таким нагрузкам относятся давление породы на лобовой лист отвала и усилие резания породы (рисунок 2).

Случайные нагрузки это совокупность одновременно действующих нагрузок в самом неблагоприятном их сочетании, в условиях нормальной эксплуатации машины. Случайные нагрузки являются основой для счета элементов конструкции машины на прочность. В таблице 1 приведены расчетные случаи, выполненные в работе для всех видов отвалов.

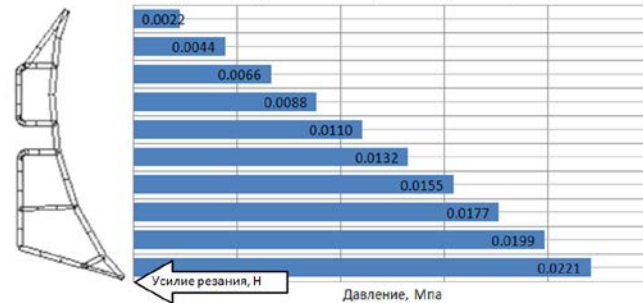


Рисунок 2 – Модель нагружения первого расчетного случая

Таблица 1 – Расчетные случаи

Номер расчетного случая	Схема нагружения и расчетные формулы
1. Бульдозер, двигаясь прямо, с постоянной скоростью и запертыми гидроцилиндрами, с ходу упирается центром режущей кромки отвала в препятствие	$W_y = G \cdot \varphi_{\max} + U_{\phi} \sqrt{MC}$
2. Бульдозер, двигаясь по прямой, заглубляет отвал в грунт. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, вывешивает машину на середине режущей кромки отвала с опрокидыванием вокруг точки А	$W_y = (G - W_z) \varphi_{\max} + U_{\phi} \sqrt{MC};$ $W_z = \frac{Gl_1}{l_1 + l_2 + l_3}$
3. Бульдозер, двигаясь по прямой, заглубляет отвал в грунт. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, вывешивает машину на конце режущей кромки отвала с опрокидыванием вокруг точки А	$W_y = (G - W_z) \varphi_{\max} + U_{\phi} \sqrt{MC_{\Sigma}};$ $W_z = \frac{Gl_1}{l_1 + l_2 + l_3}; W_x = \frac{(G - W_z) \varphi_{\max} b_{\text{отв}}}{2(l_1 + l_2 + l_3)}$
4. Бульдозер, двигаясь по прямой выглубляет отвал из грунта. На середину режущей кромки отвала действует реакция грунта, удерживающая отвал. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, стремится опрокинуть машину вокруг точки Б	$W_y = (G + W_z) \varphi_{\max} + U_{\phi} \sqrt{MC_{\Sigma}};$ $W_z = \frac{Gl_2}{l_3}$
5. Бульдозер, двигаясь по прямой, выглубляет отвал из грунта. На конец режущей кромки отвала действует реакция грунта, удерживающая отвал. Сила, развиваемая гидроцилиндрами, стремится опрокинуть машину вокруг точки Б	$W_y = (G + W_z) \varphi_{\max} + U_{\phi} \sqrt{MC_{\Sigma}};$ $W_z = \frac{Gl_2}{l_3}; W_x = \frac{(G + W_z) \varphi_{\max} b_{\text{отв}}}{2l_3}$

Для всех видов моделей формы отвалов выполнен весь перечень расчетных случаев, в результате которых получены карты напряжений и перемещений, оценены запасы прочности. По результатам сделан сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния отвалов. На рисунке 3 показаны карты результатов расчетов.

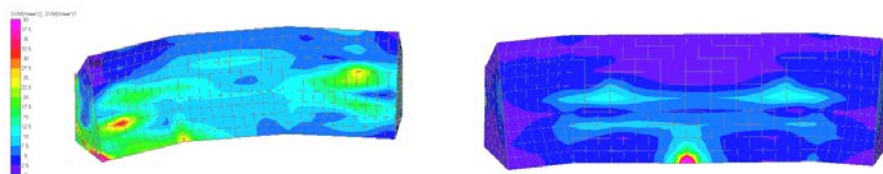


Рисунок 3 – Карты результатов

ИСПОЛНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Агафонов А., Богомолов А.

Научный руководитель Савинова Н. В., канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Роторные экскаваторы (ЭР) производительностью не более 630 м³/ч считаются машинами малой мощности. Их целесообразно применять для добычи нерудных строительных материалов и полезных ископаемых (крепостью не более 4 по шкале Протоdjяконова) в карьерах небольшой производительности. Достоинствами данной техники является непрерывность действия, равномерная загрузка силовых установок. Отгрузка породы роторными экскаваторами ведется непрерывным потоком в отвал, перегрузочные устройства или в транспортные средства любого типа. Преимуществом роторных экскаваторов малой мощности являются также оптимальные размеры основных узлов для транспортировки их по железной дороге или на большегрузном автотранспорте.

Для выбора возможных компоновок ЭР для конкретных условий эксплуатации в работе был выполнен анализ современных машин этого типа, нужно отметить, что их выпускалось не так много и доступная информация достаточно скудная.

Основными частями роторных экскаваторов являются (рисунок 1): рабочее оборудование (это ротор 1 и стрела ротора 2 с конвейером), разгрузочная стрела 3 (или отвальная) с конвейером, поворотная платформа 4, ходовое оборудование 5, верхняя надстройка 6. Основные исполнительные механизмы экскаватора: механизм подъема роторной стрелы 7 (канатный или гидравлический), привод ротора 8, приводы конвейеров.

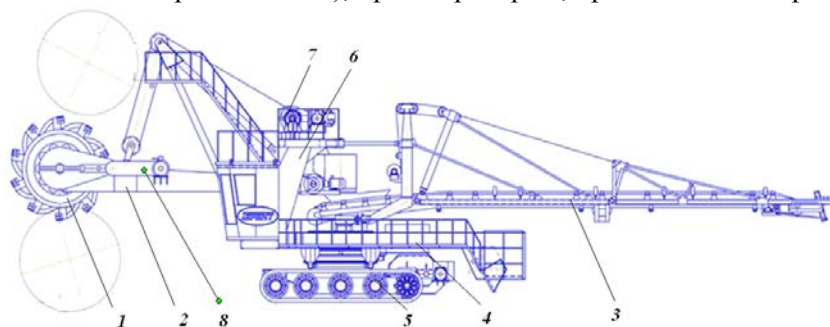


Рисунок 1 – Роторный экскаватор

Ротаторы по принципу разгрузки бывают гравитационными и инерционными, в экскаваторах малой мощности применяются гравитационные, которые по конструкции делятся на камерные и бескамерные. Камерные роторы благодаря значительной жесткости конструкции и небольшой высоте падения материала на конвейер при выгрузке успешно применяются для экскавации крепких несвязных пород (углей, сланца) пониженной влажности, а так же на складах руд и угля. Наибольшее применение в современных конструкциях роторных экскаваторов нашли бескамерные роторы с гравитационной разгрузкой, как наиболее универсальные.

Днища ковшей подбирают исходя из условий, в которых будет работать роторный экскаватор. Ковш с жестким сплошным днищем подходит для пород невлагонеполненных, рыхлых, сыпучих. Для влагонеполненных, кусковых пород применяют жесткие решетчатые и гибкие днища. Их достоинством в том, что они самоочищаются от налипшей породы. Режущая кромка ковшей может иметь арочную, прямоугольную и трапециевидную формы. Выбор исполнения режущей кромки так же зависит от условий эксплуатации. Режущая кромка по разному может быть оснащена зубьями: по верхней грани, по всему периметру и без зубьев.; в некоторых роторах присутствует опережающая режущая кромка.

Конструкция приемно-питающего устройства в экскаваторах малой мощности чаще всего с неподвижным желобом (или лотком), реже с вращающим конусом – металлоконструкцией жестко связанной с обечайкой ротора.

В работе прочностному анализу подвергались стрелы современных экскаваторов, как роторных, так и разгрузочных; балочной и ферменной конструкции. Расчеты стрел проводились методом конечных элементов в программе инженерного анализа APMWinMachine.

В период предпроцессорной подготовки было выполнено трехмерное моделирование роторов и стрел для получения сравнительных массовых и инерционных характеристик. Анализ показал, что при равных технологических параметрах, бескамерные роторы имеют меньшую массу по сравнению с камерными на 7 %. Роторы с ППУ виде конуса тяжелее аналогичных с лотком на 5 %. По сравнению с балочной имеет преимущество по массе и ферменная стрела, при равной длине и грузоподъемности масса последней меньше на 15-30 %, но при этом габариты поперечного сечения у ферменной стрелы больше.

Модель нагружения состоит из набора усилий, действующих на стрелу в рабочем процессе:

- Сила тяжести металлоконструкции стрелы;
- Сила тяжести ротора;
- Сила тяжести оборудования (конвейера, привода ротора и т. д.)
- Сила тяжести породы в ковшах ротора, на ППУ, на конвейере;
- Усилие копания (рисунок 2);
- $P_0 = P_{рез} + P_{зап} + P_{ин} + P_{тр} + P_{под}$
- Инерционные силы и т. д.

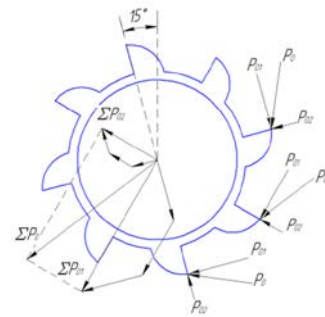
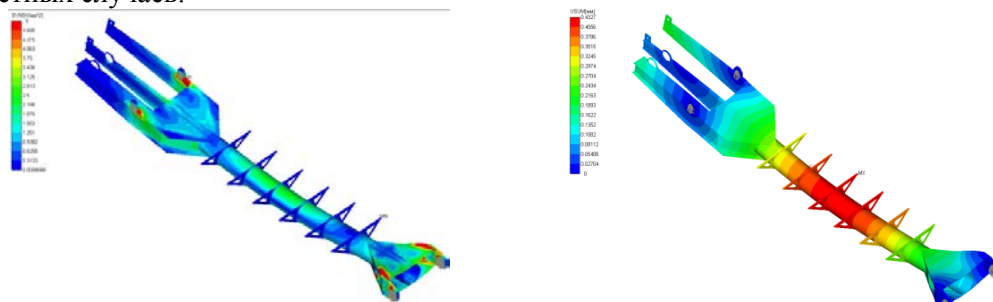


Рисунок 2 – Модель нагружения

Количество расчетных случаев для роторных стрел может быть много, так как стрела в рабочем процессе постоянно меняет свое положение в пространстве. Серию прочностных расчетов выполнялось в следующем порядке. Для стрелы в горизонтальном положении первый расчетный случай от собственной силы тяжести, в каждом последующее расчете добавляется одна из составляющих модели нагружения. Это позволит оценить влияние каждого силового фактора. В полном силовом нагружении стрелы будут проведены расчеты для максимальной и минимальной высоты копания. На рисунке 3 представлены результаты одного из расчетных случаев.



а – результат напряжений; б – результат перемещений

Рисунок 3 – Карты результатов

В представленной работе решалось несколько задач:

1. Классификация конструктивных признаков современных роторных экскаваторов малой производительности;
2. Оценка применимости конструкций рабочего оборудования для разных условий эксплуатации;
3. Предпроцессорная подготовка конструкций стрел ЭР;
4. Выполнение анализа напряженно-деформированного состояния стрел различных конструкций.

РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МНОГОКАНАТНЫХ МАШИН НАЗЕМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ

Сайпуллаев А. А., Касимов А. А.

Научный руководитель Тимухин С. А., д-р техн. наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Разработка месторождений полезных ископаемых, залегающих на больших глубинах, требуют создания высокопроизводительных подъемных установок. Создание таких подъемных установок идет по пути увеличения грузоподъемности и скорости движения сосудов. Отсюда следует, что возрастает масса машин, размеры органов навивки и диаметры канатов, а также мощность электроприводов.

Повышение технического уровня подъемных установок возможно, благодаря комплектованию подъемных машин современными системами и узлами. Здесь следует отметить о стремлении конструкторов к созданию упрощенных кинематических схем горных машин и механизмов с низкоскоростным, высокомоментным электроприводом, имеющим возможность для регулирования скорости вращения [2]. В связи с этим, весьма интересной идеей становится замена двигателей постоянного тока, которые в настоящее время применяются практически на каждой подъемной установке, на более эффективные синхронные двигатели. Применение синхронных двигателей с питанием от статического преобразователя частоты дает следующие преимущества:

- повышение энергетических показателей подъемных установок (высокий КПД, отсутствие добавочных сопротивлений);
- улучшение точности тахограммы движения (абсолютно жесткая механическая характеристика);
- уменьшение массогабаритных показателей (отсутствие передаточных звеньев);
- экономичность системы электроснабжения (рекуперация реактивной энергии в сеть).

Следующий фактор, который влияет на повышение технического уровня подъемных установок, - это рациональный выбор типа подъемной машины и ее расположения [1]. Таким образом, применение многоканатных машин наземного расположения позволяет реализовать следующие преимущества:

- упрощения строительства подъемного комплекса;
- упрощения монтажа и обслуживания электромеханического оборудования;
- сокращение эксплуатационных расходов;
- сокращение объемов строительства;
- уменьшение стоимости подъемного комплекса;
- снижение изгибающих напряжений в сечениях коренного вала.

Для повышения глубины подъема, а также производительности на сегодняшний день актуальна практика замены барабанных машин на многоканатные подъемные машины наземного расположения. Первые такие подъемные установки с участием кафедры Горной механики УГГУ были спроектированы и построены на подземном руднике Гайского ГОКа. Ввиду того, что на территории России никаких подъемных машин не производится, машины закупаются за рубежом, что уже стало традицией.

Поэтому разработка и освоение производства у нас в стране многоканатных подъемных машин именно наземного расположения становится важной и приоритетной задачей, решением которой задалась на кафедре ГМ УГГУ. По разработанной методике были рассчитаны конструктивные элементы лобовин и оболочки, а также коренная часть четырехканатной подъемной машины.

Для обеспечения надежной эксплуатации таких машин необходима разработка высокосоввершенных систем управления и защиты от аварий. В этой связи особое значение

придается дальнейшему техническому усовершенствованию средств техники безопасности, в первую очередь тормозных устройств.

За последние два десятилетия традиционные колодочные тормоза с рычажной передачей тормозных усилий почти повсеместно вытесняются безрычажными гидравлическими дисковыми тормозами [3].

Важнейшими положительными качествами, которые получают подъемные машины с применением дисковых тормозов, являются:

- повышение быстродействия тормоза-сокращение времени холостого хода и времени срабатывания;
- повышение надежности, что повышает безопасности эксплуатации подъемной установки в целом;
- обеспечение автоматически регулируемого и программного торможения за счет использования многоэлементного тормозного привода;
- увеличение показателя общей надежности тормозного устройства, что повышает безопасность работы подъемной установки в целом;
- появляется возможность дальнейшего наращивания скоростей подъема и нагрузок;
- повышается точность остановки подъемного сосуда за счет повышения быстродействия тормоза.

Сегодня наиболее часто встречаются системы дисковых тормозов немецкой фирмы «SIEMAG» двух типов BE-100 и BE-200 с тормозными элементами, рассчитанных на усилие 100 кН и 200 кН соответственно. Отсюда следует, что разработка конструкций дисковых тормозов отечественного производства является актуальной задачей.

В настоящее время на кафедре Горной механики ведется разработка многоканатной машины наземного расположения с дисковой тормозной системой на основе тормозных элементов, рассчитанных на усилие 150 кН, с перспективой производства их на территории РФ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов Ю. В. Повышение эффективности комплексов многоканатных подъемов с наземным расположением подъемных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2010. 31 с.
2. Решетняк С. Н. Особенности применения высоковольтных преобразователей частоты для питания синхронных двигателей, используемых в качестве приводов подъемных установок. – М.: Изд-во «Горная книга», 2006. Вып. 10. С. 66-71.
3. Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов X Международной научно-технологической конференции. Донецк. 2003. С. 78-86.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УДАРНЫХ МАШИН С БОЛЬШОЙ ЭНЕРГИЕЙ ЕДИНИЧНОГО УДАРА

Нечаев А. С., Мамонтов Н. П.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В процессе горного производства, при проведении открытых горных работ образуется большое количество негабаритов.

Одним из основных условий исключения затрат на транспортировку и дальнейшую обработку негабаритов в дробильных комплексах является применение гидравлических, пневматических, шаровых и другого типа механических устройств, обеспечивающих разрушение негабаритов.

Характер разрушения негабаритов вышеупомянутыми способами осуществляется путем скалывания части массы куска породы, то есть его поверхностным разрушением. При таком способе дробления, полезная составляющая куска породы отчасти утилизируется, путем превращения ее в пыль и мелкую составляющую.

На кафедре ЭГО проводятся аналитически-экспериментальные работы по созданию ударного импульсного механизма, обеспечивающего объемный характер разрушения негабаритов.

Объемный способ разрушения отдельности породы представляет собой передачу кинетической энергии на объект разрушения, путем импульсного нагружения негабарита нормальным усилием. При этом в негабарите образуются предельные напряжения, в результате чего происходит отрыв части породы от массы негабарита, при этом исключается образование мелких и пылевых составляющих материала этой породы, а, следовательно: сохраняется полезная составляющая в негабарите.

На рисунке 1 показан график зависимости энергоемкости разрушения от объема негабарита, из которого видно как с ростом объема разрушаемого негабарита увеличивается энергоемкость разрушения. Данная зависимость подтверждает необходимость использования ударных механизмов с большой энергией единичного удара.

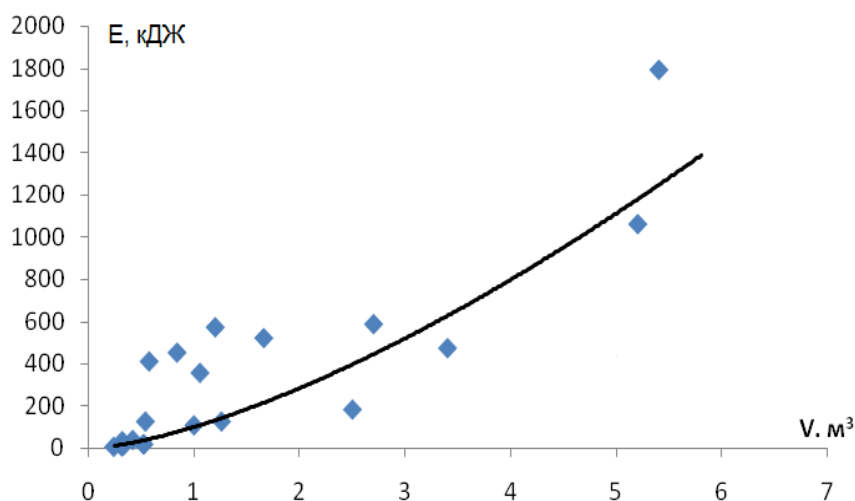


Рисунок 1 – График зависимости энергоемкости разрушения от объема негабарита [1]

Для осуществления указанного способа разрушения используются ударные импульсные механизмы с большой энергией единичного удара. К данным механизмам можно отнести:

1) Установка для дробления негабаритов горных пород с дизельным приводом (дизель-молот). Отличительной особенностью дизель-молота является высокая энергия единичного удара, которая создаёт эффективность разрушения горных пород. Большая энергия единичного удара реализуется с минимальной длительностью импульсного удара. Внешнее ударное усилие вызывает вынужденные колебания, частота которых соответствует возникающим усилиям. Возникающие совпадения, частота колебаний собственного инструмента и вынужденных колебаний неразрушающего негабарита приводит к форсированному разрушению негабарита.

По эффективности передачи кинетической энергии разрушению объекта негабаритов, дизель-молот в 2-3 раза превосходит гидро-, пневмо- и электроимпульсные ударные установки [2].

Несмотря на большое количество видимых преимуществ, дизель-молот имеет ряд конструктивных недостатков: наличие пускового устройства - «кошки» с подъемно-сбрасывающим механизмом. А также, дизельный привод поршня-бойка, который способствует большому расходу энергии на сжатие воздуха (50...60 %) вследствие чего сравнительно небольшая мощность, расходуемая на дробление негабарита. В итоге КПД передачи кинетической энергии негабариту составляет всего 0.6-0.7.

2) Кинетический молот Fractum.

Отличительной особенностью молота fractum является передача кинетической энергии негабариту посредством применения принципа свободного падения для ударной массы. Ударная масса (боек) поднимается в верхнее максимальное положение, после чего происходит ее разъединение от сцепляющей муфты, и боек начинает свободно падать по направляющему стволу, боек ударяет по негабариту и передает ему всю свою кинетическую энергию, в результате чего происходит объемное разрушение куска породы.

Ударный механизм данного типа характеризуется большой энергией единичного удара, простотой конструкцией, а также отсутствием реактивных усилий и амплитуды вибрации на базовую машину.

К недостаткам конструкции можно отнести наличие тросового подъемно-сбрасывающего механизма, громоздкость устройства.

Общим недостатком дизель-молота и кинетического молота Fractum, является конструкция подъемно-сбрасывающих механизмов, уменьшающая надежность и срок безремонтной эксплуатации оборудования.

Для решения данной конструктивной проблемы, нами ведется разработка принципиально-нового подъемно-сбрасывающего механизма, основной особенностью которого является гидропривод, позволяющий производить сцепление его с ударной массой в любой точке траектории его подъема. При этом в значительной степени увеличивается простота и надежность конструкции. Данная система позволит, не снижая технических характеристик устройства, уменьшить размер и вес ударника, вследствие чего снизятся и габариты необходимой базовой машины для данного навесного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Боярских Г. А., Мамонтов Н. П., Федосеев А. П. Экспериментальное исследование установки с дизель-молотом ДМ-150 для разрушения негабаритов // Международный научно-промышленный симпозиум «Уральская горная школа – регионам», 2010. С. 351-354.

2. Федосеев А. П. Установка для дробления негабарита горных пород и строительных материалов с дизельным приводом». URL: <http://utimenews.org/>.

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ ЦИФРОВОГО УПРАВЛЕНИЯ И ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ РЕГИСТРИРУЮЩИМ ПРИБОРОМ МЕТРАН-900 НА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКЕ ПО ИСПЫТАНИЮ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Говоров К. В., Долганов А. В.
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

На энергетических объектах сейчас функционируют десятки тысяч морально устаревших, изношенных контрольно-измерительных приборов. Одна из наиболее злободневных позиций - бумажные самописцы, которые персонал с удовольствием заменил бы на что-то более современное.

Регистратор МЕТРАН-900 состоит из двух блоков, выполненных в отдельных корпусах: блока коммутации (рисунок 1, № 4) и собственно регистратора (рисунок 1, № 5). Блок коммутации собирает сигналы от датчиков (рисунок 1, № 2, 3), преобразует их в цифровой код и по интерфейсу RS-485 передает в блок регистрации на расстояние до 1200 метров. Т.е. вместо 12 кабелей от датчиков к щиту идет только одна линия цифровой связи [1].

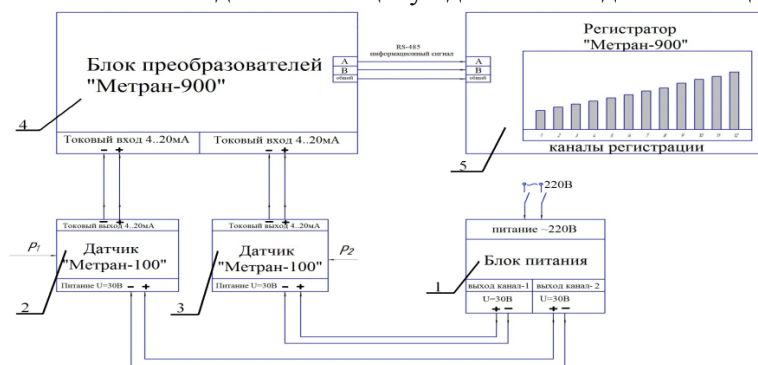


Рисунок 1 – Система регистрации и контроля параметров осевого вентилятора

Допускается подключение до 12 датчиков различных типов:

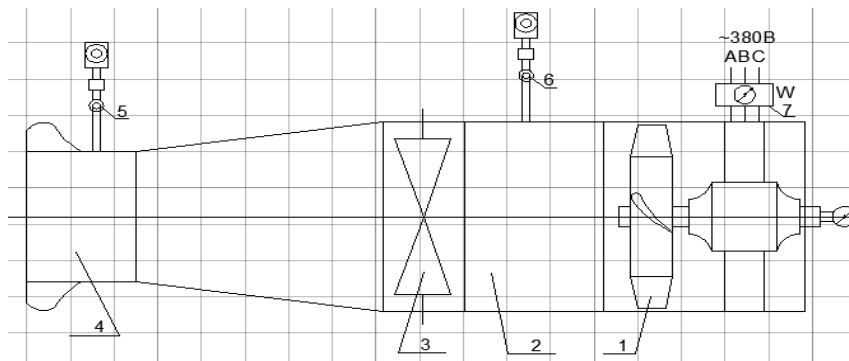
- терморезистивные датчики температуры;
- датчиков с аналоговыми токовыми сигналами от 0 до 20, от 0 до 5, от 4 до 20 мА;
- датчиков с линейным или квадратичным сигналом взаимной индуктивности;
- датчики измеряют расход жидкости, газа, пара в системах автоматического контроля, вязкие субстанции, агрессивные и абразивные среды, давление сред с низкой и высокой температурой.

Обработка информации подразумевает:

- регистрацию и хранение данных в собственной электронной памяти прибора;
- визуализацию полученных данных на встроенном дисплее в цифровом и графическом виде;
- преобразование входных сигналов в цифровой сигнал интерфейсов RS232 или RS485;
- выдачу аварийного сигнала при нарушении установленных диапазонов контролируемых параметров;
- выдачу на внешнее печатающее устройство зарегистрированных значений за требуемый интервал времени.

Входной трубопровод 2 служит для подвода воздуха к вентилятору и измерения статического давления вентилятора. Дроссель 3 регулирует расход воздуха через воздухопровод и вентилятор, что достигается за счет изменения аэродинамического сопротивления ($R_{\text{пр}}$) путем изменения площади его проходного сечения. Измерительный

коллектор 4 служит для определения подачи (производительности) вентилятора путем изменения статического давления (P_{sk}) в его цилиндрической (калиброванной) части. Датчик 5 служит для измерения статического давления(разрежения) в измерительном коллекторе. Датчик 6 служит для измерения статического давления(разрежения) во входном воздухопроводе (создаваемого вентилятором). Киловаттметр 7 служит для измерения мощности, потребляемой двигателем вентилятора из электрической сети [2].



1 – осевой вентилятор; 2 – входной воздухопровод; 3 – дроссель; 4 – измерительный коллектор; 5, 6 – датчики Метран-100; 7 – киловаттметр

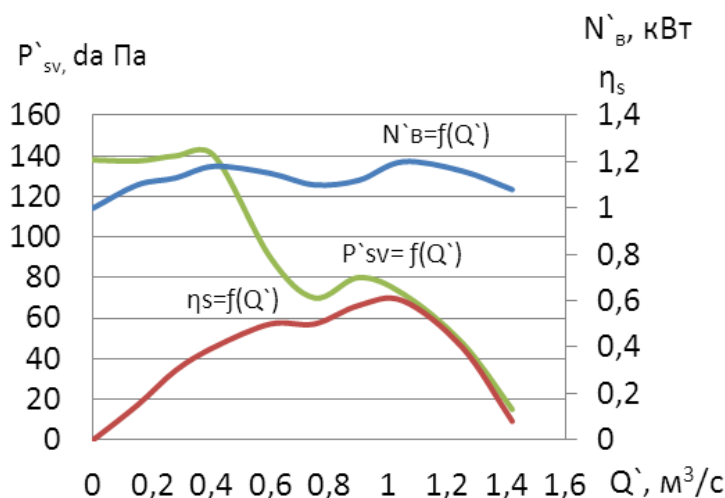
Рисунок 2 – Схема лабораторной установки по испытанию осевого вентилятора

Характеристики вентилятора. $P'_{sv} = f(Q'_B)$, $N'_B = f(Q'_B)$, $\eta_s = f(Q'_B)$ строятся по точкам на основании полученного ряда пересчитанных значений путем их плавного обвода по лекалу (рисунок 3).

Рисунок 3 – Аэродинамическая характеристика ВМЭ-5

Приведенная погрешность по снимаемым параметрам не превышает 0,1 %.

Применение данной системы позволит применять приборы с повышенной точностью для контроля давления ОВ, в течение длительного времени, что позволит эксплуатировать установку в режиме максимального КПД, тем самым обеспечит эксплуатацию ОВ в энергосберегающем режиме, что является чрезвычайно актуальным в наше время.



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Конобеев А. В., Яншин В. Н. Руководство по эксплуатации Метран-900.001.01.РЭ. 2003.
2. Копачев В. Ф. Испытание осевого вентилятора Методические указания по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Стационарные машины». – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2013. С. 12-14.

ВЛИЯНИЕ ШЛАМОВ В ШАХТНОЙ ВОДЕ НА РАБОТУ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Долганов А. В., Белоусов А. А., Ильин Н. А., Смирнов А. Н.
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При эксплуатации водоотливного оборудования приходится встречаться с абразивным изнашиванием, так как при откачивании вод в них всегда содержатся, во взвешенном состоянии, нерастворимые твердые частицы проходящие через проточную часть насоса. С целью проверки интенсивности абразивного изнашивания насосов проведено их экспериментальное исследование. Результаты приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Экспериментальные данные гидроабразивного износа насоса ЦНС(К) 300-360, гор. 260 м, при наработке до капитального ремонта 380 ч, в условиях ГПР ОАО «ГГОК»

№	Наименование деталей	m_1 , кг новой детали	m_2 , кг изношенн ой детали	Δm , гр	Скорость износа V , гр/ч
1	Крышка глухая	0,57	0,52	50	0,131
2	Гайка круглая специальная	0,49	0,44	50	0,131
3	Втулка подшипника	3,3	3,2	100	0,263
4	Гайка ротора	5,15	4,5	650	1,7105
5	Втулка разгрузки	15	13,8	1200	3,157
6	Втулка дистанционная	3,5	3,1	400	1,052
7	Аппарат направляющий	29	28,2	800	2,1052
8	Колесо рабочее №1 первой ступени	23	22,2	800	2,1052
9	Колесо рабочее № 2	20,45	19,6	850	2,236
10	Колесо рабочее № 3	20,45	19,1	1350	3,552
11	Колесо рабочее № 4	20,45	19,3	1150	3,026
12	Колесо рабочее № 5	20,45	20,1	350	0,921
13	Колесо рабочее № 6 при выдаче	19	18,1	900	2,368
14	Кольцо уплотняющее	1,25	1,23	20	0,052
15	Кольцо уплотняющее	0,63	0,61	20	0,052
16	Рубашка вала	8,9	8,2	700	1,842
17	Втулка гидрозатвора	2,6	2,2	400	1,052
18	Кольцо направляющего аппарата	27	26,7	300	0,789
19	Крышка нагнетания	291	289,8	1200	3,157

Продуктивная эксплуатация водоотливного оборудования, удлинение его срока службы, при длительном сохранении им КПД, имеет место лишь признание закономерностей износа их или возможностей количественной оценки потери веса элементами насосов от абразивных сред, транспортируемых в воде на поверхность, что позволит применять эффективные способы защиты водоотливного оборудования от абразивного износа.

Закономерности абразивного износа проверяли в условиях Гайского подземного рудника ОАО «ГГОК» на центробежных насосах секционного типа ЦНСК 300, установленных в насосной камере главного водоотлива горизонта 260 м.

Целью исследования являлось установление закономерности абразивного износа отдельных узлов насоса и скорости их изнашивания от гранулометрического состава

абразивных частиц и их количества в одном куб метре воды, откачиваемой насосами, и определение мест наибольшего износа его элементов, изменение КПД в процессе работы.

Для определения распределения износа элементов насоса в зависимости от числа его ступеней, наработки в часах машинного времени и свойств шахтных вод исследовали работу насосов, производя взвешивание его элементов перед началом работы и после наработки насосом машино-часов

Выводы по результатам проведенных исследований: потеря массы рабочих колес по ступеням насосов различается между собой в небольших пределах.

Перед демонтажем насосов на текущие и капитальные ремонты производилось взятие проб воды в объеме 1 литр из приемных колодцев для определения ее физико-химических свойств, также был проведен ситовый анализ твердого, содержащегося в пробах воды (рисунок 1).

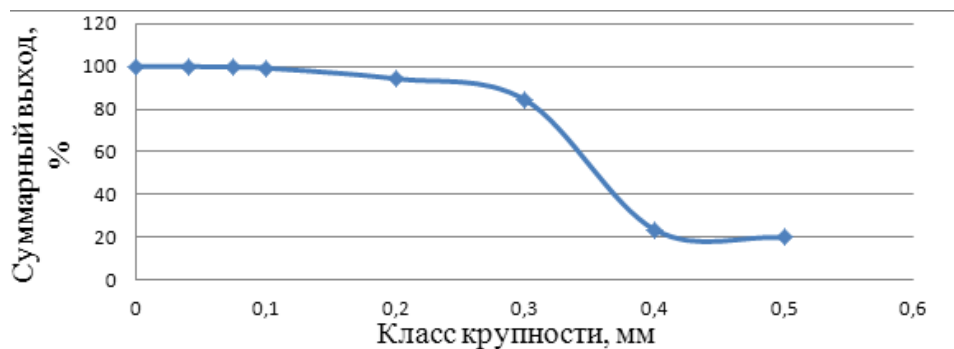


Рисунок 1 – Характеристика крупности шлама с гор. 260 м

Ситовый анализ шлама показал содержание значительного объема высоко абразивных примесей горных руд и пород, по классу крупности от 0,2 до 0,5 мм, не соответствующие требуемым заводом-изготовителем условиям эксплуатации насосного оборудования. Эксплуатация насосов в данных условиях приводит к существенному снижению наработки до капитального ремонта. По данным ОАО «ГТОК» на ГПР средняя наработка насосов главного водоотлива на капитальный ремонт составляет 400 часов.

На основании этого можно сделать вывод что повышение эффективности рудничных водоотливных установок возможно только при условии работы насосов на осветленной воде, содержащей не более 0,2 % механических примесей по объему и крупностью не более 0,2 мм, соответствующих требованиям заводов-изготовителей насосного оборудования

Эксплуатационный срок службы деталей насосов зависит от абразивных и гранулометрических свойств шламов, а также от количества твердых частиц, содержащихся в откачиваемой воде и от свойств материала из которого изготовлены детали шахтных насосов.

В результате проведенного исследования можно утверждать, что для длительного сохранения номинального значения КПД насоса при перекачивании шахтных вод содержащих шлам необходимо предварительно осветлять шахтную воду.

ЛАБОРАТОРНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА

Долганов А. В., Поезжаев К. С., Толкачёв А. В.
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Целью данного лабораторного стенда является приобретение навыков снятия индивидуальных характеристик студентами и определения режима работы насоса, а также изучение устройства и обучение работе с аппаратурой измерения эксплуатационных параметров насоса.

Индивидуальные характеристики насоса используются для определения действительного режима его эксплуатации, резерва производительности, давления и мощности, а также для правильного выбора насоса (рисунок 1, таблица 1).

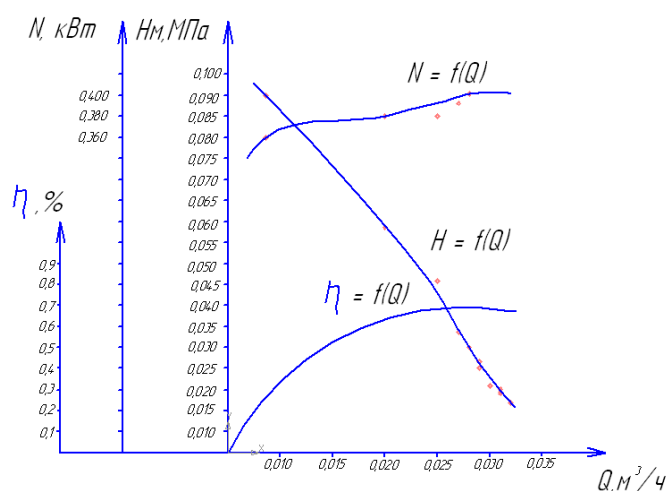


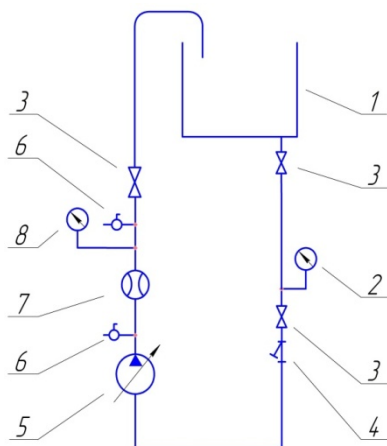
Рисунок 1 – Индивидуальная характеристика циркуляционного насоса
Grundfos UPS 40-120F

Таблица 1 – Техническая характеристика циркуляционного насоса

Параметр	Показатель
Подача	22 м³/ч
Напор	9,5 м
Мощность	470 Вт
КПД	40 %
Напряжение приводного двигателя	220 В

В настоящее время нет достаточно точных и простых теоретических методов расчёта индивидуальных характеристик насосов. Поэтому получение этих характеристик возможно лишь при испытании насосов на месте их эксплуатации в лабораторных условиях [1].

Испытание циркуляционного насоса проводится на комбинированном испытательном стенде, разработанном и сконструированном на кафедре горной механики, гидравлическая схема которого представлена на рисунок 2, а техническая характеристика насоса в таблице. Стенд предназначен для проведения лабораторных работ по курсу «Стационарные машины» для студентов дневного и заочного обучения [2].



1 – резервуар с водой; 2 – вакуумметр; 3 – вентиль запорный; 4 – фильтр сетчатый; 5 – насос Grundfos UPS 40-120F; 6 – шаровой вентиль; 7 – расходомер; 8 – манометр

Рисунок 2 – Гидравлическая схема стенда

Циркуляционный насос «с мокрым ротором» — одна из главных составляющих системы отопления и горячего водоснабжения. Предназначен для обеспечения принудительного движения жидкости по замкнутому контуру (циркуляции), а также рециркуляции. При расчете производительности насоса, работающего в циркуляционной системе, следует учитывать только потери на трение в трубопроводе.

«Мокрые» циркуляционные насосы имеют ротор с рабочим колесом, находящийся в жидкости, которую они перекачивают. От статора ротор отделен стаканом, который, как правило, изготавливается из нержавеющей стали. Вал ротора может изготавливаться как из металла, так и из керамики. Перекачанная жидкость выполняет две функции: смазывает детали и охлаждает мотор. КПД насоса «с мокрым ротором» составляет порядка 50 %.

Замкнутая система установки моделирует современные энергоэффективные системы отопления, водоснабжения и кондиционирования. Данная система обладает высокими показателями КПД, низкими потерями рабочей жидкости и низкими затратами на строительство коммуникаций по сравнению с централизованными системами.

Система применяется при эксплуатации отопительных энергоэффективных зданий и сооружений, а также при отсутствии централизованного водо- и теплоснабжения. На горных предприятиях система применяется для кондиционирования, отопления, охлаждения сжатого воздуха компрессорных установок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Потапов В. Я. Испытание центробежных насосов: методическое пособие. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2001. 41 с.
2. Потапов В. Я., Тимухин С.А. Испытание стационарных машин: методическое пособие по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Горная механика» для студентов профилизации «Горные машины и оборудование» (ГЭМ) направления 551800 – «Технологические машины и оборудование». – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 1995. 24 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ФРИКЦИОННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ РУД

Потапов В. Я., Потапов В. В., Васильев Е. А., Семериков Л. А., Лукичев А. В., Беридзе Е. Т.
 Научный руководитель Потапов В. Я., д-р техн. наук, профессор
 ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В практике транспортирование перерабатываемых руд, часто используются перегрузочные желоба, на которых минеральные комплексы (полезные ископаемые и породы) могут при их движении подвергаться первичному разделению за счет различия фрикционных характеристик горных пород.

Данные желоба можно использовать как предварительный этап разделения и классификации транспортируемого материала.

Прогнозирование результатов предварительного разделения и выбор рациональных параметров устройства возможно осуществить с помощью моделирования рассматриваемого процесса на ПЭВМ. Большинство исследователей пользуются методами такого моделирования на основе уравнений движения частицы обогащаемого материала по шероховатой наклонной плоскости, составленных с помощью основного закона динамики точки (второго закона Ньютона). Использование точечной механической модели характерно и для определения механических характеристик частиц, составляющих стандартную методику исследований [1, 2].

Подача горной массы в узел стратификации происходит свободным засыпанием на наклонную плоскость (желоб), поэтому начальная скорость V_0 во всех приведенных формулах получена на основании анализа удара частицы о наклонную плоскость в виде [3, 4]:

$$V_0 = \sqrt{2gh \cdot (\sin \alpha - f_{\text{CK}} \cos \alpha)}, \quad (1)$$

где h – высота, с которой падают частицы на наклонную плоскость, м.

Вторая стадия сепарации – свободный полет частиц обеспечивает их падение на разных расстояниях от места соскальзывания с поверхности полки. Силы сопротивления движению здесь не столь велики, как трение на фрикционной поверхности, особенно при небольших скоростях движения, при которых происходит сепарация. Поэтому на этой стадии движения форма рудных частиц играет не столь заметное значение. Их свободное движение описано с помощью законов равномерного (по горизонтали) и равнопеременного (по вертикали) движений. Дальность полета частицы после отрыва от желоба получена в виде:

$$l = \frac{V \cos \alpha}{g} \left(\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + 2gb} - V \sin \alpha \right), \quad (2)$$

где b – вертикальное расстояние до места падения частиц, м.

Совокупность приведенных формул составила основу математической модели для описания процесса сепарации от стадии загрузки до момента извлечения обогащенного материала. В соответствии с этими соотношениями проводился вычислительный эксперимент, в котором изменялись конструктивные параметры фрикционного сепаратора (величины h , L , α).

Моделирование движения частиц по наклонной плоскости осуществлялось согласно рассмотренным уравнениям с учетом коэффициентов кинетического трения и приведенного коэффициента трения-качения, значения которых задавались генератором случайных чисел [4, 5]. На рисунке 1 представлены траектории движения частиц, полученные имитационным моделированием.

С помощью математической модели изучено влияние конструктивных особенностей узла стратификации, скорости направления и точки подачи воздушного потока, производительности, крупности исходного материала на эффективность разделения, а так же получены траектории движения частиц. Установлено, что наибольшую эффективность разделения обеспечивает поверхность, выполненная из материалов с высоким коэффициентом трения (резина). На процесс разделения оказывает существенное влияние угол наклона

разделительной поверхности. Воздействие воздушного потока в направлении сортируемого материала проявляется для частиц, обладающих парусностью (слюда, асбест), это позволяет усилить отклонение частиц данных пород из общего потока рудной массы, что обеспечивает также эффективность процесса разделения [4]. Наибольшая эффективность разделения минералов исследуемой руды соответствует устройству, имеющему наклонную плоскость, состоящую из двух участков: участка разгона длиной 1 м и трамплина 0,1 м с регулируемым углом наклона, величина которых зависит от крупности обогащаемого класса. Скорость воздушного потока зависит от скоростей витания разделяемых компонентов и составляет 0,8-1,8 м/с, в зависимости от крупности минералов [5]. Представленные результаты могут быть использованы при проектировании транспортных систем обогатительных фабрик.

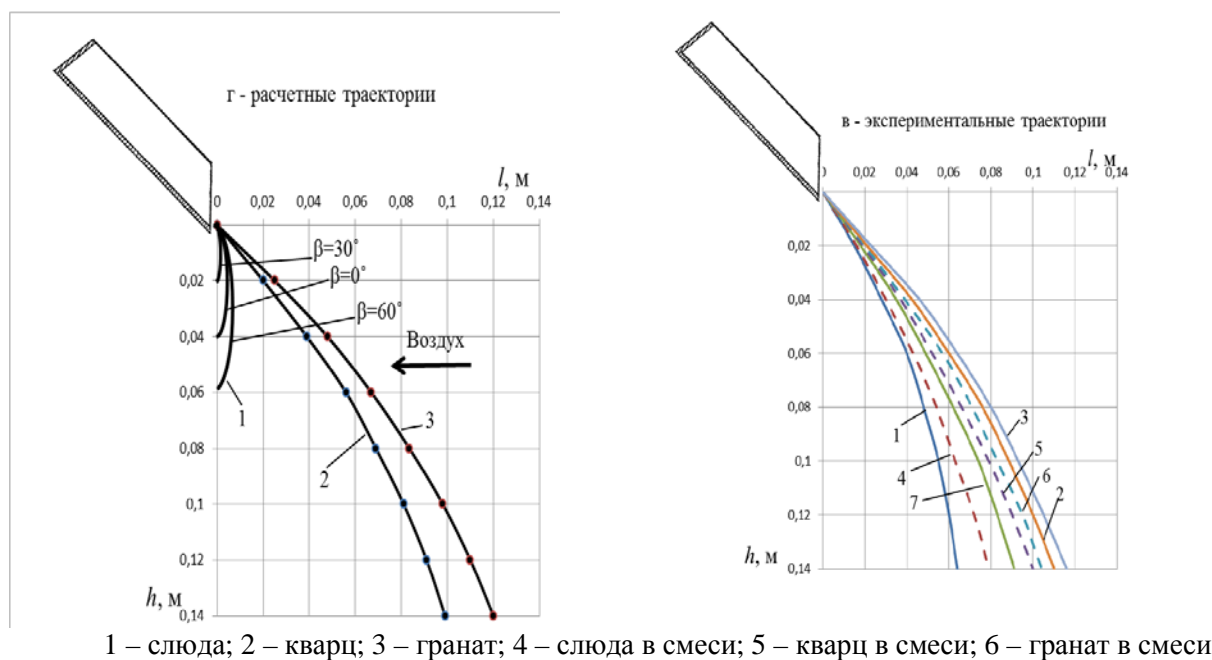


Рисунок 1 – Траектории движения частиц после схода с плоскости класса - 0,4+0,25 мм:
а – с потоком воздуха; б – без воздушного потока

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Потапов В. Я. Теоретический анализ движения и удара частицы обогащаемого материала о наклонную плоскость / В. Я. Потапов, С. А. Ляпцев, Д. В. Матвеев, Ю. Г. Феклисов, В. В. Потапов // Известия вузов. Горный журнал. 2007. № 1. С. 110-113.
2. Потапов В. Я. Совершенствование узла стратификации фрикционного сепаратора / С. А. Ляпцев, В. Я. Потапов // Современные проблемы науки и образования. 2011. № 2. С. 7-10. URL: www.science-education.ru/96-4622.
3. Потапов В. Я. Закономерности движения куска горной породы по наклонной плоскости фрикционного сепаратора / В. Я. Потапов, В. В. Потапов // Известия вузов. Горный журнал. 2011. № 5. С. 94-100.
4. Потапов В. Я. Математическое описание поведения рудных частиц в воздушном потоке разделительных аппаратов / С. А. Ляпцев, В. Я. Потапов // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 1. С. 7-10. URL: www.science-education.ru/101-5493.
5. Александрова Е. П. Закономерности воздушной сепарации слюдосодержащих мелкочешуйчатых сланцев и технология их обогащения: дис. ... канд. техн. наук. Свердловск, 1982. 205 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ И УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУЛЬФИДНЫХ РУД

Потапов В. Я., Потапов В. В., Семериков Л. А., Максимов А. А., Харин А. Д., Астахов П. Д.
Научный руководитель Потапов В. Я., д-р техн. наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Для снижения эксплуатационных затрат на обогащение руд предлагаются аппараты, основанные на новых признаках разделения. В качестве таких признаков предлагаются, прежде всего, фрикционные и упругие характеристики разделяемых частиц. Физические характеристики материала, связанные с упругостью и трением, определялись на основе экспериментов, выполненных на лабораторных установках. Описание этих установок и методика проведения испытаний приведены в работе [1]. Статический коэффициент трения есть тангенс угла наклона, при котором начинается движение частицы по плоскости

$$f = \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi} = \operatorname{tg}\varphi.$$

Тело скользит по плоскости, когда угол наклона α плоскости превышает угол трения φ данной частицы по материалу плоскости, т. е. $\alpha \geq \varphi$.

Кинетические коэффициенты трения определялись по известной методике на основе измерения угла наклона плоскости скольжения и времени прохождения частицей отрезка фиксированной длины и рассчитывается по известной формуле таблица 1 [2]:

$$f_{\text{ск}} = \operatorname{tg}\alpha - \left(2S/gt^2 \cos\alpha\right),$$

где α – угол наклона плоскости, град; S – длина участка, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; t – время прохождения частицей участка S , с.

Упругие свойства частиц характеризуются коэффициентом восстановления K , равным отношению нормальных составляющих скоростей частицы после и до удара и определяется по уравнению [3]

$$k = \frac{\sqrt{l_{\max} g \cos(45^\circ - \gamma)}}{\sqrt{2hg \cos\gamma}},$$

где h – высота сбрасывания частиц, м; l_{\max} – максимальная горизонтальная дальность полета частицы, м; γ – угол наклона плиты к горизонту, град; угол отражения $\alpha_{\text{от}} = 45^\circ - \gamma$, град.

Коэффициент мгновенного трения определяется по формуле:

$$\lambda = 1 - k \frac{\operatorname{tg}\alpha_{\text{от}}}{\operatorname{tg}\alpha_{\text{п}}}.$$

Величина приведенного коэффициента трения качения δ определяется по углу наклона $\beta_{\text{к}}$, который составляет подвижная плоскость в момент начала качения (при отсутствии проскальзывания, см. рисунок 1).

Как известно [4], причиной возникновения трения качения является деформация катящегося объекта и поверхности, по которой происходит качение. Считая качение частицы по наклонной плоскости равномерным, величину δ при движении можно определить по длине L пройденного ею за время t пути.

$$\delta = R \left(\operatorname{tg}\beta_{\text{к}} - \frac{2,8L}{gt^2 \cdot \cos\beta_{\text{к}}} \right).$$

В результате исследований коэффициентов трения для частиц разной крупности и формы установлено, что форма не оказывает влияния на коэффициенты трения частиц для крупных классов (таблица 1).

Таблица 1 – Результаты определения фрикционных характеристик углесодержащих формаций

Номер породы	Коэффициент статического трения $f_{ст}$		Коэффициент кинематического трения $f_{ск}$		Коэффициент восстановления k		Коэффициент трения при ударе λ		Приведенный коэффициент трения качения δ_k	
	сталь	резина	сталь	резина	сталь	резина	сталь	резина	сталь	резина
1	0,4877	0,5317	0,4310	0,4793	0,32	0,37	0,52	0,49	0,0069	0,0232
2	0,4452	0,4877	0,3946	0,4541	0,26	0,32	0,57	0,52	0,0060	0,0329
3	0,4452	0,5317	0,4103	0,4762	0,32	0,37	0,52	0,49	0,3150	0,0132
4	0,4452	0,5543	0,4139	0,4224	0,25	0,31	0,58	0,53	0,0305	-0,0810
5	0,4452	0,5543	0,3910	0,4676	0,26	0,32	0,57	0,52	0,0018	-0,0214
6	0,4245	0,6009	0,3774	0,4978	0,29	0,34	0,55	0,51	0,0077	0,0087
7	0,4040	0,6009	0,3765	0,4721	0,26	0,32	0,57	0,52	0,0295	-0,0686
8	0,4452	0,5543	0,3991	0,4026	0,29	0,34	0,55	0,51	0,0139	-0,1209
9	0,4452	0,5543	0,3960	0,4386	0,32	0,37	0,52	0,49	0,0116	-0,0843
10	0,4452	0,5543	0,3960	0,4353	0,28	0,33	0,54	0,52	0,0099	-0,0768
11	0,4452	0,5543	0,3853	0,4608	0,26	0,32	0,57	0,52	-0,0058	0,0321
12	0,4663	0,5543	0,4083	0,4936	0,27	0,33	0,56	0,52	0,0003	0,0111
13	0,4452	0,5543	0,4186	0,3543	0,25	0,31	0,58	0,53	0,0253	-0,1325
14	0,4663	0,5543	0,4272	0,5052	0,23	0,3	0,59	0,54	0,0205	0,0216
15	0,4663	0,5773	0,4152	0,5374	0,22	0,29	0,63	0,55	0,0071	0,0318
16	0,4663	0,5773	0,4117	0,4571	0,23	0,3	0,59	0,54	0,0038	-0,0500

С уменьшением крупности частиц у лещадных форм коэффициент трения увеличивается, а для кубических форм уменьшается. Характер такого проявления связан с тем, что частицы мелких фракций кубической формы приближается к более шаровой форме и скатывается с поверхности. Лещадные частицы имеют больший контакт с поверхностью, поэтому замедляют свое движение.

С увеличением крупности частиц уменьшаются статический и кинетический коэффициенты трения.

Коэффициенты трения по стали меньше, чем по резине. Кинетический коэффициент трения частиц на 15 % меньше статического коэффициента трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коэффициенты трения частиц асбестосодержащих продуктов / Е. Ф. Цыпин, В. Я. Потапов, А. Е. Пелевин [и др.] // Научные труды ВНИИПроектабест «Совершенствование технологии обогащения асбестовых руд». – Асбест: 1990. С. 110-115.
2. Тимченко Н. К. Основы механического разделения зерен щебня и гравия по упругости и трению // Строительные материалы. 1964. № 4. С. 17-19.
3. Потапов В. Я., Цыпин Е. Ф., Ляпцев С. А., Афанасьев А. И. Методика определения упругих и фрикционных характеристик сыпучих материалов // Известия вузов. Горный журнал. 1998. № 5-6, С. 103-108.
4. Ляпцев С. А., Потапов В. Я. Обоснование методов экспериментального определения коэффициентов трения качения горных пород // Фундаментальные исследования. 2012. № 3. С. 102-105.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ

Ислентьев А. О., Чураков Е. О., Торопов Э. Ю.
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Тематике разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов посвящено достаточно большое число работ [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. Но некоторые аспекты этой тематики ещё не были рассмотрены. Одним из них является количественная оценка потерь энергии в разгрузочных устройствах, характерных для некоторых насосов типа ЦНС.

Прежде всего, следует отметить, что осевая сила насосов при износе уплотнений рабочих колес может возрасти в 2-7 раз (экспериментально доказано), в то время как несущая способность разгрузочного устройства в значительно меньшей степени (по некоторым данным не более 30-40%) может превышать начальную расчетную осевую силу. По этой причине зачастую происходит нарушение функционирования разгрузочного устройства в гидростатическом режиме и зазор в нем снижается до нуля, что означает на практике механический контакт и соответствующее ему механическое трение.

Негативное воздействие на работу разгрузочных устройств вносит также перекос рабочей поверхности разгрузочного диска по отношению к поверхности разгрузочного кольца (см. рисунок 1).

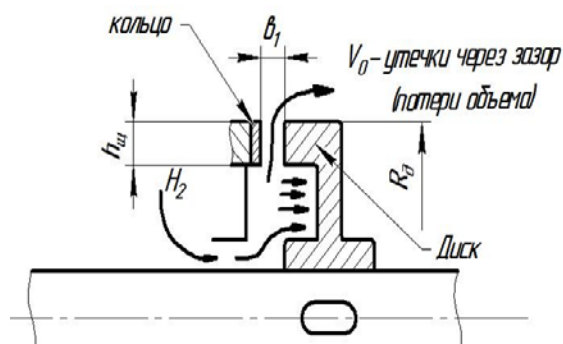


Рисунок 1 – Схема разгрузочного устройства секционного насоса

Для нормальной разгрузки необходимо обеспечить равный по окружности зазор между подвижной и неподвижной поверхностями разгрузочного узла. Тогда поток жидкости, под давлением H_2 направляющийся из разгрузочной камеры по поверхностям диска и кольца к их периферийной части, способен создать сплошную смазочную плёнку, равномерно разделяющую подвижную и неподвижную части. На практике, как правило, сопряжённые детали разгрузочного устройства устанавливаются с перекосом относительно друг друга (величина отклонения может достигать 0,03-0,2 мм). Таким образом, во всех режимах работы имеет место

механическое контактирование: в зоне трения возникают значительные контактные давления, превышающие предельные напряжения разрушения материала деталей, что приводит к их интенсивному изнашиванию.

Потери мощности в разгрузочном устройстве складываются из объёмных и потерь на трение. Для нормального функционирования узла разгрузки нужно обеспечить протечку жидкости через щелевые каналы в объёме не менее 4-6 % подачи насоса, что значительно снижает экономичность и препятствует повышению энергетических характеристик насоса.

Потери на трение значительно возрастают при увеличенных перекосах сопряжённых поверхностей, при уменьшении торцевого зазора v_1 , вследствие роста осевого усилия и при контакте деталей.

При энергетической оценке энергопотерь в гидравлическом разгрузочном устройстве секционного насоса следует отдельно рассмотреть объёмные потери N_0 и потери на трение N_T .

Потери мощности на трение складываются из потерь в кольцевой и торцевой щелях, а также потерь дискового трения по обе стороны разгрузочного диска. Считая, что все детали работают в жидкостном режиме трения, величина N_T является существенно меньшей N_0 , а минимум суммарных потерь мощности $N=N_0+N_T$, Вт, в гидравлическом разгрузочном устройстве реализуется при минимально допустимой величине торцевого зазора v_1 .

Величина N_T , так же как и N_O , зависит от зазора e_1 , причем с уменьшением зазора N_T растет, а N_O снижается. Поэтому существует такое значение e_1 , которому соответствует минимум суммарных потерь мощности. Оно может быть определено для каждого типа насоса. Приведены графики потерь мощности, объёмных потерь, а также потерь КПД в разгрузочных устройствах шахтных центробежных секционный насосах на примере ЦНСГ 850-240...960 (рисунки 2-4).

Таким образом, проведенные графики показывают значительное снижение механического и объёмного КПД по причине неудовлетворительной работы разгрузочных устройств и их конструктивного несовершенства. Что касается надежности и долговечности разгрузочных устройств, то хорошо известно из практики эксплуатации насосов, что наработка устройств до отказа (до замены дисков и колец) составляет в среднем величину порядка 120-150 часов, то есть примерно 4 полных замены устройств приходится на один плановый текущий ремонт насоса.

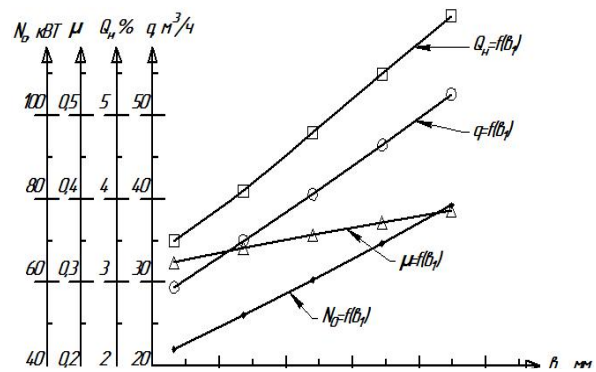


Рисунок 2 – Зависимости объёмных потерь в разгрузочном устройстве насоса ЦНСГ-850-240...960

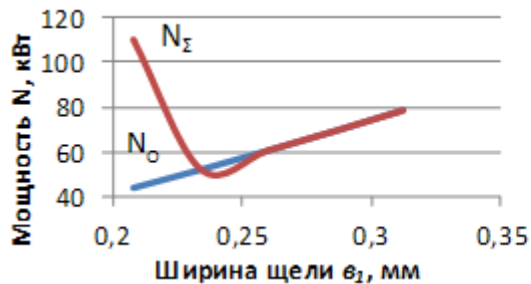


Рисунок 3 – Суммарные потери мощности с учетом потерь на трение диска об кольцо

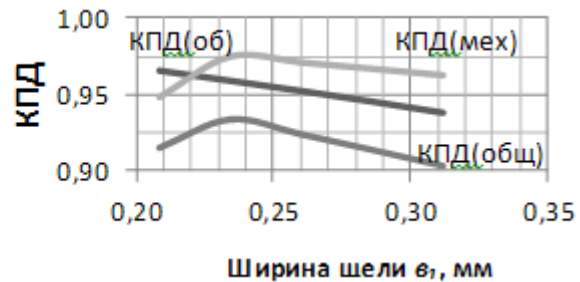


Рисунок 4 – Оценка объёмного и механического КПД в зависимости от ширины щели

Самым рациональным мероприятием был бы перевод производства шахтных секционных насосов по другим гидравлическим схемам, в которых осевая сила компенсировалась бы наиболее простым и эффективным способом – симметричным расположением на валу рабочих колес и применением рабочих колес двустороннего всасывания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы: издание второе, переработанное и дополненное. – Ленинград: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Носырев Б. А. Насосные установки горных предприятий: учебное пособие. – Екатеринбург: УГГГА, 1997. 162 с.
3. Паламарчук Н. В., Тимохин Ю. В. Повышение эффективности работы гидравлического разгрузочного устройства шахтных насосов / Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: сборник научных трудов ВНИИГМ им. М. М. Федорова. – Донецк, 1986. С. 153-157.
4. Попов В. М. Водоотливные установки: справочное пособие. – М.: Недра, 1990. 254 с.
5. Стационарные установки шахт / Под ред. Б. Ф. Братченко. – М.: Недра, 1977. 440 с.
6. Тимохин Ю. В., Паламарчук Н. В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь / Стационарное оборудование шахт: сборник научных трудов ВНИИГМ им. М. М. Фёдорова. – Донецк. 1987. С. 144-122.
7. Тимохин Ю. В. Исследование и совершенствование гидравлических разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВЗПИ, 1990. 15 с.