

Учредитель издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(председатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
ИВАНОВ С.Л.
КАЗАКОВ В.А.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

Телефоны редакции:
(495) 269-53-97, 269-55-10
Факс (495) 269-55-10
E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Егоров А.Н. Тенденции развития конструкции большегрузной карьерной техники производства РУПП "БелАЗ"	2
Плютов Ю.А. Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных комплексов открытых горных разработок	4
Галкин В.И. Особенности эксплуатации трубчатых ленточных конвейеров	7
Тарасов Ю.Д. Расчет и выбор параметров вертикального ленточного конвейера	13
Васильев К.А., Николаев А.К., Роберто Сьерра, Мануэль Суарес. Проблемы эксплуатации конвейерного транспорта на рудоперерабатывающих заводах Республики Куба	16

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Стадник Н.И., Мезников А.В. Электрооборудование горных машин Украины нового поколения	21
Козярук А.Е., Жуковский Ю.Л., Коржев А.А., Кривенко А.В. К оценке величины остаточного ресурса силового электрооборудования	26
Певзнер Л.Д., Бабаков С.Е. Выбор и исследование привода шахтного робота-спасателя	30

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Красников Ю.Д. Мощные нетрадиционные ударные машины как основа экологически чистых, безопасных технологий и роста прибылей горных и строительных предприятий	33
Жабин А.Б., Лавит И.М., Поляков Ал.В. Механизм и закономерности процесса эрозионного разрушения горных пород под действием гидроабразивной струи	37
Страбыкин Н.Н., Шеметов Ю.П., Горячкин В.М., Шевченко А.Н. Оценка энергоемкости процесса разрушения породы на забое скважины различными исполнительными органами по гранулометрическому составу буровой мелочи	42
Юнгмейстер Д.А., Смирнов Д.В. Комплекс для ведения добычи железомарганцевых конкреций со дна моря	49

ИНФОРМАЦИЯ

Иванов С.Л., Дудко П.П., Дмитриев Г.Ю., Подхалюзин С.П. Применение и перспективы использования централизованных систем смазки	51
Лагунова Ю.А., Жиганов П.А. Особенности эксплуатации дробильно-размольного оборудования на месторождениях Австралии	54

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук.

УДК 629.114.41:622.271

А.Н. Егоров, главный конструктор, РУПП "БелАЗ", г. Жодино, Белоруссия

Тенденции развития конструкции большегрузной карьерной техники производства РУПП "БелАЗ"

Приведен краткий обзор техники, выпускаемой РУПП "БелАЗ". Сформулированы основные направления развития конструкций карьерных автосамосвалов "БелАЗ" на ближайшую перспективу.

Впервые выйдя на рынок большегрузной карьерной техники в начале 1960-х годов, Белорусский автомобильный завод прочно утвердился на этом рынке как производитель конкурентоспособных машин для транспортировки горной породы в местах открытой разработки полезных ископаемых. Создание в 1960 г. собственной конструкторско-исследовательской базы позволило предприятию за четыре десятилетия разработать и освоить выпуск свыше 400 модификаций карьерных самосвалов и другой техники, предназначенной для работы в составе горно-добывающих комплексов.

Уже при создании первых самосвалов грузоподъемностью 27 и 40 т были определены основополагающие требования к технологическим транспортным средствам большой грузоподъемности для горной промышленности. Это – удельная мощность двигателя в пределах 10,5...14,0 л.с./т грузоподъемности, короткая база, гидромеханическая трансмиссия, пневмогидравлическая подвеска, смещенная на сторону одноместная кабина, платформа ковшового типа, двухконтурные тормозные системы и другие технические решения, обеспечивающие высокую маневренность, плавность хода, хорошие тягово-динамические характеристики, легкость управления и безопасность эксплуатации.

В последующем при создании машин особо большой грузоподъемности в конструкции самосвалов прочно прописались электромеханическая трансмиссия и комфортабельная двухместная кабина.

Такой подход к созданию карьерного транспорта обеспечил высокий технический уровень и международное признание выпускаемых БелАЗом машин.

В настоящее время предприятием выпускаются:

- карьерные самосвалы грузоподъемностью от 30 до 320 т;

- техника для обслуживания карьеров: фронтальные погрузчики, колесные бульдозеры, поливооросительные машины, тягачи-эвакуаторы (рис. 1)*;

- техника для подземных работ (рис. 2);

- тягеловозы и шлаковозы для металлургических предприятий;

- аэродромные тягачи и другая специализированная техника, круг которой определяется технологически и производственными возможностями предприятия и потребностями республики.

Учитывая уникальность поставляемого оборудования, БелАЗ предоставляет разнообразные услуги, связанные с эксплуатацией поставляемой техники.

Проводимые конструкторско-исследовательской службой завода работы по совершенствованию конструкции серийно выпускаемой техники и созданию машин нового поколения на всех этапах развития предприятия были направлены прежде всего на повышение технического уровня и надежности продукции, наиболее полное удовлетворение запросов потребителей.

В условиях жесткой конкуренции среди изготовителей карьерной техники горно-добывающие предприятия отдадут предпочтение машинам, способным обеспечить наибольшую производительность при наименьших затратах на их обслуживание. Именно поэтому основными направлениями дальнейшего развития конструкций карьерных самосвалов БелАЗ видятся следующие:

1. *Создание электромеханической трансмиссии переменного тока.*

Электрическая трансмиссия появилась на карьерных самосвалах БелАЗ в семидесятых годах прошлого века. Заимствованная на железнодорожном транспорте, построенная на электрических машинах постоянного тока, она имела определенные преимущества: возможность бесступенчатого регулирования скорости, автоматической приспособляемости к изменяющимся дорожным условиям, относительную простоту компоновки, возможность гашения кинетической энергии идущего на спуск самосвала электродинамическим тормозом. Однако небольшой диапазон рабочей частоты вращения тяговых электродвигателей не

*Рис. 1, 2 представлены на 4-й стр. обложки.

позволяет обеспечить необходимую динамичность самосвала, а наличие щеточно-коллекторного узла — достичь требуемых показателей надежности.

Данные обстоятельства заставили конструкторов искать решение по применению электрических машин переменного тока. Вначале была создана трансмиссия переменного-постоянного (генератор переменного, тяговые электродвигатели постоянного) тока, ими в настоящее время оснащаются карьерные самосвалы БелАЗ-7513, БелАЗ-7514, БелАЗ-7517, БелАЗ-7530. На сегодняшний день на БелАЗе созданы модификации самосвалов грузоподъемностью 136 и 320 т, оснащенных электромеханическими трансмиссиями переменного тока. Образец 320-тонного самосвала собран в экспериментальном цехе в 2005 г., успешно выдержал программу испытаний в условиях заводского полигона и в настоящее время проходит эксплуатационные испытания в Бачатском угольном разрезе Кузбасса. Образцы самосвалов грузоподъемностью 136 т собраны в 2007 г. и проходят испытания в условиях заводского полигона.

2. Создание гидромеханической трансмиссии большой мощности.

Гидромеханическая трансмиссия позволяет создавать карьерные самосвалы, обладающие высокой динамичностью, высоким общим КПД, невысоким коэффициентом тары, что обеспечивает в конечном итоге высокую производительность транспортных работ. На сегодняшний день БелАЗом изготовлен опытный образец карьерного самосвала грузоподъемностью 136 т с гидромеханической трансмиссией собственной разработки, который проходит испытания и доводку конструкции. Закончена разработка гидромеханической трансмиссии мощностью 1000 л.с. для 90-тонного самосвала, ведется изготовление опытных образцов. В процессе разработки решен ряд сложнейших технологических проблем, к которым относятся изготовление планетарных рядов высокой точности, высокоточных подшипников сателлитов, дисков фрикционов и тормозов, изготовление надежной системы управления переключением передач, а также эффективной системы охлаждения, создание эффективной системы регенерации рабочей жидкости и др.

3. Создание типового ряда многодисковых маслоохлаждаемых тормозов.

Рабочий цикл карьерного самосвала представляет собой чаще всего движение по замкнутому маршруту на относительно небольшое расстояние со значительным перепадом высот различных участков трассы. Чаще это движение с грузом вверх и в порожнем состоянии вниз, но нередко встречаются ситуации, когда самосвалу приходится перевозить груз сверху вниз. Для обеспечения безопасности и высокой производительности машины ее тормозная система должна обладать способностью поддержания безопасной скорости на всех режимах рабочего цикла, возможностью экстренной остановки самосвала в критической ситуации и при этом иметь высокую надежность и низкую трудоемкость технического обслуживания.

В наибольшей степени перечисленным требованиям отвечают многодисковые маслоохлаждаемые тормозные механизмы. Тормозной момент, необходимый для торможения с максимальной эффективностью, обеспечивается подбором достаточного количества пар трения, плавное изменение тормозного момента — изменением усилия прижатия дисков, отвод выделяемого тепла — протоком масла, высокая износостойкость — смазыванием трущихся поверхностей. При создании тормозов такого типа производителю необходимо решить несколько серьезных технологических проблем, к которым, в частности, относятся создание теплостойких эластомеров для уплотнительных устройств, создание крупногабаритных подвижных торцовых уплотнений, создание фрикционных дисков, устойчивых к тепловому короблению. В настоящее время БелАЗом разработаны многодисковые тормозные механизмы трех типоразмеров. Изготовлены опытные образцы механизмов и самосвалы грузоподъемностью 42, 45 и 55 т, которые проходят эксплуатационные испытания.

4. Совершенствование гидравлических систем карьерных самосвалов.

Гидравлическая система карьерного самосвала обеспечивает функционирование рулевого управления, тормозов и опрокидывающего механизма кузова. Суммарная максимальная мощность гидропривода составляет 8...10 % от мощности установленного дизельного двигателя. Традиционно на карьерных самосвалах необходима гидравлическая мощность обеспечивается набором стандартных шестеренных или аксиально-плунжерных насосов, приводимых специальной коробкой отбора мощности. С появлением многосекционных насосных установок с различными комбинациями секций по конструкции, функциональному назначению и производительности радикально изменились подходы конструкторов к проектированию гидравлических систем в целом.

Примером такого подхода является разработка объединенной гидросистемы рулевого управления, тормозов и опрокидывающего механизма самосвала грузоподъемностью 136 т. Система включает в себя двоярный насос, насос-дозатор и усилитель потока рулевого управления, пневмогидроаккумуляторы аварийного привода рулевого управления и тормозов, краны и распределители управления тормозами и опрокидывающим механизмом кузова, исполнительные силовые цилиндры рулевого управления, тормозных механизмов, системы опрокидывания. При этом на самосвале отсутствует коробка отбора мощности как самостоятельный узел. Все это позволило повысить общий КПД машины при снижении затрат и металлоемкости изделия.

Разработанная система успешно прошла все необходимые испытания и внедрена на серийных самосвалах грузоподъемностью 136 и 220 т.

5. Повышение несущей способности базовых элементов самосвала.

БелАЗом совместно с российским ЦНИИ черной металлургии и рядом российских металлургических комбинатов выполнен комплекс научно-исследования

тельских работ по освоению производства высокопрочных (14ХГ2САФД) и износостойчивых (15ХГНМТ) низколегированных термоулучшаемых сталей. Первая из них предназначена для изготовления рам, силовых элементов корпусов задних мостов и передних осей, деталей направляющего аппарата передней и задней подвесок. Вторая — для изготовления элементов грузовых платформ, подвергающихся в процессе эксплуатации интенсивному истиранию. От внедрения данных сталей мы ожидаем существенного повышения показателей надежности самосвалов при снижении собственной массы самосвала.

6. Улучшение условий труда оператора.

В течение всего времени, пока будет существовать система "Человек — машина", условия труда, их постоянное совершенствование будут находиться в центре внимания конструктора. На Белорусском автозаводе сегодня это выражается в разработке и применении новых шумовиброизоляционных материалов, новых гигиенических материалов отделки интерьеров кабин, совершенствовании климатических установок, эргономичных органов управления, а также внедрении электронной системы управления, контроля и диагностирования машины. Сегодня на самосвалах БелАЗ находят применение системы, контролируемые состояние всех основных агрегатов самосвала, а также количество перевозимого груза,

способные вести учет выполняемой работы и передавать данную информацию на центральный диспетчерский пункт.

В перспективных планах Научно-технического Центра БелАЗа совместные работы с научными учреждениями Беларуси по следующим направлениям совершенствования выпускаемой техники:

- разработка комплексных методик автоматизированных расчетов определяющих узлов и систем карьерных самосвалов;
- оптимизация материалов и технологии изготовления зубчатых колес повышенной точности для механических передач карьерной техники;
- повышение работоспособности шарнирных сочленений элементов подвески, работающих в среде смазочного материала, модифицированного твердыми наноразмерными компонентами;
- разработка системы, обеспечивающей безопасное вождение большегрузных карьерных самосвалов в условиях ограниченной прозрачности атмосферы;
- разработка технологии динамической стабилизации дисков для многодисковых тормозных механизмов и фрикционов гидромеханических передач;
- совершенствование автоматических систем управления гидромеханических передач.

УДК 622.68.002.5

Ю.А. Плютов, канд. техн. наук, Сибирский федеральный университет (Институт цветных металлов и золота)

Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных комплексов открытых горных разработок

Приведена структура экономико-математических моделей для оптимального выбора экскаваторно-автомобильных и экскаваторно-железнодорожных комплексов карьеров и угольных разрезов. В качестве основного критерия для выбора предложены суммарные дисконтированные затраты, на основании которых осуществляется оптимальный (по одному критерию эффективности) или рациональный (по совокупности критериев) выбор вариантов.

В настоящее время отечественные и зарубежные фирмы—изготовители погрузочной и транспортной техники предлагают горным предприятиям достаточно широкий типоразмерный ряд машин. Основные конструктивные параметры этого дорогостоящего оборудования должны максимально соответствовать условиям их эксплуатации. Поэтому задача выбора

оптимального, когда погрузочно-транспортный комплекс (ПТК) выбирается **только по одному** критерию эффективности, и рационального (выбираемого **по совокупности** критериев эффективности) типов ПТК для условий конкретного карьера (разреза, рудника и т.д.) продолжает оставаться актуальной.

В Институте цветных металлов и золота СибФУ накоплен большой опыт решения подобных задач для предприятий Восточной Сибири с помощью экономико-математического моделирования на ПЭВМ.

Для экскаваторно-автомобильного (ЭАК) и экскаваторно-железнодорожного (ЭЖК) комплексов карьеров и угольных разрезов разработаны экономико-математические модели, общая структура которых приведена на рис. 1.

В указанных моделях блок исходных данных включает в себя:



Рис. 1. Общая структура экономико-математических моделей по выбору оптимального и рационального типов ЭЖК и ЭАК

1) годовую производительность карьера (разреза); параметры, характеризующие режим работы предприятия; физико-механические свойства транспортируемых грузов и т.д.;

2) технические характеристики 10 экскаваторов цикличного и непрерывного действия, 6 фронтальных колесных погрузчиков, 8 электровозов и тяговых агрегатов постоянного и переменного тока, 4 тепловоза с гидромеханической и электромеханической передачами, 26 карьерных автосамосвалов грузоподъемностью от 30 до 280 т, 9 универсальных полувагонов и думпкаров грузоподъемностью от 60 до 180 т отечественного и зарубежного производства;

3) планы и продольные профили расчетных трасс на вскрыше и добыче с полной характеристикой транспортных коммуникаций;

4) источники финансирования, норму дисконта, стоимости оборудования (капиталовложения) и затраты на его эксплуатацию и т.д.

Разработанный пакет программ (среда – Borland DELPHI 7.0) позволяет вести расчеты на персональном компьютере в диалоговом режиме с использованием электромеханических и тяговых характеристик локомотивов и тягово-динамических характеристик автосамосвалов на каждом участке расчетной трассы в грузовом и порожняковом направлениях. В результате экономико-математического моделирования по каждому рассматриваемо-

му варианту определяются критерии эффективности, число и приоритетность которых устанавливались из следующих соображений.

Основным показателем, характеризующим абсолютную и сравнительную эффективность варианта, является значение ожидаемого чистого дисконтированного дохода (ЧДД). В ряде случаев максимизация ЧДД оказывается эквивалентной использованию других более простых с информационно-вычислительной точки зрения критериев. В частности, если у сопоставимых альтернативных вариантов имеются одни и те же суммарные дисконтированные результаты, максимальный ЧДД будет отвечать тому варианту, у которого достигает минимума величина суммарных (по шагам расчета) дисконтированных затрат. Преимущество этого метода состоит в том, что он не требует информации о результатах, получение которой в ряде случаев составляет принципиальные трудности. Такой подход вполне приемлем к случаю замены или внедрения ПТК на горном предприятии. При заданной производительности карьера во всех вариантах ПТК выручка от реализации для предприятия будет одинакова. В то же время попытка связать с выбранным типом погрузочного или транспортного оборудования какую-либо конкретную выручку принципиально затруднена (если вообще возможна). Поэтому вместо показателя ЧДД в наших экономи-

Таблица 1

Сравниваемые типы ЭАК для условий карьера "Восточный" ЗАО ЗК "Полюс" на 2008–2015 гг.

№ варианта	Вскрыша	Добыча
	Модель экскаватора	
	ЭКГ-10	ЭКГ-10
	Модель автосамосвала	
I	CAT777D	CAT777D
II	БелАЗ-75570	БелАЗ-75570
III	CAT777D	БелАЗ-75570
IV	БелАЗ-75570	CAT777D
V	Komatsu HD-785	Komatsu HD-785
VI	CAT777D	Komatsu HD-785
VII	Komatsu HD-785	CAT777D
VIII	БелАЗ-75570	Komatsu HD-785
IX	Komatsu HD-785	БелАЗ-75570

ко-математических моделях в качестве основного критерия эффективности приняты суммарные дисконтированные затраты (СДЗ):

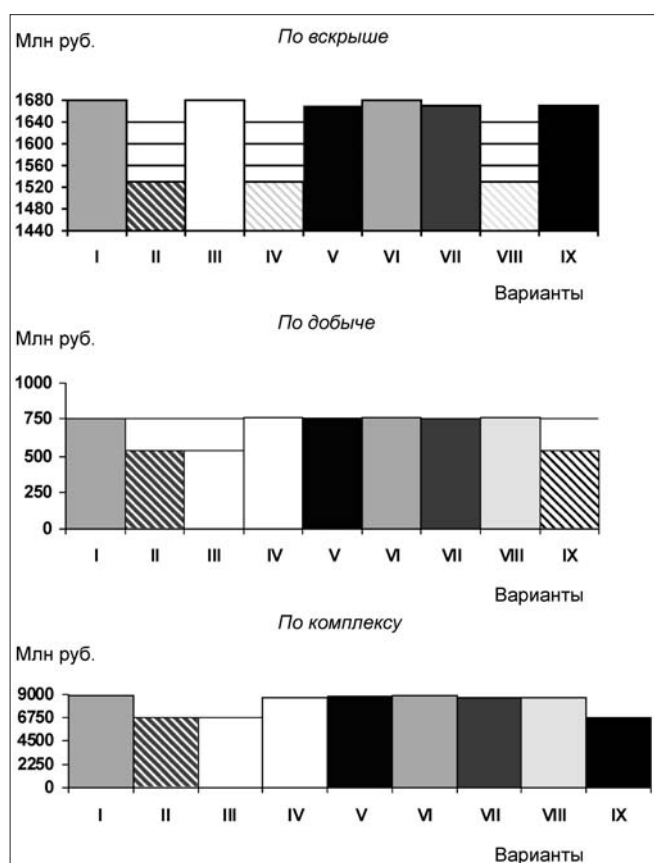


Рис. 2. Суммарные дисконтированные затраты по вариантам на период 2008–2015 гг.

$$СДЗ = \sum_1^t [(K_{удt} + C_{удt}) \cdot A_{Гt} - AO_t] \cdot \frac{1}{(1 + E)^t}, \text{ руб.},$$

где t – срок эксплуатации ПТК (на открытых горных разработках ПТК формируются на срок до 8 лет [1]);

$K_{удt}, C_{удt}$ – удельные капитальные и эксплуатационные затраты на t -м году эксплуатации ПТК, руб./т;

$A_{Гt}$ – годовая производительность карьера в t -м году, т;

AO_t – годовая сумма амортизационных отчислений по ПТК, руб.;

E – норма дисконта.

Оптимальным является тот вариант ПТК, которому соответствуют минимальные суммарные дисконтированные затраты за весь расчетный период, а при их равенстве выбирается по одному из дополнительных критериев эффективности, расположенных в порядке приоритета.

В качестве дополнительных критериев эффективности эксплуатации ПТК в моделях использовались:

- эксплуатационная производительность 1 локомотивосостава (автосамосвала) Q_s , т/ч;

- себестоимость транспортирования груза $C_{тр}$, руб./т;

- удельный расход энергии на единицу транспортной работы $E_{уд}$, кВт·ч/(т·км) (л/(т·км));

- удельные капитальные затраты по ПТК, $K_{уд}$, руб./т;

- удельные эксплуатационные затраты по ПТК $C_{уд}$, руб./т.

Приоритетность дополнительных критериев устанавливается горным предприятием в соответствии с его технической политикой.

В качестве примера использования разработанных экономико-математических моделей выбора оптимального и рационального типов ПТК приведены результаты расчетов критериев эффективности ЭАК на карьере "Восточный" ЗАО ЗК "Полюс" на период 2008–2015 гг. Для условий данного карьера нами были рассмотрены 9 вариантов простых и сложных ЭАК (табл. 1).

В результате моделирования получены значения СДЗ на расчетный период для всех рассматриваемых вариантов (рис. 2). По данному критерию на вскрышных работах оптимальными являются II, IV и VIII варианты, на добычных работах – II, III и IX варианты, а в целом по комплексу – II, III и IX варианты. По дополнительным критериям определена значимость вариантов – подсчитаны средние значения мест вариантов по каждому критерию за весь расчетный период (табл. 2). По наименьшей сумме мест рациональным является IX вариант.

Разработанные экономико-математические модели позволяют не только выбирать оптимальный и рациональный типы ПТК для различных периодов эксплуатации карьеров (разрезов), но и устанавливать рациональные зоны эксплуатации машин железнодорожного и автомобильного транспорта с учетом тех-

Значимость вариантов по дополнительным критериям эффективности

Критерии эффективности	Варианты								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Эксплуатационная производительность автосамосвала	5	9	8	6–7	1	2	4	3	6–7
Себестоимость транспортирования	7	1	3	4	8	9	6	5	2
Удельный расход топлива на единицу транспортной работы	5	9	8	7	1	2	4	3	6
Удельные капитальные затраты на погрузку и транспортирование	9	1	3	5	6	7	8	4	2
Удельные эксплуатационные затраты на погрузку и транспортирование	6	1	2–3	4	7–9	7–9	7–9	5	2–3
Сумма мест	32	21	24,5	26,5	24	28	30	20	19

нической политики горного предприятия. В настоящее время разрабатываются аналогичные модели для транспорта непрерывного и смешанного действия (ленточных конвейеров и подвесных канатных до-рог).

Список литературы

1. Кулешов А.А. Мощные экскаваторно-автомобильные комплексы. М.: Недра, 1980.
2. Плютов Ю.А. Расчеты транспортных машин открытых горных разработок. Красноярск, ГОУ ВПО "Государственный университет цветных металлов и золота", 2006.

УДК 622.647.2

В.И. Галкин, д-р техн. наук, проф., МГГУ

Особенности эксплуатации трубчатых ленточных конвейеров

Приведены примеры из опыта эксплуатации ленточных трубчатых конвейеров (ЛТК) в различных областях промышленности, в том числе горной. Рассмотрены конструктивные особенности основных узлов ЛТК, приведены данные основных технических и эксплуатационных параметров ЛТК, определяющих области их применения. Дано описание основных конструктивных узлов конвейера, связанных с особенностями эксплуатации ленточных трубчатых конвейеров.

Впервые понятие "трубчатый конвейер" было введено и запатентовано в 1978 г. в Японии с названием "Japanese Pipe Conveyor", сокращенно (JPC).

Основанием для патента послужила способность конвейерной ленты образовывать желоб в форме трубы за счет поперечной гибкости ленты и специально установленных поддерживающих роликов.

Особенность конвейера заключается в том, что обычная лента сворачивается в трубу, а ее края образуют в верхней части трубы зону перекрытия (края ленты перекрывают друг друга внахлест) (рис. 1). Величина зоны перекрытия зависит от типа ленты, на-

сыпной плотности и крупности кусков транспортируемого груза и шага установки роликоопор.

Разработкой конструктивных параметров и эксплуатацией ленточного трубчатого конвейера в разное время занимались следующие зарубежные фирмы: "Koch" – Германия, "Noyes" – Франция, "Nova" – Италия, "Dosco" – Великобритания, "Simplicity" – Индия, "Krupp Robins" – США, "Young Poony" – Корея.

В настоящее время во всем мире эксплуатируются более 1000 трубчатых конвейеров, которые имеют общую протяженность более 300 км.

Сначала ЛТК применялись для транспортирования цемента, зерна и других сыпучих и пылящих материалов, но в последние годы они стали успешно применяться и в горно-добывающей промышленности, в том числе в подземных условиях эксплуатации.

Так, например, трубчатый ленточный конвейер германской фирмы "Koch" установлен в швейцарских Альпах для транспортирования от карьера "Famsa" вниз под углом 29° гравия, песка и щебня, необходимого для строительства железнодорожного полотна в долине. Производительность конвейера приблизительно 500 т/ч, длина 208 м.

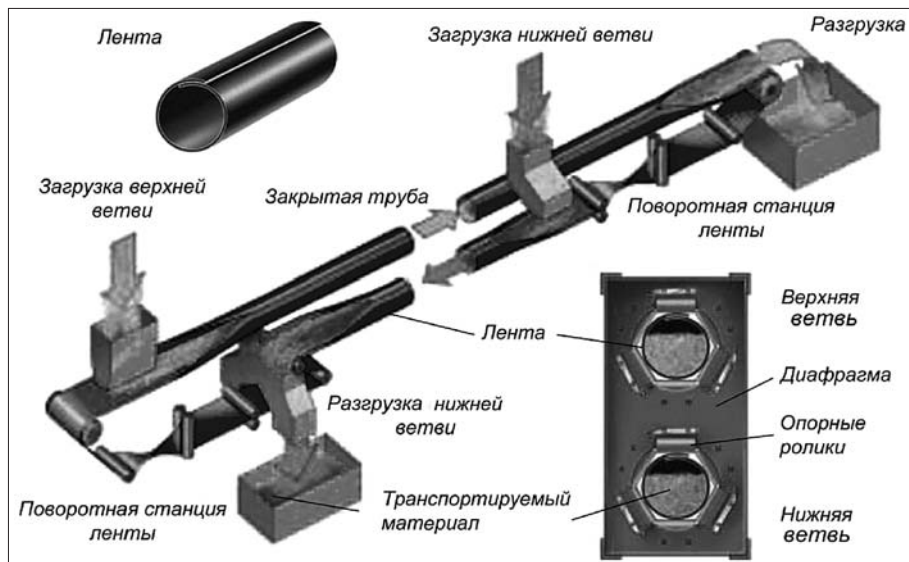


Рис. 1. Принципиальная схема ленточного трубчатого конвейера

Установленный ЛТК значительно сократил транспортные расходы, заменив автомобильный транспорт, маршрут которого пролегал по территории жилых и сельскохозяйственных районов, оказывая негативное воздействие на состояние окружающей среды.

Специальные конструктивные и технологические разработки фирмы "Koch" позволили вырабатываемую приводом конвейера энергию (160 кВт/ч) рекуперировать в энергосеть карьера или в городскую энергетическую систему.

Кроме того, с помощью нижней ветви конвейера транспортируются всевозможные отходы в карьер, где находится мусорная свалка. Привод трубчатого конвейера оборудован частотным преобразователем тока для регенеративной операции и специальным тормозом.

Индийская фирма "India's Jindal Steel and Power Ltd" добывает железную руду в г. Барбиле, штат Джаркханд (Индия) в руднике, расположенном на высоте 700 м над уровнем моря. Этой фирмой был заключен контракт с германской фирмой "Koch" на изготовление двух трубчатых конвейеров длиной 1500 м каждый, предназначенных для транспортирования дробленой руды вниз (перепад высот 180 м), к пункту перегрузки на железнодорожный транспорт.

Трубчатые конвейеры смонтированы в галерее и предназначены для транспортирования руды различных фракций. Один конвейер транспортирует более крупные куски, второй – куски мелкой и средней фракций. Конвейерная система спроектирована для работы производительностью 3000 т/ч.

Энергия, вырабатываемая приводами конвейеров, работающих в генераторном режиме, будет использоваться для работы различного рудничного оборудования.

В настоящее время руда транспортируется автомобильным транспортом, что негативно воздействует на окружающую среду (выхлопные газы, пылевые деле-

ние) и приводит к значительным штрафным санкциям.

Пуск в эксплуатацию этой системы предполагался в конце 2007 г.

Необходимо отметить, что диапазон использования ЛТК в различных отраслях промышленности достаточно широк, так, например, германская фирма "Koch" смонтировала на цементном заводе в Австрии трубчатый конвейер длиной 336 м, производительностью 20,0 т/ч при диаметре трубчатой ленты 200 мм, а один из наиболее мощных трубчатых конвейеров в мире разработала фирма "SKIT" из ЮАР для индийского горного предприятия Birla Copper. Конвейер имеет длину 3,2 км и производительность 1800 т/ч [3].

По сравнению с обычными ленточными конвейерами ЛТК

имеют неоспоримые преимущества, которые заключаются в следующем:

- отсутствие вредных воздействий на окружающую среду при транспортировании экологически опасных (пылящих и выделяющих вредные вещества) грузов;
- возможность пространственной конфигурации трассы конвейера с перегибами в горизонтальной и вертикальной плоскостях одновременно;
- возможность транспортирования различных грузов при горном ландшафте, а также при естественных и искусственных преградах по трассе (водоемы, овраги, транспортные коммуникации, строительные объекты);
- возможность транспортирования груза под углом 35° к горизонту без применения специальной ленты;
- улучшение условий движения ленты по ставу (исключение бокового схода ленты) за счет трубчатой формы ленты;
- возможность, при необходимости, транспортирования груза одновременно на верхней (грузовой) и нижней ветвях контура ленты конвейера.

В табл. 1 представлены данные по эксплуатации ленточных трубчатых конвейеров в условиях некоторых промышленных предприятий [5], преимущественно Индии, где этот вид транспорта весьма распространен.

Из табл. 1 видно, что максимальный размер транспортируемого куска груза $a_{1(max)}$ составляет всего 80 мм. Это связано с тем, что величина $a_{1(max)}$ находится в зависимости от диаметра $d_{тр}$ и связана с ним соотношением

$$a_{1(max)} \leq 0,3d_{тр}, \text{ мм.}$$

Необходимо отметить, что у трубчатых ленточных конвейеров наружный диаметр ленты $d_{тр}$ является одним из исходных параметров расчета, от величины которого зависят такие конструктивные параметры, как длины переходных участков, на которых происходит сворачивание ленты в трубу и ее разворачивание;

Данные по эксплуатации ленточных трубчатых конвейеров в условиях некоторых предприятий

Место установки (предприятие), страна	Длина конвейера, м	Диаметр трубы, мм	Производительность, т/ч	Транспортируемый груз	Начало эксплуатации	Размер транспортируемого куска, мм
"Indo Gulf", Индия	3300	450	1760 1540 1100	Медный концентрат	Февраль 1999, модерниз. 2004	80
Швеция	2×200	315	450	Уголь	1995	30
"Coromandel", Индия	95	240	100	Горный фосфат	Февраль 2002	25
"Hindalco", Индия	2×200	275	375	Уголь	Март 2003	20
"Tadiparti", Индия	470	315	800	Шлак	Декабрь 2000	25
"Richards Bay", ЮАР	870	360	≤2500	Цирконий, рутений, лимонит	2002	2
"Richards Bay", ЮАР	412	340	900	Горный фосфат	2002	5
"Nirma", Индия	380	240	100	Известняк	2002	25
"Coromandel", Индия	270	200	600	Горный фосфат	Октябрь 2004	10
"Sterlite LDC", Индия	5000	400	1150	Бокситы	2005	80
"Vedanta Alumina Ltd", Индия	480	300	350	Руды кальция и алюминия	2005	50
"Coromandel", Индия	108	400	750	Горный фосфат, шлам	Март 2005	3...12
"Dalmha Cement (Bharat) Ltd", Индия	278	200	150	Уголь, бурый уголь	Март 2005	60
"Dalmha Cement (Bharat) Ltd", Индия	142	360	1200	Известняк	Март 2005	80

радиусы криволинейных участков конвейеров в плане, профиле, а также радиусы криволинейных участков при пространственной трассе конвейера; геометрические параметры линейных секций, диаметры роликоопор, величина зоны перекрытия краев ленты. Отметим, что в работе [2] величина зоны перекрытия δ краев ленты может быть определена из соотношения $\delta = 0,5d_{тр}$, мм.

В табл. 2 [5] наряду с другими параметрами показана и их производительность. Она при равных условиях на 25 % меньше, чем у обычного ленточного конвейера, так как площадь сечения трубчатой ленты не заполняется полностью, что необходимо для перекрытия ее краев. Это условие обеспечивается питателями, подающими груз на ЛТК, а в случае переполнения сечения в зоне переходного участка, где лента сворачивается в трубу, устанавливается специальная откидная створка, связанная датчиком, отключающим привод, и контролирующая переполнение заданного сечения груза на ленте.

По всей длине конвейера, на грузовой и порожняковой ветвях, ленту поддерживают роликоопоры, состоящие из шести роликов, которые установлены на специальных металлических диафрагмах (рис. 2).

Шаг установки поддерживающих роликоопор может колебаться от 0,5 до 2 м в зависимости от насыпной плотности транспортируемого груза, крупности куска и скорости движения ленты.

Загрузка транспортируемого груза происходит так же, как и на обычном конвейере с помощью питателя, но после загрузки материала на специальном (переходном) участке происходит сворачивание ленты в трубу за счет применения роликоопор с различным числом роликов (от 3 до 6), которые имеют переменный угол наклона, увеличивающегося по мере сворачивания ленты в трубу. Перед разгрузочным барабаном происходит разворачивание трубчатой формы ленты, в результате чего она принимает характерную для обычного конвейера форму и транспортируемый материал разгружается.

На порожняковой ветви происходит переворот ленты с помощью известных конструктивных решений, после чего лента, так же как и на грузовой ветви, сворачивается в трубу и движется в сторону концевого барабана, перед которым она разворачивается и принимает горизонтальную форму. Переворот ленты на порожняковой ветви необходим для того, чтобы свернутая в трубу лента проходила по роликоопорам

Основные параметры трубчатого конвейера в зависимости от диаметра трубы

Диаметр трубы, мм	Ширина ленты, мм	Сечение материала на движущейся ленте, м ² *	Рекомендуемая скорость ленты, м/с	Производительность конвейера, т/ч	Максимальный размер куска $a_{1(max)}$, мм
150	550	0,045	2,0	176	50
200	650	0,081	2,2	338	70
250	800	0,126	2,33	564	90
300	1000	0,182	2,5	884	100
350	1200	0,247	2,9	1371	120
400	1400	0,323	3,4	2073	140
500	1600	0,505	3,8	3632	165
600	1800	0,727	4,2	5796	200
700	2000	0,989	4,6	8659	250
850	2400	1,458	5	13 903	300

*Площадь сечения груза на трубчатой ленте составляет 75 % от теоретически возможной ширины ленты для тех же условий эксплуатации, что и обычного конвейера.

таким же образом, как и на грузовой ветви, а также для исключения знакопеременных напряжений в конвейерной ленте.

В случае использования и нижней ветви конвейера в качестве грузонесущей загрузка и разгрузка транспортируемого материала осуществляются так, как показано на рис. 1.

Схема с одновременным использованием верхней и нижней ветвей конвейера для транспортирования груза характерна для конвейеров, транспортирующих, например, на верхней ветви уголь на тепловую станцию, а на нижней ветви – шлак и пепел для закладки отработанного пространства горного предприятия, хотя есть много примеров транспортирования и других, совершенно различных материалов (см. выше пример использования трубчатого конвейера для транспортировки мусора в карьере).

Как видно из рис. 2, роликостропы, образующие трубчатую форму ленты, закреплены на специальном металлическом листе (диафрагме), причем три роликостропы, включая нижнюю, крепление которых обозначено темным цветом, расположены по одну сторону листа, а три другие, места крепления которых обозначены пунктиром, крепятся с другой стороны диафрагмы. Особенность конструкции роликостропы состоит в том, что концы оси каждого нижнего поддерживающего ролика могут переме-

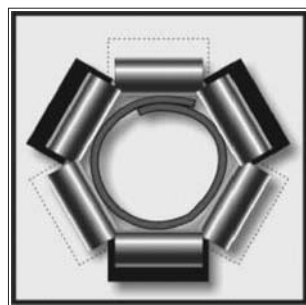


Рис. 2. Шестироликовая роликостропа, установленная на металлической диафрагме (крепления роликостропы к диафрагме, обозначенные пунктиром, расположены с противоположной стороны диафрагмы)

щаться по ходу или против движения конвейерной ленты для исключения так называемого "скручивания" ленты, кроме того, нижний ролик располагается с наружной стороны диафрагмы – по ходу движения ленты. Диаметр роликов колеблется от 89 до 192 мм и зависит от ширины ленты и насыпной плотности транспортируемого груза.

В последнее время разработаны модульные конструкции линейных секций (рис. 3), которые изготовляют длиной 12 м или другой длины, кратной расстоянию между роликостропами грузовой ветви, на которых располагаются шестироликовые роликостропы для поддержания обеих ветвей конвейера. Такая конструкция става имеет необходимую жесткость, что положительно сказывается на стабилизации движения конвейерной ленты, а также упрощает процесс монтажа конвейера в различных условиях эксплуатации.

Кроме того, в последнее время разработана конструкция поддерживающих роликов [3], имеющих раз-

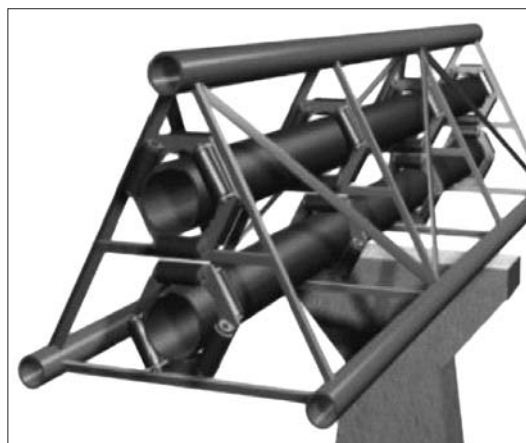


Рис. 3. Модульная конструкция линейной секции ЛТК

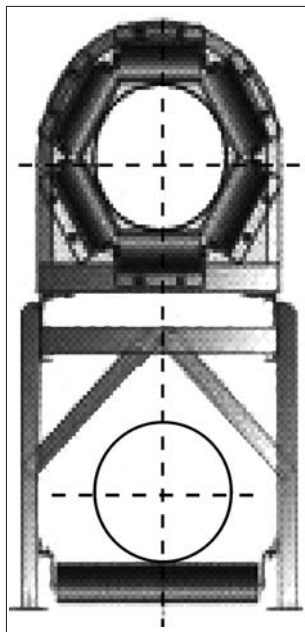


Рис. 4. Усовершенствованная конструкция става ЛТК с роликами разной длины

ные длины (рис. 4). Такое конструктивное решение, предполагающее уменьшение длины среднего ролика и увеличение длины боковых, принято в целях уменьшения нагрузок на подшипниковые узлы боковых поддерживающих роликов.

Переходные участки трубчатых конвейеров являются одним из важнейших конструктивных элементов, поскольку именно на них формируются трубчатая форма ленты и необходимая

площадь поперечного сечения груза на ней.

Рекомендуемые параметры переходных участков трубчатого ленточного конвейера в соответствии с данными источника [5] представлены в табл. 3.

Из данных табл. 3 видно, что длины переходных участков и участков переворота ленты зависят от диаметра ленты. Их размеры в некоторых случаях значительны по сравнению с длиной самого конвейера. В связи с этим для ЛТК с диаметром трубы более 400 мм для каждого конкретного случая расчет длины транспортирования должен иметь экономические обоснования, так как на переходных участках установлено большое количество роликоопор с различными геометрическими параметрами и количеством роликов в опоре.

Одним из важнейших преимуществ ЛТК является возможность транспортирования груза по криволинейным пространственным трассам, а также с определенными радиусами кривизны в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Для определения минимально возможного радиуса кривизны R_{\min} трубчатого конвейера может быть использовано следующее соотношение:

$$R_{\min} = 300d_{\text{тр}},$$

где $d_{\text{тр}}$ – наружный диаметр трубчатой ленты, м.

Определяемый по приведенной формуле радиус кривизны конвейера может быть использован для приблизительных расчетов, так как не учитывает тип и натяжение конвейерной ленты, угол наклона конвейера и характер изгиба криволинейного участка (изгиб в горизонтальной, вертикальной или в двух плоскостях одновременно).

Для более точных расчетов могут быть рекомендованы нижеприведенные эмпирические формулы, которые также не могут дать необходимой точности расчета, так как для каждого конкретного случая необходимо выполнять индивидуальные расчеты с использованием соответствующих методик, например [4]:

для радиусов кривизны в вертикальной плоскости – для резиноканевых лент $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 500,0$; для резинотросовых лент – $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 900,0$;

для радиусов кривизны в горизонтальной плоскости – для резиноканевых лент – $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 300,0$; для резинотросовых лент – $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 700,0$;

для криволинейных участков с пространственной трассой (с изгибами одновременно в горизонтальной и вертикальной плоскостях) – для резиноканевых лент – $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 400,0$; для резинотросовых лент – $R_{\min} = d_{\text{тр}} \cdot 800,0$.

С точки зрения режима эксплуатации ЛТК наиболее опасными следует считать вогнутые криволинейные участки с радиусами кривизны в вертикальной

Таблица 3

Параметры переходных участков трубчатого конвейера в зависимости от диаметра трубы и типа ленты

Параметры ленты		Тип ленты			
		Резиноканевая лента		Резинотросовая лента	
Диаметр трубы, мм	Ширина ленты, мм	Длина переходного участка, м	Длина участка переворота ленты, м	Длина переходного участка, м	Длина участка переворота ленты, м
150	550	3,58	18,0	7,65	36,0
200	650	5,2	20,0	10,3	40,0
250	800	6,4	23,0	12,8	46,0
300	1000	7,65	25,0	15,25	50,0
350	1200	8,83	30,0	17,8	60,0
400	1400	10,2	35,0	20,5	70,0
500	1600	12,8	40,0	25,6	80,0
600	2000	15,25	50,0	30,5	100,0
700	2200	17,85	60,0	36,0	120,0
850	2600	21,65	70,0	43,5	140,0

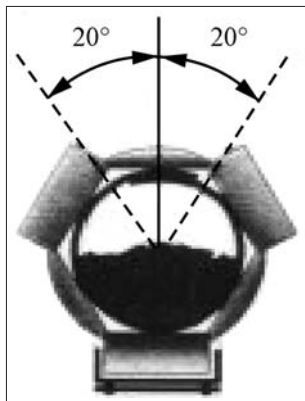


Рис. 5. Трехроlikовая роlikо-опора с опорами скольжения, применяемая на горизонтальных криволинейных участках

плоскости, так как именно на этих участках из-за неправильно выбранного радиуса возможна потеря устойчивости трубчатой ленты.

Из приведенных выше формул видно, что радиусы кривизны криволинейных участков имеют достаточно высокие значения, поэтому многие фирмы для уменьшения радиусов кривизны в горизонтальной плоскости на этих участках вместе с тремя обычными роlikоопорами устанавливают три опоры скольжения рис. 5.

Значения радиусов кривизны в горизонтальной плоскости в зависимости от процента установки обычных роlikов приведены в табл. 4 [5].

Таблица 4

Процент стандартных роlikов	Радиус кривизны конвейера R_{\min} , м	
	Резинотканевая лента	Резинотросовая лента
100	$d_{тр} \cdot 600$	$d_{тр} \cdot 1000$
90	$d_{тр} \cdot 500$	$d_{тр} \cdot 900$
80	$d_{тр} \cdot 480$	$d_{тр} \cdot 900$
70	$d_{тр} \cdot 300$	$d_{тр} \cdot 700$
65	$d_{тр} \cdot 250$	$d_{тр} \cdot 650$
60	$d_{тр} \cdot 200$	$d_{тр} \cdot 600$

Величины радиусов кривизны на таких криволинейных участках зависят от типа ленты, диаметра трубы и процента установленных стандартных роlikов. Чем меньше процент стандартных роlikов, тем меньше радиус кривизны, однако при этом коэффициент сопротивления движению ленты увеличивается.

Обычно на ленточных трубчатых конвейерах используют конвейерные ленты специальной конструкции (резинотканевые и резинотросовые) с бортами также специальной конструкции.

Все ленты производятся и поставляются для каждого конвейера с учетом условий эксплуатации и физико-механических свойств транспортируемого материала. Кроме того, все ленточные трубчатые конвейер-

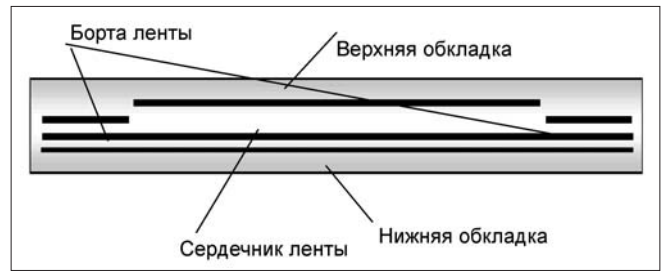


Рис. 6. Конструкция резинотканевой ленты для ЛТК

ры используют ленты, изготавливаемые по особой технологии "сопротивления старению". Это обеспечивает надежную защиту ленты против "погодной эрозии" — когда качество каучука ленты ухудшается от воздействия озона и ультрафиолетового излучения. Большинство лент для ЛТК имеют предварительную незначительную кривизну в вертикальной плоскости для облегчения сворачивания ленты в трубу. На рис. 6 представлена одна из возможных конструкций резинотканевой ленты для ЛТК.

Конвейерные ленты для ЛТК имеют большую стоимость, чем ленты для обычных конвейеров, но это не ограничивает их распространения, более того, количество трубчатых конвейеров и области их применения из года в год расширяются.

Так, например, в последние годы на угольных шахтах применяют добычные комбайны и перегружатели, оснащенные дробилками, в результате чего область применения ЛТК расширяется, так как имеется возможность получать необходимую крупность транспортируемого куска, что особенно важно для этого типа конвейера.

Несмотря на достаточно высокую стоимость трубчатых ленточных конвейеров, а также более высокий коэффициент сопротивления движению ленты и меньшую производительность (на 25 %) по сравнению с обычными ленточными конвейерами, область применения ЛТК в ближайшие годы будет расширяться, а их количество увеличиваться.

Объясняется это тем, что требования по экологической безопасности к процессу транспортирования и вопросы охраны окружающей среды во многих государствах, в том числе и в России, приобретают первостепенный и наиболее значимый характер.

Список литературы

1. Lodewijks G. Research and Development in Closed Belt Conveyor Systems, Bulk Solids Handling, Vol. 20, 2000. P. 465–470.
2. Jersy Antoniak. Przenosniki tasmowe w gornistwie podziemym i odkrywkowym, wydanie 2, Gliwice 2006. P. 174–175.
3. Hinterholzer S., Kessler F. and Grabner K. Again published in Bulk Solids Handling November 2001. P. 43–46.
4. Кулагин Д.С. Обоснование допустимых радиусов изгиба трасс ленточных трубчатых конвейеров в горизонтальной плоскости // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, М., МГГУ, 2007. С. 19–20.
5. Loeffler F.J. "Pipe / Tube Conveyors — A Modern Method of Bulk Materials Transport" (USA)-интернет.

Расчет и выбор параметров вертикального ленточного конвейера

Описаны новая конструкция и принцип действия вертикального ленточного конвейера для транспортирования сыпучих грузов. Показаны преимущества нового конвейера перед существующими и известными конструкциями конвейеров с прижимной лентой. Предложена методика расчета и выбора основных конструктивных и эксплуатационных параметров вертикального конвейера. Приведены результаты примерного расчета вертикального ленточного конвейера.

На кафедре горных транспортных машин СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова разработана новая конструкция двухконтурного вертикального ленточного конвейера [1, 2]. Вертикальный ленточный конвейер предназначен преимущественно для внутрицехового транспорта мелко- и среднекусковых сыпучих грузов и может быть использован, например, на дробильно-сортировочных заводах и обогатительных фабриках горно-рудной и других отраслей промышленности. Его применение позволит существенно упростить компоновку оборудования технологического комплекса, уменьшить длину транспортных коммуникаций, уменьшить потребную площадь землеотвода под строительство, сократить объем строительно-монтажных работ, уменьшить удельную металлоемкость транспортного оборудования и общую трудоемкость работ при эксплуатации технологического комплекса.

По сравнению с известными конструкциями крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой предлагаемая конструкция вертикального конвейера позволяет устранить следующие недостатки: сложность конструкции прижимного устройства, возможность повреждения прижимной и грузонесущей лент при вертикальном их размещении из-за необходимости обеспечивать достаточно большое усилие нажатия прижимных роликов для удержания сыпучего груза между прижимной и грузонесущей лентами; износ подпружиненных прижимных роликов, снижающий надежность работы конвейера и долговечность его оборудования, наличие просыпи транспортируемого груза, вызывающей необходимость оснащать конвейер средствами механизации уборки просыпи или уборки ее вручную, что увеличивает трудоемкость работ при эксплуатации конвейера.

Новая конструкция вертикального ленточного конвейера (рис. 1) содержит, как и известные аналоги, загрузочное 2 и разгрузочное 11 устройства, бесконечно замкнутые на приводных 13, 10 и натяжных

1, 3 барабанах два контура из гибких прорезиненных лент 17, 19 и 6, 5, имеющих в нижней части конвейера в зоне его загрузки 2 выположенные участки, роликоопоры 18 и 7. Отличия предлагаемой конструкции от известных аналогов следующие. Лента первого контура (17, 19) выполнена с закрепленными на ней поперечными полками 14, наружные кромки которых очерчены по дуге окружности и размещены с возможностью их взаимодействия на восходящей ветви с поверхностью восходящей вертикальной ветви 6 ленты второго контура. Другая поверхность ленты 6 второго контура размещена с возможностью ее взаимодействия с вертикальной криволинейной направляющей 4, концентрично размещенной относи-

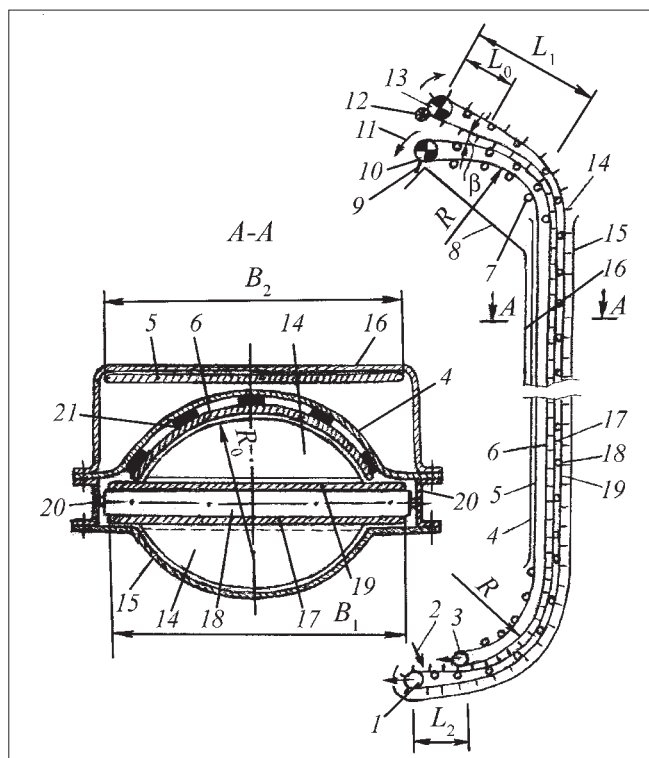


Рис. 1. Вертикальный ленточный конвейер:

1, 3 – натяжные барабаны; 2, 11 – загрузочное и разгрузочное устройства; 4 – направляющая для нерабочей ветви 5 ленты второго контура; 6 – рабочая ветвь второго контура; 7, 18 – роликоопоры для лент второго и первого контуров; 8 – желоб для сбора просыпи транспортируемого груза с ленты второго контура; 9, 12 – очистители лент; 10, 13 – приводные барабаны; 14 – полки; 15, 16 – кожухи для лент первого и второго контуров; 17, 19 – грузонесущая и нерабочая ветви ленты первого контура; 20 – несущая рама конвейера; 21 – пластины из антифрикционного материала

тельно кромок поперечных полок 14 восходящей ветви 17 ленты первого контура. Между восходящей 17 и нисходящей 19 ветвями первого контура размещены прямые роликоопоры 18, а поперечные полки 14 на нисходящей ветви 19 этого контура размещены с минимальным зазором относительно вертикальной стенки 15 и примыкающего к ней в нижней части контура криволинейного участка в виде желоба. Свободный конец этого желоба в зоне натяжного барабана 1 выполнен прямолинейным и горизонтальным, причем длина горизонтального участка равна ходу натяжного барабана 1. Под горизонтальным участком желоба расположен с его перекрытием снизу и возможностью смещения относительно него дополнительный желоб, закрепленный на каретке натяжного барабана 1 и с углом его охвата больше 90°. При этом вертикальная стенка 15 и все желоба повторяют форму поперечных полок 14, а плоская нисходящая ветвь 5 ленты второго контура с наружной стороны с минимальным зазором размещена относительно плоской вертикальной стенки 4. Верхняя часть конвейера выполнена с выположенными участками обоих контуров, ориентированными в ту же сторону, что и в зоне загрузки конвейера, при этом восходящие ветви выполнены расходящимися под острым углом β друг к другу. Криволинейная направляющая со стороны восходящей ветви ленты второго контура может быть снабжена продольными пластинами 21 из низкофрикционного материала с возможностью взаимодействия этих пластин с лентой 6. Полки 14 могут быть закреплены на ленте 17, 19 на части ее ширины или по всей ширине ленты первого контура. Вертикальная стенка 4 со стороны нисходящей ветви 5 ленты второго контура может быть соединена наклонным желобом 8 с разгрузочным устройством 11.

Вертикальный ленточный конвейер действует следующим образом. Подлежащий транспортированию сыпучий груз с помощью загрузочного устройства 2 подается на ветвь 17 ленты первого контура, размещаясь между поперечными полками 14 на выположенном участке в нижней части конвейера. После перехода обеих восходящих ветвей 17 и 6 лент обоих контуров на вертикальный участок транспортируемый груз размещается в пространстве между расходящимися ветвями 17 и 6 лент первого и второго контуров. При этом восходящая ветвь 6 ленты второго контура надежно сохраняет свою форму за счет взаимодействия ее наружной поверхности с криволинейной направляющей 4 непосредственно или через продольные пластины 21 из антифрикционного материала. Причем вес транспортируемого груза воспринимается поперечными полками 14 восходящей ветвью первого контура, а также частично восходящей ветвью 6 ленты второго контура за счет сил трения между нею и транспортируемым грузом, возникающим за счет бокового давления транспортируемого груза. При этом криволинейная направляющая 4 с пластинами 21 из антифрикционного материала воспринимает относительно незначительную нагрузку – от бокового давления транспортируемого

груза и упругих сил при деформации восходящей ветви 6 ленты второго контура. За счет вертикального размещения конвейера нисходящие ветви 19 и 5 обоих контуров перемещаются практически без трения. Спротивления движению от сил трения восходящих ветвей 17 и 6 обеих лент также минимальны, так как давление восходящей ветви 17 ленты первого контура на прямые роликоопоры 18 и восходящей ветви 6 ленты второго контура на криволинейную направляющую 4 незначительно. В верхней части конвейера транспортируемый груз перегружается на восходящую ветвь 6 второго контура на ее выположенном участке, а восходящая ветвь 17 с поперечными полками 14 на выположенном участке первого контура постепенно под острым углом β уходит вверх, освобождаясь от транспортируемого груза, который с них ссыпается на восходящую ветвь 6 ленты второго контура. Разгрузка транспортируемого груза происходит с приводного барабана 10 второго контура.

При работе конвейера происходит постоянная очистка лент обоих контуров от приставших к лентам и полкам частиц транспортируемого груза с помощью очистителей 12 и 9. Продукты очистки попадают в разгрузочное устройство 11 и объединяются с общим потоком разгружаемого с конвейера транспортируемого груза. Оставшиеся на ленте и полках первого контура частицы транспортируемого груза по нисходящей ветви 19 возвращаются в нижнюю часть конвейера сперва по вертикальному участку, а затем полками 14 перемещаются по криволинейному и прямолинейному участкам желоба с перегрузкой на дополнительный желоб. Далее на криволинейном участке дополнительного желоба частицы транспортируемого груза подхватываются полками 14 и перегружаются на восходящую ветвь 17 ленты первого контура, на которой объединяются с загружаемым на конвейер транспортируемым грузом. В том случае, если на поверхности ленты второго контура после ее очистки очистителем 9 останутся частицы транспортируемого груза, то просыпь, образующаяся при самоочистке ленты на роликоопорах 7 нисходящей ее ветви 5, по наклонному желобу 8 самотеком направляется в пространство между вертикальной стенкой 4 и нисходящей ветвью 5 ленты и в нижней части конвейера перегружается через натяжной барабан 3 на восходящую ветвь 17 ленты первого контура.

Основные конструктивные и эксплуатационные параметры вертикального ленточного конвейера определяются прежде всего соотношением ширин лент первого и второго контуров и высоты полок (рис. 1, разрез А–А)

$$B_1 = 2(2hR_0 - h^2)^{0,5}, B_2 = (B_1^2 + 16/3h^2)^{0,5}, \\ F = 0,5[B_2R_0 - B_1(R_0 - h)],$$

где B_1 , B_2 , h , R_0 , F – ширина ленты соответственно первого и второго контуров, высота полки, радиус закругления полки (м) и площадь поперечного сечения внутренней полости между лентами для размещения транспортируемого груза (m^2). По заданным

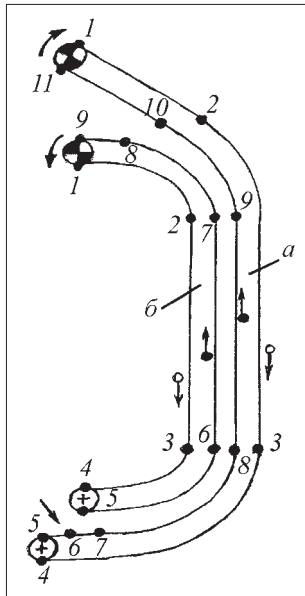


Рис. 2. Расчетные схемы первого (а) и второго (б) контуров

(принятым) значениям стандартных ширин лент B_1 и B_2 обоих контуров находятся конструктивные параметры h , R_0 и F , а по величине F — определяется линейная масса транспортируемого груза (кг/м) $q = F\gamma\psi$, где γ — насыпная плотность транспортируемого груза (кг/м³), ψ — коэффициент заполнения внутренней полости между лентами транспортируемым грузом.

Техническая производительность конвейера (т/ч) $Q = 3,6qv$, где v — скорость движения лент обоих контуров, м/с.

Тяговый расчет конвейера выполняется путем последовательного обхода вначале первого, а затем второго контура обеих лент с использованием обычной методики (по расчетной схеме, представленной на рис. 2).

При этом распределенные статические сопротивления движению W (Н) ленты на расчетных участках первого контура (см. рис. 2, а)

$$W_{1-2} = gL_1 [(q_{n1} + q_n)(w \cos\beta - \sin\beta) + q_{p1} w],$$

$$W_{2-3} = -g(H - 2R)(q_{n1} + q_n),$$

$$W_{3-4} = -gR(q_{n1} + q_n) + g(0,5\pi R + L_2)wq_{p1},$$

$$W_{6-7} = gL_2 (q_{n1} + q_n + q + 2q_n)w,$$

$$W_{7-8} = gR(q_{n1} + q_n + q),$$

$$W_{8-9} = g(H - 2R)(q_{n1} + q_n + q) + (H - 2R)(B_1 p + gq_n)w,$$

$$W_{9-10} = gR(q_{n1} + q_n + q)\sin(0,5\pi - \beta),$$

$$W_{10-11} = gL_0 (q_{n1} + q_n)\sin\beta,$$

где L_1 , L_2 — длина наклонных участков в верхней и нижней частях конвейера, м; L_0 — длина свободно провисающего участка грузонесущей ветви верхней части конвейера, м; H — высота подъема транспортируемого груза, м; g — ускорение свободного падения, м/с², R (см. рис. 1) — радиус закругления контура в нижней и верхней частях конвейера, м; β — угол наклона к горизонту верхнего участка контура, рад.; q_{n1} , q_n , q_{p1} — линейная масса соответственно ленты, полка и вращающихся частей роликкоопор на криволинейных участках контура, кг/м; w — коэффициент сопротивления движению ленты по роликкоопорам; p — боковое давление транспортируемого груза, размещенного на полках, Па.

Значение показателя $p = ga\gamma\psi$, где a — расстояние (шаг) между полками на ленте первого контура, м. Здесь ϕ — угол внутреннего трения сыпучего транспортируемого груза.

Натяжение $S_{сб}$ ленты в точке сбега с приводного барабана выбирается исходя из условий: 1) непробуксовывания ленты на приводном барабане (S_1), 2) допустимого прогиба ленты на незагруженном участке грузонесущей ветви в зоне сбега ленты с натяжного барабана (S_3) и на разгруженном участке перед приводным барабаном (S_{10}), 3) допустимого прогиба ленты на нерабочей ветви (S_2), 4) равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке грузонесущей ветви (S_8), 5) равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке нерабочей ветви (S_3). Из шести полученных значений $S_{сб}$ выбирается максимальное. При этом криволинейные участки ленты будут находиться в равновесии (лента не будет прижиматься к роликкоопорам и отходить от них), когда будут выполняться условие $S_8 = gR(q_{n1} + q_n + q)$, а $S_3 = gR(q_{n1} + q_n)$.

Тяговое усилие на приводном барабане первого контура ленты $W_{01} = S_{11} - S_1 + w_{п6}(S_{11} + S_1)$, где S_{11} , S_1 — натяжения ленты в точках набегания и сбега с приводного барабана, Н; $w_{п6}$ — коэффициент, учитывающий потери на приводном барабане (трение в подшипниках и жесткость ленты). Мощность двигателя привода первого контура ленты (кВт) $N_1 = 10^{-3}W_{01}v\eta^{-1}$, где η — КПД привода.

Распределенные статические сопротивления движению на расчетных участках второго контура (рис. 2, б)

$$W_{1-2} = T_1 [\exp(0,5\pi w) - 1] + gR[q_{n2}(w - 1) + 0,5\pi wq_{p2}],$$

$$W_{2-3} = -g(H - 2R)q_{n2},$$

$$W_{3-4} = T_3 [\exp(0,5\pi w) - 1] + gR(0,5\pi wq_{p2} - q_{n2}),$$

$$W_{5-6} = T_5 [\exp(0,5\pi w) - 1] + gR(0,5wq_{p2} + q_{n2}) + w[(S_7 - S_0)^2 + (S_8 - S_0)^2]^{0,5},$$

$$W_{6-7} = g(H - 2R)q_{n2} + pf(H - 2R)B_1 + p_y f(H - 2R),$$

$$W_{7-8} = T_7 \{ \exp[(0,5\pi - \beta)w] - 1 \} + gRq_{n2} [w \cos(0,5\pi - \beta) + \sin(0,5\pi - \beta)] + 2gRw + q_{p2} [(0,5\pi - \beta) + w(S_9^2 + S_{10}^2 -$$

$$- 2S_9 S_{10} \sin(0,5\pi - \beta)]^{0,5} + wgR(q_{n1} + q_n + q) \cos(0,5\pi - \beta),$$

$$W_{8-9} = T_8 [\exp(w\beta) - 1] + gR \times$$

$$\times [(q_{n2} + q)(w \cos\beta + \sin\beta) + \beta wq_{p2}],$$

где $T_1 \dots T_8$ — натяжения ленты второго контура в расчетных точках, Н; S_0 — натяжение, вызванное весом грузонесущей ветви ленты первого контура вместе с транспортируемым грузом на нижнем криволинейном участке между точками 7 и 8, Н; $S_0 = gR(q_{n1} + q_n + q)$; S_7 , S_8 — натяжения ленты первого контура, Н; q_{n2} — линейная масса ленты второго контура, кг/м; q_{p2} — линейная масса вращающихся частей роликкоопор на криволинейных участках второго контура, кг/м; p_y — усилие упругого прижатия ленты второго контура к направляющему кожуху, Н/м; f — коэффициент трения скольжения ленты второго контура по направляющему кожуху.

Натяжение ленты $T_{сб}$ в точке сбега с приводного барабана выбирается исходя из условий: 1) непробуксовывания ленты на приводном барабане (T_1), 2) допустимого прогиба ленты на загруженном участке грузонесущей на разгруженном участке перед приводным барабаном (T_8), 3) допустимого прогиба ленты на нерабочей ветви (T_4), 4) равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке грузонесущей ветви (T_6). Из четырех полученных значений $T_{сб}$ выбирается максимальное. Равновесие ленты между точками 5 и 6 обеспечивается при $S_6 = gRq_{л2}$.

Тяговое усилие на приводном барабане второго контура ленты $W_{02} = T_9 - T_1 + w_{л0} (T_9 + T_1)$, где T_9, T_1 — натяжения ленты в точках набегания и сбега с приводного барабана, H . *Мощность двигателя привода второго контура ленты* (кВт) $N_2 = 10^{-3}W_{02}v\eta^{-1}$.

В соответствии с изложенной методикой в качестве примера выполнен тяговый расчет вертикального ленточного конвейера для следующих исходных

данных: $B_1 = 1$ м, $B_2 = 1,2$ м, $H = 30$ м, $v = 1,5$ м/с, $\eta = 0,95$, $\gamma = 1500$ кг/м³. Конструктивные и эксплуатационные параметры конвейера: $h = 0,287$ м, $R = 0,583$ м, $F = 0,204$ м². Максимальное натяжение ленты первого контура 128 кН, второго контура — 26 кН, $Q = 1490$ т/ч, $N_{01} = 159$ кВт, $N_{02} = 47$ кВт. Суммарная потребляемая мощность приводов 186 кВт.

Список литературы

1. Заявка № 2006109949/11 (РФ). Вертикальный ленточный конвейер / Ю.Д. Тарасов. Заявл. 28.03.06., МПК В 65 G 15/00. Решение о выдаче патента от 05.02.07.
2. Заявка № 2006110919/11 (РФ). Вертикальный ленточный конвейер / Ю.Д. Тарасов. Заявл. 04.04.06., МПК В 65 G 15/00. Решение о выдаче патента от 02.04.07.
3. Заявка № 2006113200/11.(РФ). Стенд для исследования параметров вертикального ленточного конвейера / Ю.Д. Тарасов, М.А. Уварова. Заявл. 19.04.06., МПК В 65 G 15/00. Решение о выдаче патента от 02.04.07.

УДК 632.647.225

К.А. Васильев, канд. техн. наук, **А.К. Николаев**, д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, **Роберто Сьерра**, магистр, **Мануэль Суарес**, канд. техн. наук, Высший горно-металлургический институт, г. Моа, Республика Куба

Проблемы эксплуатации конвейерного транспорта на рудоперерабатывающих заводах Республики Куба

Выполнен мониторинг конвейерного транспорта на заводе им. Че Гевары (Республика Куба), выявлены причины, снижающие эффективность его эксплуатации. Проведены теоретические и экспериментальные исследования процесса загрузки конвейеров в промышленных условиях. Полученные уравнения позволяют определять оптимальные параметры лотков загрузочных устройств, что обеспечит снижение износа конвейерных лент. Результаты могут быть использованы и на других горных предприятиях.

Республика Куба обладает значительными запасами латеритовых руд, сосредоточенных в основном в районе г. Моа и Никаро. Добыча руды осуществляется открытым способом. Латеритовая руда содержит 1,92 % никеля, 0,105 % кобальта и 38,5 % железа. Переработка руды с получением никель-кобальтового концентрата выполняется на всех заводах, на которые руда доставляется большегрузными (40-тонными) автосамосвалами. На рудоперерабатывающих заводах внутризаводской транспорт руды от приемных устройств до восстановительных печей осуществляется ленточными конвейерами. В условиях непрерыв-

ного технологического процесса переработки руды надежность работы конвейерных систем рудоперерабатывающих заводов играет важную роль в общем комплексе технологических процессов переработки латеритовой руды, что требует решения ряда проблем, возникающих при эксплуатации ленточных конвейеров, количество которых на перерабатывающих заводах достаточно велико.

Сотрудники Высшего горно-металлургического института в г. Моа выполнили мониторинг конвейерного транспорта на рудоперерабатывающем заводе им. Че Гевары в целях выявления проблем, снижающих эффективность его эксплуатации и определения основных направлений совершенствования конвейерных систем. На заводе им. Че Гевары эксплуатируются несколько десятков ленточных конвейеров, объединенных в единую транспортную систему. Схема конвейерного транспорта, включающая наиболее важные установки, представлена на рис. 1, а эксплуатационные характеристики конвейеров даны в табл. 1. Как следует из данных таблицы, производительность конвейеров находится в пределах от 125 до 1800 т/ч при средней ее величине 800 т/ч. Скорость ленты конвейеров находится в пределах 2...2,5 м/с, максимальная длина превышает 200 м, мощность приводных элект-

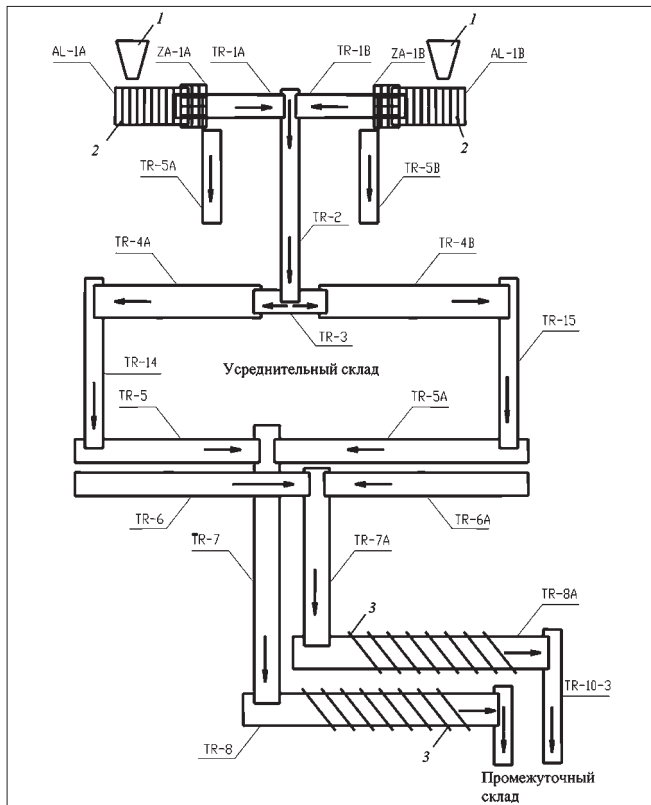


Рис. 1. Технологическая схема конвейерного транспорта рудоперерабатывающего завода им. Че Гевары:

1 – приемный бункер руды; 2 – пластинчатый питатель; ленточные конвейеры; 3 – ножевые сбрасыватели.

Примечание. На схеме использованы обозначения, принятые в Республике Куба

тродвигателей 320 кВт, максимальный угол наклона конвейеров 18°. Конвейеры оснащены резиноканевыми лентами с каркасом из нейлона и хлопкового волокна. Стыковка ленты осуществляется с помощью механических неразъемных соединительных устройств шарнирного типа.

Мониторинг конвейерного транспорта выполнен на основе статистических данных о его эксплуатации, предоставленных заводом, натурных наблюдений и результатов ряда экспериментальных исследований, проведенных в натурных условиях завода. Результаты мониторинга позволили выявить основные виды и причины отказов конвейеров, которые приводятся ниже:

1. Повреждение или полный отказ механических соединительных устройств конвейерных лент.
2. Продольные разрывы ленты, вызванные ударами и режущим воздействием на нее в узлах загрузки и перегрузки конвейеров негабаритных кусков руды и механических предметов, случайно попавших в массу выгружаемой руды.
3. Отказ механических узлов трансмиссии привода.
4. Отказы скребковых очистительных устройств конвейерных лент, вызванные износом их сменных

рабочих пластин, выполненных из резины или конвейерной ленты.

5. Выход из строя опорных роликов для ленты в узлах загрузки и перегрузки конвейеров, их весьма малый ресурс (1,0...1,5 месяца).

6. Нарушения продольной центровки ленты, вследствие некачественного монтажа конвейера и его ленты.

Таблица 1

Параметры ленточных конвейеров

Конвейер	Q, т/ч	B, мм	v, м/с	ρ, т/м ³	N, кВт	L, м
1А–1В	900	1400	1,94	1,4	30	30,8
2	1800	1600	2,08	1,4	320	133,5
3	1800	1600	2,50	1,4	30	10
4А–4В	1800	1600	1,97	1,4	320	221,5
5–5А	750	1400	1,87	1,4	110	222,4
6–6А	750	1400	1,87	1,4	110	222,4
7–7А	750	1600	1,97	1,4	160	195,5
8–8А	750	1400	1,82	1,4	110	146
9,1...9,7	125	1000	1,15	1,4	17	22
10,1...10,3	750	1400	1,82	1,4	17	15,5
11–11А	490	1400	1,82	1,4	110	180,1
12–12А	490	1400	1,82	1,4	110	169,6
13,1...13,4	160	1000	1,15	1,4	15	13,5
14...15	1700	1200	2,45	1,4	90	110

Примечание. Q – производительность; B – ширина ленты; v – скорость движения ленты; L – длина конвейера; N – мощность приводного электродвигателя; ρ – насыпная плотность руды.

В табл. 2 представлены данные о наработке на отказ и времени восстановления отказа основных узлов конвейеров. Они свидетельствуют о том, что наибольшее количество и продолжительность отказов связаны с конвейерной лентой. Ресурс конвейерной ленты по данным завода составляет не более 14...16 месяцев. Такой малый ресурс ленты, как показали исследования, обусловлен интенсивным износом рабочей обкладки ленты грузом в узлах загрузки и перегрузки конвейеров. Известно, что фрикционный износ рабочей обкладки ленты, во многом определяющий ее ресурс, происходит в узлах загрузки и на роликах става конвейера. При длине конвейеров, не превышающей 200 м, характерной для конвейеров рудоперерабатывающих заводов Кубы, доля износа обкладки ленты, приходящаяся на узел загрузки, составляет 60...65 % ее общего износа [1].

Увеличение ресурса конвейерных лент на рудоперерабатывающих заводах Кубы, учитывая их высокую стоимость, является важнейшей задачей, для решения которой сотрудниками горно-металлургического института выполнены и продолжают вестись теоретические и экспериментальные исследования. Основным объектом исследований является процесс загруз-

Отказы элементов ленточных конвейеров

Вид отказа	Наработка на отказ, ч	Время восстановления отказа, ч
Повреждение или выход из строя механических соединительных устройств ленты	930	3,5
Продольный порыв ленты	880	6,8
Отказ соединительных муфт трансмиссии привода	4290	4,3
Износ сменных пластин скребков для очистки ленты	4,8	4
Снижение прижима скребков очистительных устройств к ленте	24	1
Выход из строя опорных роликов для ленты в зоне загрузки руды	572	0,25
Децентровка ленты	330	0,28
Замена изношенной ленты	11760...8620	8,5

ки латеритовой руды на конвейер при различных скоростях ленты, высоте падения на нее кусков груза и формы кусков загружаемой руды.

Целью исследований являлось установление реальной длины пути скольжения латеритовой руды по ленте загружаемого конвейера вследствие разности их скоростей в пункте разгрузки и суммарного сопротивления, возникающего в пунктах загрузки конвейеров, транспортирующих руду. Установление этих параметров теоретическим путем с последующим сопоставлением с результатами экспериментальных исследований в промышленных условиях процесса погрузки руды позволяло разработать конкретные мероприятия по совершенствованию конструкции загрузочных устройств и снижению в них фрикционного износа конвейерной ленты, повышению ее ресурса.

Теоретические исследования процесса погрузки руды на конвейер проводились при следующих исходных данных для постановки и решения исследовательских задач:

1. Поток груза подается в загрузочную воронку конвейера со скоростью, отличающейся от скорости ленты загружаемого конвейера.

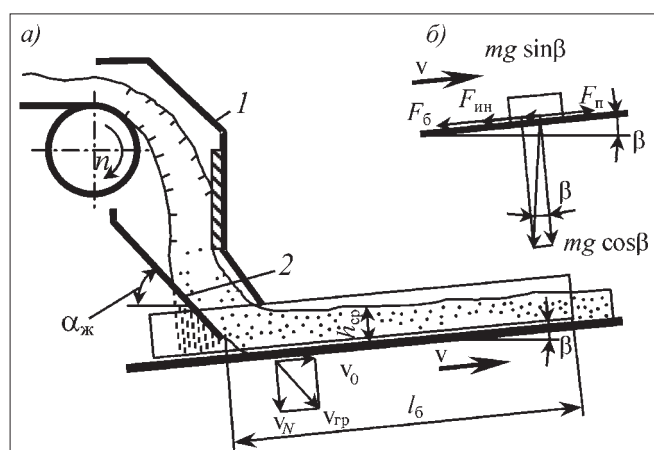


Рис. 2. Графоаналитическая модель перегрузочного устройства ленточного конвейера (а) и упрощенная схема сил (б), действующих при разгоне на частицу груза

2. Расход энергии в загрузочном устройстве определяется затратами энергии на ускорение груза до достижения им номинальной скорости ленты конвейера и преодоление сопротивлений, возникающих при трении груза о борта загрузочной воронки и трении уплотнительных полос о поверхность ленты.

3. Угол наклона β участка конвейера в месте расположения загрузочного устройства принят равным нулю.

Для проведения теоретических исследований процесса загрузки ленточного конвейера была принята графоаналитическая модель перегрузочного узла конвейера (рис. 2, а). В соответствии с ней груз с разгрузочного барабана конвейера подается на наклонный желоб 2 воронки 1 и сползает по нему, приобретая в конце движения по желобу, в момент поступления на ленту загружаемого конвейера, некоторую усредненную для всего потока скорость $v_{гр}$. Вектор этой скорости можно разложить на две составляющие: v_0 , совпадающую с вектором скорости v ленты, и v_N , нормальную к плоскости ленты. При $v_0 \neq v$ происходит разгон груза ($v_0 < v$) или его торможение ($v_0 > v$) за счет сил трения груза о ленту и направляющие борта воронки до момента выравнивания скоростей груза и ленты и его дальнейшего перемещения лентой конвейера в состоянии относительного покоя. Длина пути скольжения груза $l_{ск}$ по ленте из-за разности их скоростей определяет длину бортов загрузочного устройства ($l_6 \approx l_{ск}$). Силы трения груза по ленте и о борта загрузочной воронки, а также силы инерции груза создают значительное сопротивление в пункте загрузки. Упрощенная схема сил, действующих при разгоне на частицу груза, представлена на рис. 2, б, на котором mg – сила тяжести частицы груза; F_6 и F_n – сила трения частицы груза о стенки бортов и ленту соответственно; $F_{ин}$ – сила инерции. Сопротивления от действия этих сил могут быть найдены следующим образом.

Секундное приращение кинетической энергии E_1 потока груза, поступающего на ленту конвейера,

$$E_1 = \frac{Q_c v_0^2}{2}, \quad (1)$$

где Q_c – секундная производительность конвейера, подающего груз в загрузочную воронку, кг/с; v_0 – скорость груза в момент поступления его на ленту загрузаемого конвейера, м/с.

$$Q_c = qv_0, \quad (2)$$

где q – линейная масса груза на ленте загрузаемого конвейера в зоне расположения загрузочной воронки, кг/м

$$q = \frac{Q}{3,6v_0}, \quad (3)$$

где Q – часовая производительность конвейера, т/ч.

Подставляя выражение q из уравнения (3) в уравнение (2), а получаемое в последнем выражение для Q_c в уравнение (1), получаем

$$E_1 = \frac{Qv_0^2}{7,2}. \quad (4)$$

Аналогично получаем выражение для определения секундной кинетической энергии груза в момент достижения им скорости ленты конвейера

$$E_2 = \frac{Qv^2}{7,2}, \quad (5)$$

где v – скорость ленты загрузаемого конвейера, м/с.

Соппротивление W_a , испытываемое грузом при его ускорении, определяется уравнением

$$W_a = \frac{E_2 - E_1}{v} = g \frac{Q(v^2 - v_0^2)}{7,2v}. \quad (6)$$

Длина участка скольжения $l_{ск}$ загрузаемого материала по ленте при $v_0 \neq v$ определяется из уравнения

$$\frac{m(v_0^2 - v^2)}{2} = mgfl_{ск}, \quad (7)$$

где m – масса груза на участке скольжения; f – коэффициент трения скольжения материала по ленте или, при наличии слоя руды на ленте, коэффициент трения руды по руде. Тогда

$$l_{ск} = \frac{v^2 - v_0^2}{2gf}. \quad (8)$$

Работа, затрачиваемая на придание скорости v количеству G загрузаемого груза

$$A = Gf(l_{л} - l_{гр}), \quad (9)$$

где $l_{л}$ и $l_{гр}$ – путь, пройденный за время t лентой и грузом соответственно до момента совпадения их скоростей

$$\begin{aligned} l_{л} &= vt, \\ l_{гр} &= l_{ск}. \end{aligned}$$

При средней скорости груза на пути его скольжения по ленте $v_{cp} = \frac{v_0 + v}{2}$

$$t = \frac{l_{ск}}{v_{cp}} = \frac{v - v_0}{gf}. \quad (10)$$

Тогда

$$l_{л} = \frac{v(v - v_0)}{gf}. \quad (11)$$

Выразим G в уравнении (9) через секундную производительность с использованием уравнений (2) и (3) и подставим в уравнение (9) выражения $l_{л}$ и $l_{ск}$ из уравнений (8) и (11). Разделив уравнение (9) на v , получим уравнение для определения сопротивления трения при скольжении груза по ленте

$$W_{ск} = g \frac{Q(v^2 - v_0^2)}{7,4v}, \text{ Н.} \quad (12)$$

Соппротивление от трения груза о борта загрузочной воронки может быть определено по известной формуле [2]:

$$W_6 = 1000\rho h_6^2 l_6 f_1 g, \quad (13)$$

где h_6 – рабочая высота бортов, м; f_1 – коэффициент трения материала о стенки загрузочной воронки; ρ – насыпная плотность руды, т/м³; l_6 – длина бортов загрузочной воронки.

Суммарное сопротивление в пункте загрузки

$$W_3 = W_a + W_6 + W_{3.п}, \quad (14)$$

где $W_{3.п}$ – сопротивление трению уплотнительных полос загрузочной воронки, определяемое по уравнению

$$W_{3.п} = K_{п.3} l_6, \quad (15)$$

где $K_{п.3}$ – удельное сопротивление трению.

При ширине ленты $B \leq 1000$ мм $K_{п.3} = 30 \dots 50$ Н/м.

При $B > 1000$ мм $K_{п.3} = 60 \dots 100$ Н/м.

Тогда, с учетом уравнений (13)–(15)

$$W_3 = g \left(\frac{Q(v^2 - v_0^2)}{7,2v} + 1000\rho h_6^2 l_6 f_1 \right) + K_{п.3} l_6. \quad (16)$$

Полученные уравнения могут быть использованы для определения геометрических параметров лотков загрузочных устройств конвейеров и совершенствования их конструкций (уравнения (8), (14), (16)), а также для определения сопротивлений в узлах загрузки и перегрузки конвейеров и энергетических затрат на их преодоление (уравнение (16)).

Достоверность полученных уравнений была проверена экспериментальными исследованиями на действующих конвейерах рудоперерабатывающего завода им. Че Гевары.

Проведение экспериментов преследовало цель – определение действительных значений пути скольжения груза по ленте загрузаемого конвейера и сопоставление их с расчетными значениями, полученными по формуле (8). При проведении эксперимента пробы рядовой руды

Таблица 3

Результаты экспериментов

Конвейер	ТР-5	ТР-7	ТР-2	ТР-15
Скорость ленты, м/с	1,87	1,97	2,08	2,45
Длина пути скольжения груза, м	0,362	0,417	0,483	0,542

с примерно одинаковой конфигурацией (округленные, плоские, квадратные) сбрасывались с разных высот (200, 400 и 600 мм) на ленту конвейеров с различной скоростью ее движения. Фиксировались точка падения груза на движущуюся ленту и точка, где скорость груза v_0 выравнивалась со скоростью v ленты. Расстояние между этими точками представляло собой путь скольжения груза.

Результаты проведенных экспериментов представлены в табл. 3.

Результаты проведения эксперимента показали, что высота падения груза в указанных выше пределах

оказывала незначительное влияние на его начальную скорость скольжения v_0 . Увеличение скорости ленты увеличивало длину пути скольжения груза, что согласуется с приведенным выше уравнением (8).

Для определения расчетного пути скольжения груза по формуле (8) необходимо экспериментально (в лабораторных условиях) определить коэффициент трения латеритовой руды по ленте и определить расчетом скорость v_0 по известной формуле:

$$v_0 = v_1 + qt,$$

где v_1 — скорость груза в момент разгрузки с ленты конвейера; t — время падения груза на ленту загружаемого конвейера (определяется экспериментально в натуральных условиях эксплуатации конвейера).

Список литературы

1. Полунин В.Т., Гуленко Г.Н. Эксплуатация мощных конвейеров. М.: Недра, 1986.
2. Зенков В.Л., Иванов И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987.

ОТ ИЗДАТЕЛЯ

Некоторые пожелания по подготовке статей для журнала "Горное оборудование и электромеханика"

На страницах журнала неоднократно размещались требования к статьям, направляемым в редакцию, есть они и на нашем сайте. Эти требования носят в основном технический характер, хотя отклонение от них (наличие УДК, аннотации, званий и степеней авторов, места их работы, размер шрифта и т.д.) приводит к задержке принятия решения и последующей публикации.

Ниже приводится ряд рекомендаций, связанных со спецификой журнала и учетом интересов конкретного круга читателей.

1. Значительное количество статей, поступающих в редакцию, подготовлены как доклады или чаще даже как тезисы докладов. Между тем доклад предполагает возможность уточнения отдельных положений при выступлении, упрощенную подготовку материала. Главное при этом — донести до слушателя основную идею. Статья же требует более тщательной проработки материала.

2. Ряд статей, поступающих в журнал, имеет общетехническую направленность. В принципе, это вполне допустимо и даже желательно, однако всегда должна быть обоснована актуальность проблемы для проектирования, изготовления, эксплуатации горного оборудования. Поступают статьи, написанные с позиций новых методов научного исследования: нейронных сетей, теории фракталов, нечеткой логики и т.п. В этих случаях должно быть дано обоснование необходимости применения именно новых методов и почему "не работают" или неэффективны традиционные.

3. Сокращение объема статей не является самоцелью редакции. Конечно, недопустимы повторы. Распространенным приемом неоправданного увеличения объема является публикация данных в таблицах, на различных графиках и диаграммах, после чего те же цифры повторяются в виде "анализа" типа "как видно из табл. n и рис. m , A больше B ", почему же A больше B — до этого глубина анализа не доходит.

Вместе с тем, редакция считает необходимым возможно более полное сопровождение статей конструктивными чертежами, схемами, иллюстрирующими параметры, входящие в математический аппарат (размеры, углы, силы и т.п.). Мы также не считаем удовлетворительными констатации типа "исследования показали справедливость (точность) предложенной методики". Следовало бы привести результаты, полученные по предложенной методике (способу и т.п.) и сравнить их с результатами исследований (если они проводились).

4. Из предыдущего пункта следует, что допускается публикация статей достаточно большого объема. В этом случае надо обязательно их рубрицировать (впрочем, введение рубрик не вредно и в относительно небольших по объему материалах). В противном случае читателю сложно уследить за "потоком мыслей автора" (тем более — авторов, особенно когда их много).

5. Ссылки на литературу. В требованиях к публикациям указываются правила их нумерации, соблюдения норм библиографического описания. Ниже пойдет речь об их смысловой функции.

В докладе или диссертации основная цель ссылки — демонстрация эрудиции автора в соответствующей области, при подготовке статьи цель ссылки, помимо признания приоритета, — помочь читателю разобраться в предлагаемом автором материале.

Часто создается впечатление, что авторы статьи полагают, что читатель прежде всего должен запастись книгами и журналами, на которые даются ссылки и только затем приступить к чтению статьи. Но даже если найдется подвижник, решившийся на такой шаг, его ждет неудача, особенно если речь идет об изданиях последних 10–15 лет: тиражи книг и журналов, выпущенных в эти годы, незначительны, а материалы конференций вообще расходятся между их участниками.

Поэтому перед автором статьи стоит сложная задача приводить сведения из других источников кратко, но в объеме, достаточном для понимания излагаемого материала.

Еще одно пожелание: в ссылках на "книжные источники" указывать конкретные страницы.

Надеемся, что приведенные выше соображения помогут и авторам, и редакции в совместной работе.

УДК 621.3:622.05

Н.И. Стадник, д-р техн. наук, А.В. Мезников, инж., ГП "Донгипроуглемаш", г. Донецк, Украина

Электрооборудование горных машин Украины нового поколения

Приведен анализ и характеристики электрооборудования и систем управления горно-шахтного оборудования нового поколения, разработанного ГП "Донгипроуглемаш" (Украина), отличающегося высокой энерговооруженностью и существенно превосходящего серийные машины по производительности, ресурсу, безопасности эксплуатации и другим технико-экономическим показателям.

Решая актуальную проблему создания горных машин нового поколения, существенно превосходящих серийные по производительности, ресурсу, безопасности эксплуатации и другим технико-экономическим показателям и отличающихся, как правило, высокой энерговооруженностью, ГП "Донгипроуглемаш" разработано горно-шахтное оборудование нового поколения [1, 2]:

- очистные комбайны УКД300, КДК400, КДК500 и КДК700;
- двухскоростные скребковые конвейеры типажного ряда КСД;
- механизированные крепи типа ДМ, ДТ, ДТР, ДТМ;
- насосные станции СНД100/32, СНД150/40, СНД200/32 и СНД300/40;

– проходческие комбайны КПД, КПУ, КПЛ, КПА, КПР;

– погрузочные машины МПР, МПБ.

Отмеченные машины оснащены специальным силовым электрооборудованием и многофункциональными системами автоматизированного управления с высоким уровнем диагностики, что должно повысить надежность эксплуатации, снизить трудоемкость обслуживания, повысить безопасность работы.

Бесцепная система подачи и частотно-регулируемый электропривод в очистных комбайнах УКД300, КДК400, КДК500 и КДК700 способствуют:

- увеличению производительности по сравнению с серийными за счет увеличения скорости подачи и энерговооруженности привода резания;
- обслуживанию очистных забоев длиной до 350...400 м за счет применения частотно-регулируемого привода механизма подачи;
- значительному расширению функциональных возможностей аппаратуры управления, а также наличие средств отображения диагностической информации обеспечивает сокращение времени поиска неисправностей.

Параметры энерговооруженности комбайнов приведены в табл. 1.

Для энергоснабжения очистных комбайнов созданы различные типы питающего кабеля: комбайн

Таблица 1

Параметры энерговооруженности очистных комбайнов нового технического уровня

Параметр	Наименование очистного комбайна			
	УКД300	КДК400	КДК500	КДК700
Применяемость по мощности пластов, м	0,85...1,5	1,2...1,95	1,35...3,2	2,0...4,3
Производительность, т/мин (максимальная)	10,0	11,0	18,0	24,0
Напряжение питания, В	1140	1140	1140	1140
Мощность двигателей исполнительного органа, кВт	2×180	2×200	2×250 (2×300)	2×355
Мощность двигателей подачи, кВт	2×30	2×30	2×45	2×60
Установленная мощность двигателей комбайна, кВт	420	467,5	597,5 (697,5)	860
Скорость подачи, не менее, м/мин	12	14	20	20
Тяговое усилие системы подачи, не менее, кН	300	360	450	600

УКД300 – КГЭШВ3×70+3×35+3×4+4×4, комбайны КДК500 и КДК700 – КГЭШВ6×70+3×4+4×4.

Электрооборудование комбайна УКД300 состоит из преобразователя ПЧЭШ-60, комплекса управления КУОК и электродвигателей. Преобразователь ПЧЭШ-60 предназначен для управления двигателями резания и подачи с выполнением всех необходимых защит и блокировок, а также для регулирования по заданному алгоритму двигателей подачи. ПЧЭШ-60 построен на базе преобразователя частоты типа ПЧЭ-120М (ОАО "Элмис", г. Киев), представляющего собой медную плиту с водяным охлаждением и установленными на ней силовыми IGBT-модулями, управляющими драйверами, звеном постоянного тока и микропроцессорным блоком управления. Технические параметры преобразователя ПЧЭ-120М приведены в табл. 2. Помимо данного преобразователя в преобразователе ПЧЭШ-60 установлены разъединитель, сетевой и моторный фильтры, силовые контакторы, электронные блоки защиты и управления.

Таблица 2

Параметры частотного преобразователя ПЧЭ-120М

Наименование параметра	Значение параметра
Номинальное напряжение, В	1140
Частота питающей сети, Гц	50
Номинальный выходной ток, А	80
Диапазон изменения выходной частоты, Гц	От 2,5 до 150
Диапазон изменения выходного напряжения, В	От 0 до 1140
Габаритные размеры, мм	655×420×280
Масса, кг	80

Комплекс КУОК состоит из аппаратов, устройств и других элементов, расположенных непосредственно на комбайне и на штреке. Пульт управления комбайном расположен на штреке и состоит из блока отображения

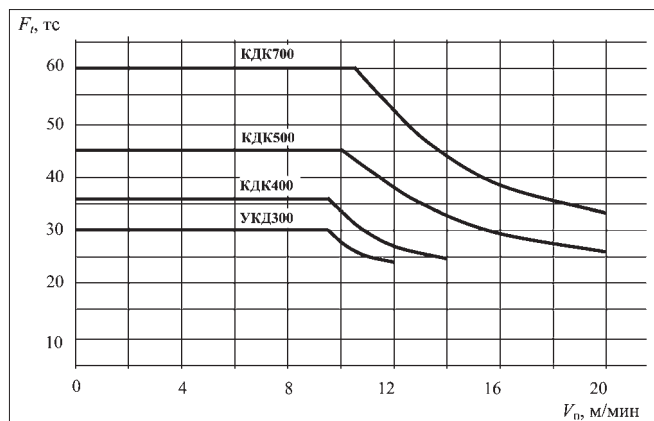


Рис. 1. Характеристики приводов подачи очистных комбайнов УКД300, КДК400, КДК500, КДК700

и источника питания, комбайновая часть состоит из силового отсека, отсека управления, пультов (левого, правого, радиуправления), датчиков. В комбайнах предусмотрено местное управление – с пультов, расположенных на комбайне; дистанционное – в зоне видимости с носимого радиопульта и дистанционное – вне зоны видимости с аппарата управления, расположенного на штреке. В данном комплексе также предусмотрено два режима работы: режим «проводного» и телемеханического управления. В режиме "проводного" управления по кабелю КГШР5×2×2,5 обеспечиваются все защиты и блокировки, необходимые для работы на невыбросоопасных пластах. В режиме телемеханического управления помимо возможности управления комбайном со штрека, что обеспечивает работу на выбросоопасных пластах, предоставляется большой объем диагностической информации о состоянии защит и блокировок комбайна.

Если преобразователь частоты комбайна УКД300 расположен на штреке, то соответствующий преобразователь комбайнов КДК400, КДК500 и КДК700 – непосредственно на борту машины и осуществляет управление электродвигателями подачи по командам аппаратуры типа КС500Ч (ОАО "Автоматгормаш", г. Донецк), которая также обеспечивает необходимые защиты и блокировки, индикацию основных параметров и причин его отключения. Аппаратура включает в себя штрековую часть, состоящую из пульта управления и источника питания, а также комбайновую часть, состоящую из пультов (центрального, левого, правого и радиуправления), блока управления, датчиков. Питание комбайновой части системы управления осуществляется напряжением 220 В от специально разработанного источника ИПШ2.

При работе на выбросоопасных пластах штрековая часть комплекса КС500Ч позволяет осуществлять управление комбайном со штрека с акустическим контролем его работы, контролем местоположения и индикацией всех параметров комбайна (нагрузки двигателей, состояния датчиков и др.) на штрековом аппарате управления. Комбайн связан со штреком телемеханическим каналом для передачи данных по кабелю КГШР5×2×2,5. При работе на невыбросоопасных пластах штрековая часть комплекса КС500Ч используется для отображения диагностической информации и позволяет осуществлять связь машиниста комбайна со штреком.

Характеристики приводов подачи (зависимость суммарного тягового усилия F_t системы подачи комбайнов от скорости подачи V_n) вышеупомянутых комбайнов показаны на рис. 1.

Для работы с описанными комбайнами созданы двухскоростные скребковые конвейеры КСД26, КСД26В (установленная мощность привода 2×55/160 или 3×55/160 кВт, производительность 516 т/ч), КСД27 (установленная мощность привода 2×65/200 кВт или 3×65/200 кВт, производительность 840 т/ч) и КСД29 (установленная мощность привода 2×120/360 кВт, производительность 1260 т/ч). Они характеризуются следующими особенностями [3]:

– повышенной длиной транспортирования и производительностью за счет высокой энергооборуженности и улучшенными пусковыми возможностями привода;

– удобством ведения работ вследствие комплектации приводных блоков двухскоростными двигателями с водяным охлаждением;

– системой управления с большим объемом функций диагностики и контроля.

Технические параметры двухскоростных скребковых конвейеров типа КСД приведены в табл. 3.

Таблица 3

Технические параметры двухскоростных скребковых конвейеров

Параметр	Наименование конвейера		
	КСД26	КСД27	КСД29
Производительность, т/ч (т/мин)	600 (10)	840 (14)	1260 (21)
Скорость движения тягового органа, м/с:			
	основная (рабочая)	1,06	1,11
вспомогательная (маневровая)	0,35	0,37	0,36
Установленная мощность электродвигателей, кВт	1–2×55/160	2–3×65/200	2×120/360

Для энергоснабжения приводов конвейеров КСД26, КСД27 и КСД29 предусмотрен ряд вариантов питающих кабелей, в частности, с использованием кабелей КГЭШВ3×70+3×35+3×4+4×4 или КГЭШР3×70+3×35+1×10+3×4.

Для управления и защиты приводов конвейеров типа КСД, в том числе для уменьшения динамических нагрузок в элементах конвейеров при их запуске, созданы устройства управления КСД27.50 и УКВ-650 [4].

Устройство КСД27.50 обеспечивает управление электроприводами двухскоростного скребкового конвейера с выбором его режима работы, контролем защит и блокировок (контроль потребляемых токов, величины перегрузки и "опрокида" электроприводов, температурных режимов электродвигателей и редукторов привода, срабатывания блоков устройства и пр.), представление собранной информации с запоминанием сработавших защит. Устройство включает: шесть силовых контакторов, два из которых обеспечивают рабочий и реверсивный режимы электродвигателей в дистанционном режиме, остальные – подачу питающего напряжения на обмотки высокой и низкой скоростей электродвигателей головного и хвостового приводов; промежуточных реле; блоки форсированного включения контакторов; блоки максимальной токовой защиты и контроля сопротивления изоляции отводящих силовых це-

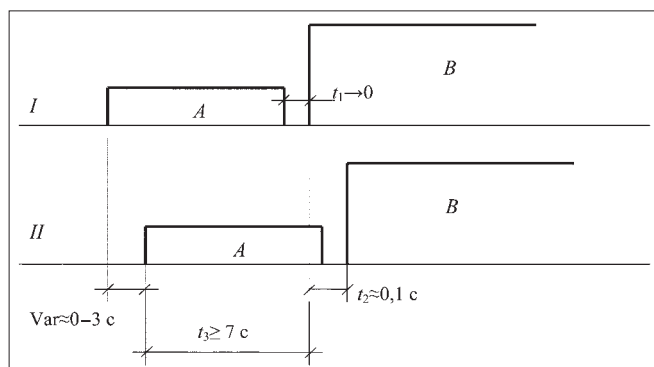


Рис. 2. Алгоритм запуска двухскоростного скребкового конвейера:

I – переключение скоростей хвостового привода конвейера; *II* – переключение скоростей головного привода конвейера; *A* – работа электропривода на низкой скорости; *B* – работа электропривода на высокой скорости

пей; трансформаторы тока и напряжения. Центральным модулем системы управления является аппаратура УКСД, состоящая из блока управления, датчика контроля скорости привода, двух блоков индикации и контроля двухуровневой температурной защиты электродвигателей и датчиков контроля температуры масла в редукторах верхнего и нижнего приводов.

Аппаратура УКСД:

делает возможным запуск конвейера по специальному алгоритму (рис. 2), обеспечивающему наиболее рациональный (оптимальный) пуск конвейера в целях уменьшения динамических нагрузок в его элементах и адаптацию к состоянию става, трансмиссии и приводов;

осуществляет токовую защиту от перегрузки электропривода с учетом изменения параметров, присущих конкретному электродвигателю и его режимам работы;

обеспечивает контроль температурных режимов привода, а также сохранение информации о причинах аварийных отключений и ее вывод по запросу оператора, позволяющей оперативно устранять неисправности конвейера.

Для управления двухскоростными скребковыми конвейерами с количеством приводов от одного до четырех создана система управления, построенная по модульному принципу, типа УКВ-650. В состав этого устройства входят: три силовых контактора для обеспечения реверсивного режима работы на низкой скорости и в режиме "работа" на высокой; промежуточные реле; блоки максимальной токовой защиты и контроля сопротивления изоляции отходящих силовых цепей; трансформаторы тока и напряжения; блок управления аппаратуры управления двухскоростным конвейером АУДК.

Аппаратура АУДК осуществляет реализацию режимов работ, алгоритмов пуска конвейера, защит и блокировок и состоит из пульта управления и блоков управления, встроенных в устройства УКВ-650, а также блоков индикации БИ-1, температурных датчиков приводных блоков, магнитоиндукционного

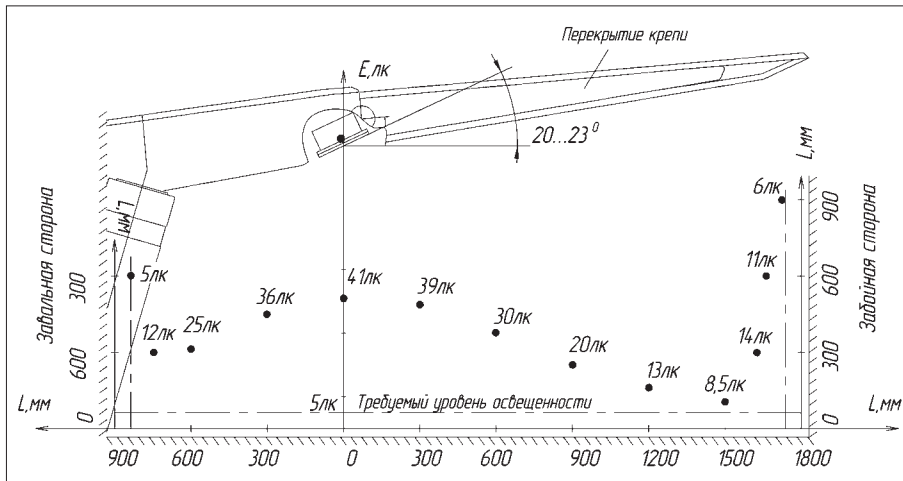


Рис. 3. Уровни освещенности очистного забоя

датчика контроля скорости тягового органа конвейера и пульта программирования, посредством которого задаются уставки и режимы работы аппаратуры.

Аппаратура АУДК (как и УКСД) выполнена на базе микропроцессорной техники (применен контроллер серии PIC фирмы Microchip). В качестве узлов стыковки контроллера с датчиками и цепями управления разработаны модули сопряжения, в принцип работы которых заложены оригинальные запатентованные технические решения.

Для повышения безопасности, комфортности и производительности труда шахтеров в очистных забоях механизированные крепи оснащены соответствующим оборудованием. При разработке аппаратуры освещения АО-4, устанавливаемой на механизированных крепях, основное внимание было уделено малогабаритности составных частей, увеличению длины освещаемой лавы и соответствия уровней освещенности действующим нормативам. Применение люминесцентной лампы с электронной системой поджига позволило значительно уменьшить габариты светильника, что дало возможность его установки на крепи первого типоразмера, применяющейся в пластах мощностью от 0,85 м. В качестве питающего напряжения использовано 220 В, что, помимо значительного увеличения длины освещаемой лавы (450 м), позволило уменьшить сечение кабеля.

Для повышения освещенности рабочей области в светильнике был установлен отражатель, а также разработано крепление светильника к перекрытию крепи, позволяющее изменять угол его наклона (уровни освещенности очистного забоя приведены на рис. 3).

Освоенные в серийном производстве новые насосные станции СНД200/32 и СНД300/40 [5] отличаются тем, что:

- обеспечивают высокопроизводительную работу всех известных типов крепей;
- система управления позволяет осуществлять как независимую работу насосных агрегатов (каждый агрегат работает на своего потребителя), так и параллельную работу на общего потребителя (при обслуживании высокопроизводительных механизированных комплексов или в составе центральных насосных станций);

– привод высоконапорного, подпиточного и смазочного насосов осуществляется от общего электродвигателя;

- обеспечивают фильтрацию рабочей жидкости.

Технические параметры созданных станций приведены в табл. 4.

Для станций СНД200/32-05 и СНД300/40-05 создана и серийно выпускается аппаратура управления, контроля и диагностики АУСН, которая обеспечивает: выбор режимов управления и работы станции, защиту от перегрева электродвигателей и масла в картерах агрегатов; блокировку станции при снижении давления подпитки и давления масла в маслосистеме, при повышении давления на сливе, при снижении уровня эмульсии, при обрыве линии дистанционного управления; отображение информации на текстовом мониторе о работе станции и состоянии контролируемых параметров, а также ее передаче диспетчеру.

Электроснабжение высокопроизводительных механизированных комплексов осуществляется от трансформаторных подстанций КТПВ-630/6, КТПВ-1000/6. В стадии разработки – подстанции

Таблица 4

Технические параметры насосных станций

Параметр	Наименование насосной станции				
	СНД100/32	СНД150/40	СНД200/32	СНД300/40	СНД400/32
Подача, л/мин	100	150	200	300	400
Номинальное давление, МПа	32	40	32	40	32
Количество насосных агрегатов, шт.	1	1	2	2	2
Установленная мощность двигателей, кВт	55	110	110 (55+55)	220 (110+110)	220 (110+110)

Параметры трансформаторных подстанций

Наименование параметра	КТПВ-630/6	КТПВ-1000/6	КТПВ-1250/6	КТПВ-1600/6
Номинальная мощность, кВт	630	1000	1250	1600
Номинальное первичное напряжение, кВ	6±5 %			
Номинальное вторичное напряжение, кВ	0,69/1,2	1,2		

КТПВ-1250/6 и КТПВ-1600/6. Параметры подстанций приведены в табл. 5.

Как отмечалось выше, комбайны нового технического уровня оснащены частотно-регулируемым приводом подачи, в связи с этим разработано реле утечки для комбинированных сетей электроснабжения. Такое реле утечки (АЗУР-4ПП) разработано, и в настоящее время выпускается ряд трансформаторных подстанций (КТПВП-630/6, КТПВП-1000/6), в которые оно встраивается по заказу.

Создан ряд проходческих комбайнов – КПД, КПУ, КПЛ, КПА, КПП, поддиропогрузочные машины МПР, МПБ, которые обеспечивают:

- увеличение производительности по сравнению с серийными за счет увеличения энерговооруженности привода исполнительного органа (табл. 6);

- возможность совмещения операций по разрушению забоя и возведения анкерной крепи;

- снижение трудоемкости технического обслуживания и текущих ремонтов за счет наличия в аппаратуре управления средств отображения информации;

- улучшение сервисных свойств электрооборудования комбайна за счет применения в аппаратуре радиоуправления.

Для управления данными проходческими комбайнами создан ряд станций управления бортового исполнения, выполненных на базе семи исполнений аппаратуры УДПМ [6]. Данная аппаратура включает в себя блок управления, датчик контроля масла, два акустических излучателя, концевой элемент. Блок управления встраивается в станцию управления комбайна и осуществляет управление и защиту всех электроприводов комбайна, контроль защит и блокировок комбайна.

Дистанционное управление механизмами комбайна и его электроприводами осуществляет аппаратура УПК (6 исполнений), состоящая из блока управления, пультов управления, искробезопасных источников питания и радиоантенн. Для уменьшения габаритов станции управления комбайна блок управления аппаратуры УПК размещен вне станции и совмещен с местным пультом и клеммными коробками. В аппаратуре УПК предусмотрен режим работы с двумя дистанционными пультами управления: пультом управления комбайном и пультом управления конвейером, что позволяет помощнику комбайнера, находящемуся позади комбайна, при необходимости корректировки положения хвостовой части конвейера произвести данную операцию, не отвлекая комбайнера и не выключая комбайн. С данного пульта можно также произвести общую остановку комбайна, подать предупредительный сигнал. С пульта управления комбайном можно осуществить запуск всех электроприводов комбайна. С этого пульта выполняется управление всеми гидроприводами. Информация о работе комбайна, состоянии его защит и блокировок отображается на мониторе.

Для организации ремонтно-профилактических и ремонтно-восстановительных работ на современном техническом уровне разработан блок регистрации происходящих событий БРП, фиксирующий основные параметры режимов работы машины, хронологию событий, их хранение и т.п. и на этой базе позволяющий реализовать перспективное направление в части диагностики горной машины, а именно, наряду с электрической ее механические компоненты. Параметры блока БРП следующие: количество регистрируемых событий – 1...128, дискретность их фиксации – 1...60 с, время накопления данных – не менее 5 лет.

Таблица 6

Параметры энерговооруженности проходческих комбайнов

Наименование параметра	Типы проходческих комбайнов					
	МПР	КПП	КПЛ	КПД	КПУ	КПА
Напряжение, В	660	660	660/1140	660/1140	1140	1140
Мощность двигателей исполнительного органа, кВт	55	65	110	110	2×110	2×160
Мощность двигателей насосной установки, кВт	55	30	55	55	110	55, 2×30
Мощность двигателей конвейера, кВт	–	15	2×15	15	2×15	2×15
Мощность двигателя насоса орошения, кВт	–	–	–	15	15	15
Мощность двигателя погрузочного органа, кВт	–	2×11	–	–	–	–

Блок регистрации получает информацию о состоянии горной машины (состояние электродвигателей, аппаратуры освещения, уровень и температура рабочей жидкости в гидросистеме, давление воды в системе орошения, состояние блока максимальной токовой защиты и др.) по интерфейсу связи RS-485 и в реальном масштабе времени записывает ее на главный съемный модуль памяти с указанием текущего времени и даты. Вспомогательный модуль памяти предназначен для хранения последних произошедших событий на контролируемом объекте и используется для переноса данных с главного модуля памяти на поверхность шахты и осуществления статистической обработки данных с последующим детальным анализом.

Разработанный институтом блок БРП производит регистрацию режимов работы машины в реальном масштабе времени, что позволяет оценить как отработанный, так и остаточный ресурс машины.

Серийное производство машин нового поколения освоено заводами Украины. Непрерывно растет число участков, оснащенных новым оборудованием.

В настоящее время выпущены и успешно эксплуатируются на шахтах Украины 36 комбайнов КПД, 25 станций КСД27.50 и 6 комплектов устройств УКВ-650. Также данное оборудование находит применение на горных предприятиях России. Так, с 2005 г. на шахтах ОАО "Воркутауголь", ООО "Южуголь" и холдинговой компании "Сибирский деловой Союз" эксплуатируются проходческие комбайны КПД и КПЛ, в 2006 г. в шахтоуправлении "Садкинское" запущен в эксплуатацию очистной комбайн КДК500.

Существенное повышение производительности (в 2,5–3 раза по сравнению с серийно выпускаемыми машинами) и улучшение других эксплуатационных показателей оборудования стали возможным благодаря значительному увеличению энерговооруженности, обеспечению высоких значений фактических вращающих моментов двигателей за счет использования питающего напряжения 1140 В, внедрению частотно-регулируемого привода подачи очистных комбайнов и двухскоростных двигателей для привода лавных конвейеров, а также благодаря внедрению многофункциональных систем управления нового поколения на микропроцессорной технике с высоким уровнем диагностики.

Список литературы

1. Стадник Н.И., Бойко Г.Г., Рябченко А.С. Очистные комбайны УКД200 и УКД300 для эффективной отработки тонких пластов // Уголь Украины. 2003. № 9.
2. Костюков В.М., Сошенко И.Н. Высокопроизводительные очистные комбайны нового поколения КДК500 и КДК700 для пластов мощностью 1,35–4,3 м // Уголь Украины. 2003. № 9.
3. Андреев Г.В., Косарев И.В., Лелека И.Т., Довженко В.И. Скребок-конвейеры нового технического уровня // Уголь Украины. 2003. № 9.
4. Стадник Н.И., Сергеев А.В., Мезников А.В. Системы электропривода современных забойных скребок-конвейеров // Горные машины и автоматика. 2002. № 12. С. 34–37.
5. Стадник Н.И., Варшавский Ю.И., Мезников А.В. Современные насосные станции для очистных агрегатов и механизированных крепей // Уголь Украины. 2005. № 9.
6. Стадник Н.И., Мезников А.В., Куралех И.И. Аппаратура управления и контроля проходческих комбайнов // Уголь Украины. 2005. № 10. С. 18–20.

УДК 621.31

А.Е. Козярук, д-р техн. наук, проф., **Ю.Л. Жуковский**, канд. техн. наук, асс., **А.А. Коржев**, канд. техн. наук, асс., **А.В. Кривенко**, канд. техн. наук, асс., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

К оценке величины остаточного ресурса силового электрооборудования

Представлен обзор существующих методов технической диагностики промышленного электрооборудования, приведены выражения для определения основных диагностических показателей при оценке состояния оборудования по электрическим параметрам.

Затраты на ремонт и техническое обслуживание электрооборудования составляют значительную часть общих эксплуатационных затрат предприятий горной

промышленности. Причем общая их доля в процессе эксплуатации по мере выработки ресурса возрастает. Поэтому особую важность имеют вопросы оценки текущего состояния используемого электрооборудования, своевременной диагностики аварийных и предаварийных режимов его работы, оценки остаточного ресурса. Сложность технической диагностики электрооборудования технологических комплексов в горной и нефтегазовой промышленности обусловлена его широкой номенклатурой, спецификой исполнения и режимов работы.

Целью диагностики электромашинных агрегатов является повышение их надежности и увеличение технического ресурса. Повышение надежности достигается за счет раннего обнаружения дефектов и неисправностей, что позволяет устранить их во время технического обслуживания и исключает отказы во время работы. Повышение технического ресурса систем ответственного назначения обеспечивается за счет перехода к их техническому обслуживанию не по регламенту или по выходу из строя оборудования, а по фактическому состоянию. В литературе [1] показано, что переход к эксплуатации по состоянию принес выгоду, эквивалентную 30 % общего парка машин. Переход к обслуживанию по фактическому состоянию обеспечивает значительное сокращение эксплуатационных затрат [2].

Однако для перехода к новым формам технического обслуживания необходимо иметь системы технической диагностики, обеспечивающие адекватную оценку текущего состояния оборудования и прогноз его дальнейшего изменения.

Система технической диагностики должна включать в себя:

- 1) первичные преобразователи диагностируемых параметров;
- 2) вторичные преобразователи и нормализаторы сигналов;
- 3) устройства сбора данных, в том числе удаленных;
- 4) средства связи с ЭВМ верхнего уровня;
- 5) специализированное программное обеспечение, выполняющее функции:

- сбора и обработки диагностической информации;
- создание базы данных реального времени для накопления статистики изменения технического состояния объектов диагностики;
- формирования отчетов, включающих оценку текущего технического состояния объектов диагностики и прогноз остаточного ресурса (при условии достаточного объема статистических данных в базе данных).

В настоящее время получили развитие следующие методы диагностики технического состояния электрооборудования, основанные на измерении и анализе:

- 1) вибраций отдельных систем оборудования [3–5];
- 2) акустических колебаний, создаваемых работающей машиной [6];
- 3) магнитного потока в зазоре двигателя [7];
- 4) вторичных электромагнитных полей машины [8];
- 5) температуры отдельных элементов машины [9, 10];
- 6) содержания железа в масле для диагностики механических узлов (в частности подшипников) [5];
- 7) электрических параметров машины [11–15].

В условиях промышленных предприятий использование многих указанных выше методов ограничено, так как не всегда возможен непосредственный доступ к диагностируемому электрооборудованию, а тем более установка на ней датчиков. Поэтому, с точки зрения практической реализации систем диагностики, преимущество имеют методы, основанные на анализе наблюдаемых электрических параметров, в частности тока, напряжения, потребляемой и отдаваемой мощности, измерение которых возможно и без непосредственного доступа к диагностируемому электрооборудованию, а также без установки первичных измерительных преобразователей в непосредственной близости от него.

В качестве критерия для оценки энергетических процессов в реальной машине, обладающей неравномерным полем в воздушном зазоре, и, как следствие, имеющих полигармонический состав спектра токов и напряжений используют понятие динамического коэффициента мощности [15]

$$K_{ЭП} = \eta K_M K_I, \quad (1)$$

где η – КПД электрической машины; K_M – средний коэффициент мощности; K_I – коэффициент искажений.

Для полигармонического сигнала мощности многофазной машины КПД определяется как

$$\eta = \frac{P_2}{\sum_{k=1}^m \sum_{n=0}^{\infty} P_{nk}}, \quad (2)$$

где P_2 – механическая мощность на валу двигателя, кВт; m – число фаз двигателя; P_{nk} – мощность n -й гармоники k -й фазы двигателя, кВт.

Средний за период коэффициент мощности

$$k_{mn} = \frac{\sum_{k=1}^m \sum_{n=0}^{\infty} P_{nk}}{\sum_{k=1}^m \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} U_{nk}^2} \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} I_{nk}^2}}, \quad (3)$$

где U_{nk} и I_{nk} – n -я гармоника соответственно напряжения k -й фазы (В) и тока k -й фазы (А).

Коэффициент искажений

$$k_i = \frac{P_{2\text{ном}}}{P_{2n}}, \quad (4)$$

где $P_{2\text{ном}}$ – мощность на валу в номинальном режиме, кВт.

В случае непрерывного преобразования Фурье с учетом того, что наблюдаемый диапазон спектра ограничивается быстродействием реального измерительного тракта и не может превышать некой максимальной частоты ω_{max} можно записать

$$\eta = \frac{P_2}{\sum_{k=1}^m \int_0^{\omega_{\text{max}}} P_k(\omega) d\omega}, \quad (5)$$

где $P_k(\omega)$ – составляющая мгновенной мощности, приходящаяся на частоту ω .

Средний коэффициент мощности определяется в соответствии с [26]:

$$K_M = \frac{\sum_{k=1}^m \sum_{n=0}^{\infty} P_{nk}}{\sum_{k=1}^m \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} U_{nk}^2} \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} I_{nk}^2}}. \quad (6)$$

Переходя к непрерывному преобразованию Фурье и учитывая ограничения быстродействия измерительного тракта, получаем

$$K_M = \frac{\sum_{k=1}^m \int_0^{\omega_{\max}} P_k(\omega) d\omega}{\sum_{k=1}^m \sqrt{\int_0^{\omega_{\max}} U_k^2 d\omega} \sqrt{\int_0^{\omega_{\max}} I_k^2 d\omega}}. \quad (7)$$

Коэффициент искажений определяется как

$$K_{И} = \frac{P_{2o}}{R_{2\text{несин}}} < 1, \quad (8)$$

где P_{2o} – мощность основной гармоники поля, Вт; $P_{2\text{несин}}$ – мощность искажений, создаваемых высшими гармониками, Вт.

Коэффициент искажения характеризует отношение полезной мощности машины при реальном поле в зазоре к полезной мощности при несинусоидальном поле в зазоре (для идеальной машины).

С учетом определения, и учитывая, что при синусоидальном поле сигнал содержит только основную гармонику, то для $K_{И}$ можно записать:

$$K_{И} = \frac{P_{2o}}{P_{2\text{несин}}} = \frac{\eta_{\text{ном}} P_{2\text{ном}}}{\eta \sum_{k=1}^m \int_0^{\omega_{\max}} P_k(\omega) d\omega}. \quad (9)$$

Следует отметить, что понятие динамического коэффициента мощности характеризует общее состояние диагностируемого агрегата, так как позволяет оценить соотношение мощности спектра сигнала к полезной мощности и соответствующее их влияние искажений на энергетические показатели.

Электромагнитная несимметрия при симметричной системе питающих напряжений может быть охарактеризована величиной коэффициента несимметрии амплитудных значений фазных токов, который может быть определен [16] как

$$k_i = \frac{I_{1m} - I_{2m}}{I_{1m}}, \quad (10)$$

где I_{1m} , I_{2m} – амплитуды составляющих тока прямой I_{1m} и обратной I_{2m} последовательностей:

$$I_{1m} = \sqrt{2} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n i_{1i}^2}, \quad (11)$$

$$I_{2m} = \sqrt{2} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n i_{2i}^2}, \quad (12)$$

где i_{1i} , i_{2i} – симметричные составляющие токов прямой и обратной последовательности.

Надежность работы оборудования электроустановок в значительной степени определяется надежностью электрической изоляции. Это подтверждается данными эксплуатации электрических машин и аппаратов. Условия и характер работы электрооборудования и, следова-

тельно, изоляции разнообразны. Они определяются назначением или характером электрооборудования.

В период эксплуатации изоляция электрооборудования подвергается воздействиям нагрева, электрического поля, механических нагрузок, агрессивных сред, климатических факторов, различных излучений и т.п.

Изоляционные материалы, применяемые в технике, не являются идеальными диэлектриками. Им всем присуща активная проводимость, характеризующаяся удельным объемным r_v и удельным поверхностным r_s сопротивлениями. Соответственно, любая изоляционная конструкция (изоляция жил кабелей, изоляция обмоток электрических машин и т.п.) имеет конечное значение объемного R_v и поверхностного R_s сопротивлений. Значения последних зависят от значения удельных сопротивлений материалов и геометрических размеров конструкции.

Сопротивление изоляции изделий – величина, нормируемая ПУЭ и ПЭЭП при приемке новых изделий и при техническом обслуживании электрооборудования. При снижении его ниже установленных норм возможно формирование пожароопасных ситуаций из-за теплового пробоя изоляции. При снижении сопротивления изоляции в месте повреждения (загрязнение, увлажнение и т.п.) увеличивается ток, протекающий под действием рабочего напряжения сети, соответственно повышается температура нагрева этого места. Повышение температуры нагрева изоляционного материала снижает его сопротивление, что приводит к соответствующему увеличению тока. Последнее вызывает новое повышение температуры и соответствующее дополнительное снижение сопротивления изоляции. Процесс нарастания электрического тока продолжается до тех пор, пока не установится равновесие между тепловыделением и теплоотводом (при какой-то установившейся температуре перегрева).

Представление о значении сопротивления изоляции дает лишь сила тока в измерительной цепи в установленном режиме, так как в первые моменты после приложения измерительного напряжения, а также при каждом изменении структуры и состава сети (например, при подключении новых электроприемников) в измерительной цепи протекают токи переходных режимов, обусловленные перезарядом емкости полюсов сети относительно корпуса или зарядом емкости подключаемого участка сети. Кроме того, на результат измерений оказывает влияние рабочее напряжение электроустановки. Правильный результат может быть получен лишь при соответствии принятого метода измерений параметрам контролируемой сети. Без соблюдения этого условия в одной и той же сети при измерениях различными средствами могут быть получены данные, противоречащие одни другим.

Рассматривая проблему использования информации о техническом состоянии изоляции электротехнического оборудования для принятия решений по ремонтным воздействиям, целесообразно выделить три уровня адекватности оценок.

Первый уровень – идентификация технического состояния по показателям надежности, т.е. по параметру потока отказов или интенсивности восстановлений.

Второй уровень – идентификация технического состояния по характеристикам дефектов и повреждений

изоляции электрооборудования, выявленных в определенные моменты времени.

Третий уровень – идентификация состояния по контролируемым параметрам, характеризующим техническое состояние изоляции электрооборудования, таким как сопротивление изоляции, коэффициенты абсорбции (увлажненности) и поляризации (старения изоляции).

Реализация третьего уровня возможна лишь при условии наличия диагностических систем. Второй уровень более доступен и требует достаточной информации по выявленным дефектам и повреждениям, а также моделей динамики их развития. Реализация первого уровня связана лишь с наличием необходимого статистического материала.

Корректность принятия решения о введении того или иного регламента технического обслуживания и ремонта зависит от технического состояния изоляции оборудования. Регламент технического обслуживания и ремонта как система правил, определяющих технологию, средства, объем, методы и периодичность ремонтных воздействий, зависит не только от технического состояния рассматриваемого оборудования. На него оказывает влияние структурная значимость данного оборудования в объемлющей технической системе и конкретные условия ее функционирования (в том числе чисто ремонтного характера, например, оснащенность ремонтной базы, наличие ресурсов и др.).

Задача определения времени вывода в ремонт обследуемого оборудования промышленного предприятия включает в себя следующие стадии:

- определение состава выводимого в ремонт оборудования с учетом технологических взаимосвязей;
- определение потребности конкретного оборудования в объеме и сроке ремонта;
- определение ограничений по срокам и затратам (включая все виды обеспечения ремонта);
- подготовку графика вывода в ремонт, включающего в себя сроки остановов и их продолжительность.

Сущность этой задачи состоит в определении ремонтных программ оборудования с одновременным использованием нормативной базы и результатов оценок технического состояния изоляции. Такое сочетание информации позволяет наиболее полно использовать любую информацию о техническом состоянии оборудования, получаемую как с помощью систем диагностики, так и по экспертным оценкам.

Под ремонтными программами подразумеваются графики и сроки выполнения конкретных наборов ремонтных работ, наиболее полно отражающих динамику изменения технического состояния оборудования.

Диагностическими параметрами являются: наработка до отказа, время восстановления, наработка до появления повреждения, характеристики развития повреждения, предельно допустимые уровни повреждения.

В этой связи необходимо:

- создание базы данных по используемому электрооборудованию с информацией, отражающей состояние изоляции (время выхода из строя электротехнического оборудования, время плановых ремонтов, периоды наработки на отказ, режимы эксплуатации, отказаобразующие причины и т.п.);
- построение базы данных, где в качестве показателей фигурируют ключевые факторы, влияющие на работоспособность электрооборудования;

- создание базы данных по параметрам, полученным в результате диагностирования изоляции оборудования.

Ожидаемые результаты от внедрения:

- разработка системы сбора и обработки статистической информации о значениях показателей технического состояния электрооборудования;
- выполнение анализа накопленных эксплуатационных данных;
- проведение согласованной корректировки планов технического обслуживания и ремонта, которая позволит планировать и производить ремонты электрооборудования, исходя из его фактического технического состояния;
- оптимизация затрат на ремонт и обеспечение заданного технического состояния электрооборудования.

Таким образом, создание информационно-диагностического комплекса позволит оценивать текущее состояние эксплуатируемого электрооборудования и его остаточный ресурс.

Список литературы

1. Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. 240 с.
2. Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Доронин В.А. Диагностика и прогноз технического состояния оборудования целлюлозно-бумажной промышленности в рыночных условиях // Бумага, картон, целлюлоза. 1999. № 5.
3. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. 1996.
4. Попков В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. Л.: Судостроение, 1974. 218 с.
5. Вибродиагностика / Г.Ш. Розенберг, Е.З. Мадорский, А.И. Таджикибаев и др., СПб.: ПЭИПК, 2003. 284 с.
6. Павлов Б.В. Акустическая диагностика машин. М.: Машиностроение, 1971. 22 с.
7. Bennett S.M. and Patton R.J. Rapid prototyping of a sensor fault tolerant traction control system, IEEE Colloquium on Power Electronics, 21 Apr. 1997. P. 2/1–2/6.
8. Patton R.J. Robustness in model-based fault diagnosis: the 1995 situation, Proceeding on IFAC workshop, On-line fault detection and supervision in the chemical process industries. Newcastle UK. June 1995.
9. Таджикибаев А.И. Автоматизированные системы распознавания состояний электроустановок, СПб.: Энергоатомиздат, СПб. отделение 5, 2001. 176 с.
10. Информационная термография в энергетике / А.В. Афонин, Р.К. Ньюпорт, А.И. Таджикибаев и др. СПб.: ПЭИПК, 2000. 240 с.
11. Гребченко Н.В., Полковниченко Д.В. Экспериментальные исследования установившихся режимов работы асинхронных электродвигателей при наличии в них дефектов // Сборник научных трудов. ДонГТУ. Сер. Электротехника и энергетика. Вып. 17. Донецк: ДонГТУ. 2000. С. 110–114.
12. Нури Абделбассет. Диагностика короткозамкнутых роторов асинхронных электроприводов электротехнических комплексов: Дис... канд. техн. наук: 05.09.03. Донецк, 1997. 135 с.
13. W.T. Thomson and D. Rankin "Case Histories of Rotor Winding Fault Diagnosis in Induction Motors", 21st Int Conf Proc on Condition Monitoring, University College Swansea, March 1987.
14. Randy R. Schoen, Thomas G. Habetler, Farrukh Kamran, Robert G. Barthel "Motor Bearing Damage Detection Using Stator Current Monitoring" IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, VOL. 31, NO. 6, November/December 1995.
15. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. М.: Высшая школа, 1994.
16. Гашимов М.А., Гаджиев Г.А., Мирзоева С.М. Диагностирование неисправностей обмотки статора электрических машин // Электрические станции. 1998. № 11. С. 30–35.

Выбор и исследование привода шахтного робота-спасателя

Рассматриваются вопросы разработки привода шахтного робота-спасателя. Обосновывается выбор электродвигателя привода робота, приводятся результаты исследования свойств двигателя в переходных режимах. Решена задача синтеза системы управления электродвигателем привода.

Шахтный робот-спасатель

В Московском государственном горном университете по согласованию с ВГСЧ России ведутся работы по созданию семейства шахтных роботов-спасателей. Установлен набор функциональных свойств, которым должно обладать это семейство. В списке свойств функции основными являются:

- 1) измерение параметров состояния окружающей среды по трассе движения;
- 2) поиск живых людей и определение координат их местонахождения;
- 3) передача данных измерений и визуальной картины состояния выработок по трассе движения;
- 4) доставка полезного груза в зону чрезвычайного происшествия (ЧП);
- 5) разбор или разрушение небольших препятствий по трассе;
- 6) преодоление затопленных участков трассы;
- 7) осуществление коллективного взаимодействия роботов для преодоления препятствий;
- 8) осуществление интеллектуального взаимодействия роботов для обследования участка ЧП;
- 9) взаимопомощь и взаимная подзарядка роботов.

Предполагается, что эта группа роботов будет состоять из одного "главного" робота, имеющего относительно большие размеры и способного перевозить на себе некоторый полезный груз, а также снабженного манипулятором, и роботов-"помощников", имеющих относительно небольшие размеры.

На основании приведенного набора функций и функциональных моделей роботов [1, 2] разработана концепция "главного" робота, предусматривающая:

- оснащение его системой искусственного интеллекта;
- движение в забое с помощью автономного бортового привода;
- корректировку движения по сигналам датчиков или по команде оператора;
- питание робота от бортового источника;
- наличие гусеничного движителя;
- связь робота с оператором по радиоканалу;

- наличие манипулятора, используемого либо по команде оператора, либо по сигналу системы технического зрения;
- осмотр рабочей зоны автоматическим поворотом телекамеры;
- наличие датчиков температуры окружающей среды и содержания метана в окружающей робот атмосферу.

Выбор и исследование привода

Электропривод робота должен быть регулируемым, развивать достаточную мощность и момент на валу, потреблять небольшой ток от автономного источника питания. Привод предназначен для работы во взрывоопасной среде.

Для электропривода роботов предполагается использовать вентильный электродвигатель с возбуждением от постоянных магнитов. Такой выбор обусловлен допустимыми энергетическими характеристиками двигателей, невысокой стоимостью и допустимыми массогабаритными параметрами.

Исследование свойств электродвигателя в переходных режимах проведено с использованием обобщенной математической модели вентильного электродвигателя во вращающейся системе координат и представленной в относительных переменных [3, 4]:

$$\begin{aligned}
 0 &= \bar{i}_d + \bar{T}_s \left(\frac{d\bar{i}_d}{dt} - \bar{\omega} \bar{i}_q \right); \\
 \bar{u}_q &= \bar{i}_q + \bar{T}_s \left(\frac{d\bar{i}_q}{dt} + \bar{\omega} \bar{i}_d \right) + \bar{\omega}; \\
 \bar{T}_m \frac{d\bar{\omega}_m}{dt} &= \bar{m} - \bar{m}_H; \\
 \bar{m} &= \bar{i}_q; \\
 \bar{u}_q &= \frac{u}{U_b}; \quad \bar{i}_d = \frac{i_d}{I_b}; \quad \bar{m} = \frac{M}{M_b}; \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_b}; \\
 \bar{T}_s &= \frac{\omega_b L_s}{R_s}; \quad \bar{T}_m = \frac{J \omega_b^2}{M_b}; \quad \bar{t} = \omega_b t; \\
 U_b &= \sqrt{2} U_\phi; \quad I_b = \frac{U_b}{R_s}; \\
 \omega_b &= \frac{U_b}{\Phi_{0d}}; \quad M_b = 1,5 \Phi_{0d} I_b,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где U_b – фактическое и номинальное напряжения питания двигателя; \bar{u} – относительная единица напряжения; U_ϕ – фазное напряжение; Φ_{0d} – номинальный магнитный поток; R_s – сопротивление ста-

торной обмотки; L_s – индуктивность статорной обмотки; M , M_b – фактический и базовый моменты; \bar{m} , \bar{m}_n – относительный движущий момент и момент нагрузки; I_b – номинальный ток статора; ω_b – номинальная частота вращения вала; J – момент инерции, приведенный к валу двигателя; \bar{t} – относительное время; \bar{T}_s , \bar{T}_m – относительные постоянные электромагнитная и электромеханическая соответственно; \bar{i}_q , \bar{i}_d – проекции вектора тока статора на вращающиеся оси q и d , выраженные в относительных единицах; \bar{u}_q – проекция вектора напряжения статора на вращающуюся ось q , выраженная в относительных единицах; $\bar{\omega}_m$ – частота вращения вала двигателя, выраженная в относительных единицах.

Для "главного" робота выбран электродвигатель ДМБ-185-16-0,3-2, для которого

$$\begin{aligned} U_b &= 27 [\text{В}], \quad \Phi_{0d} = 0,11 [\text{Вб}], \\ I_b &= 150 [\text{А}], \\ \omega_b &= 242,95 [\text{с}^{-1}], \\ M_b &= 199,8 [\text{Н} \cdot \text{м}]. \end{aligned}$$

В этих условиях математическая модель двигателя принимает вид:

$$\begin{aligned} 0 &= \bar{i}_d + 0,729 \frac{d\bar{i}_d}{dt} - 0,729 \bar{\omega} \bar{i}_q, \\ \bar{u}_q &= \bar{i}_q + 0,729 \frac{d\bar{i}_q}{dt} + 0,729 \bar{\omega} \bar{i}_d + \bar{\omega}, \\ 4,431 \frac{d\bar{\omega}_m}{dt} &= \bar{m} - \bar{m}_n, \\ \bar{m} &= \bar{i}_q. \end{aligned} \quad (2)$$

Моделирование переходных процессов управления осуществлялось приложением Simulink программного пакета Matlab по схеме, представленной на рис. 1, а. Исследовался процесс разгона электродвигателя в режиме холостого хода и под номинальной нагрузкой. Результаты моделирования представлены на рис. 1, б, в.

Переходные процессы в двигателе носят колебательный характер, частота вращения вала двигателя значительно изменяется от момента нагрузки при разгоне и имеет место перегрузка по моменту и по скорости. В режиме нагрузки проекция тока статора не равна нулю, что приводит к значительному потреблению тока. Для устранения этого свойства использована двухканальная система подчиненного регулирования тока и частоты вращения привода. Синтез контуров осуществлен с использованием типовых регуляторов. В контур регулирования частоты введен нелинейный элемент для ограничения. Simulink – модель системы управления представлена на рис. 2.

Исследованы два способа настройки управляющих регуляторов: настройка на модульный оптимум и вариант "жесткой" настройки, при котором параметры регулятора скорости взяты много большими, чем

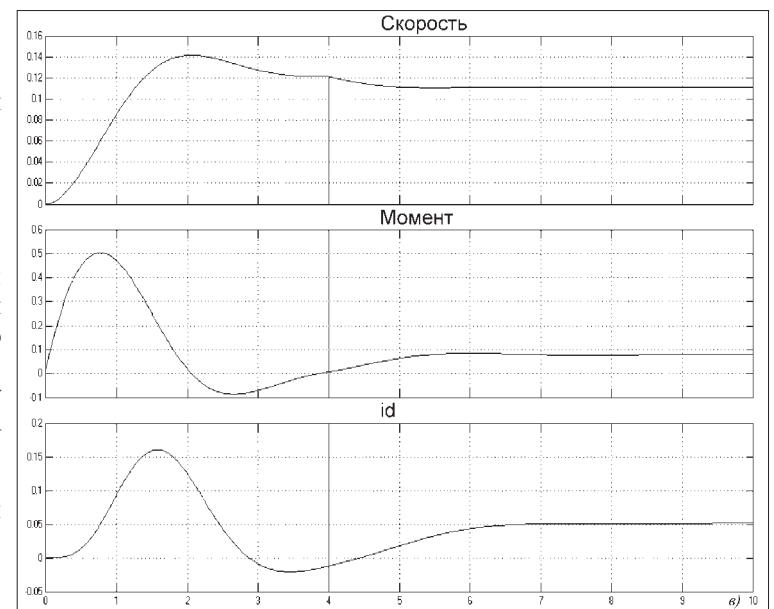
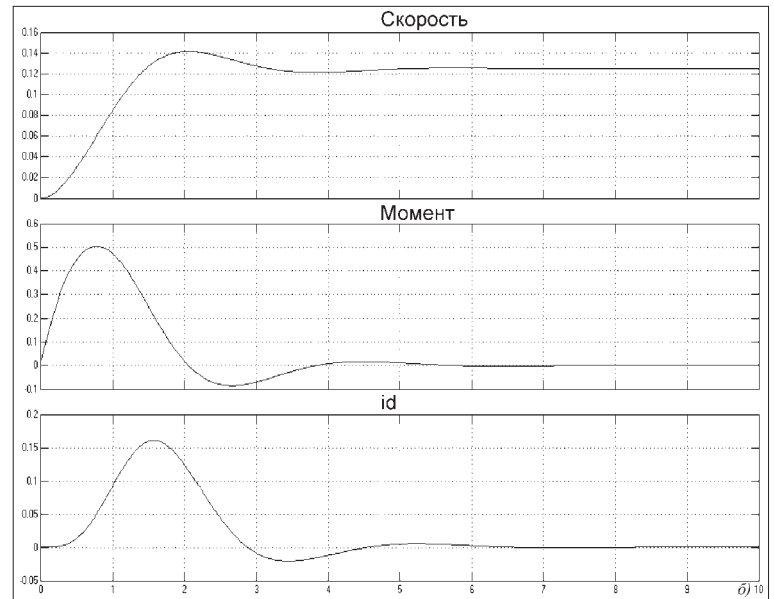
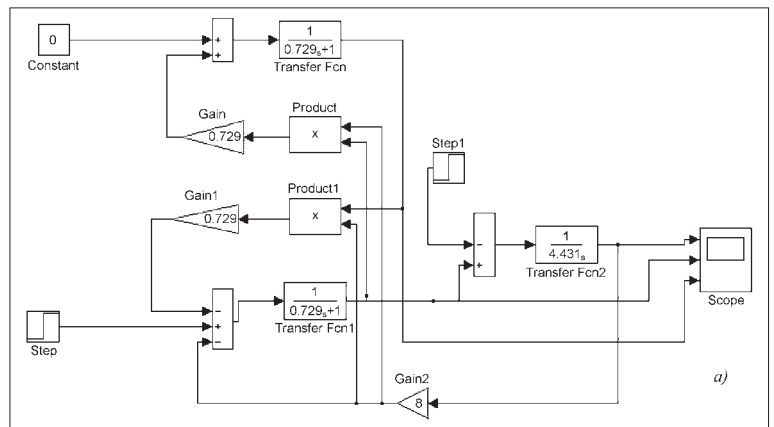


Рис. 1

рассчитанные по модульному критерию. Результаты моделирования представлены на рис. 3, а, б.

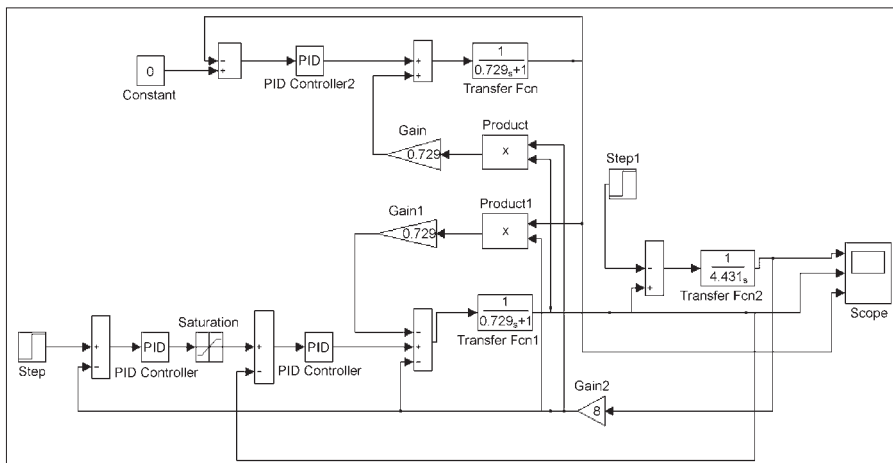


Рис. 2

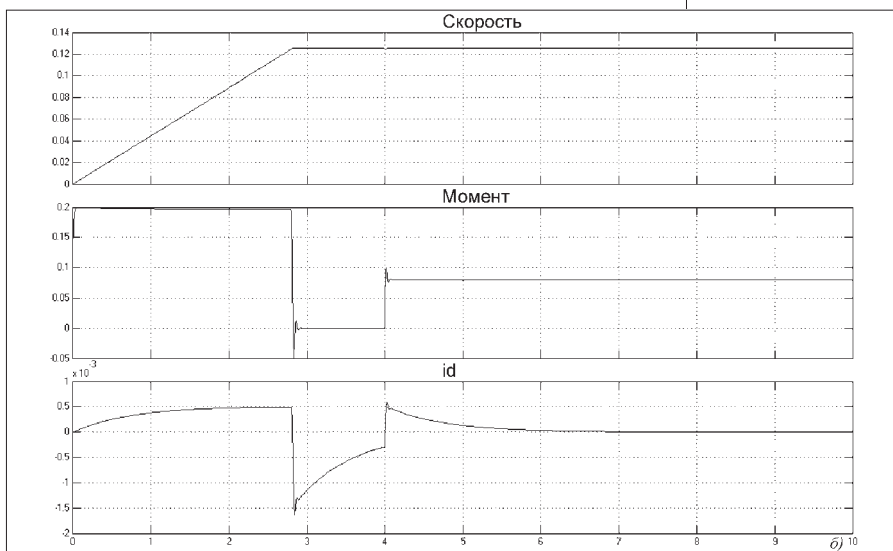
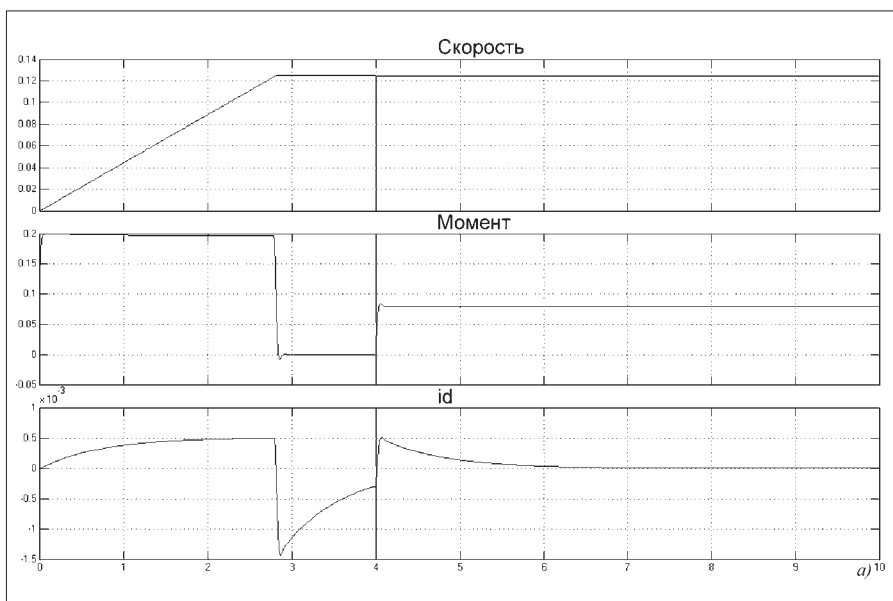


Рис. 3

Удалось добиться достаточно жесткой характеристики двигателя по скорости и сделать контур проекции тока статора астатическим по отношению к входному воздействию. Устранены перегрузки по пусковому току и скорости двигателя. "Жесткая" настройка регуляторов позволила получить более жесткую характеристику по скорости двигателя, чем при настройке на модульный оптимум, но влечет колебательный процесс изменения момента, развиваемого двигателем. Поэтому при реализации системы управления выбран вариант настройки системы на модульный оптимум.

В качестве элементной базы, на которой планируется реализация системы управления приводом робота, выбраны микропроцессорный контроллер фирмы Analog Devices ADUC7024 и микросхема Igatey 20цр60b [5, 6] в качестве автономного инвертора. Замыкание системы управления произведено с помощью индукционных датчиков тока ДТХ-50 и датчика положения ротора, выполненного на вращающемся трансформаторе 2.5БВТ-2. Определение текущей частоты вращения вала двигателя производится программно.

Список литературы

1. Конох В.Л. Шахтная робототехника. Кузбассвузиздат, 2000.
2. Каляев И.А., Макаров И.М., Юревич Е.И. и др. Интеллектуальные роботы. М.: Машиностроение, 2007.
3. Вербицкий Д.С., Кузнецов А.А., Романов А.В. Моделирование бесконтактного электродвигателя // Электротехнические комплексы и системы управления. 2006. № 1. С. 85–87.
4. Герман-Галкин С.Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0. СПб.: Корона принт, 2007.
5. Леонтьев А.Г. Микропроцессорные электромеханические системы. СПб.: Изд-во СПбГТУ. 2006 .
6. Wood P., Battello M., Keskar N., Guerra A. Интегрированный модуль для управления электроприводами. Рекомендации по применению. www.ifc.com

УДК 622.242 (043.3)

Ю.Д. Красников, д-р техн. наук, МГОУ

Мощные нетрадиционные ударные машины как основа экологически чистых, безопасных технологий и роста прибыли горных и строительных предприятий

Сформулированы технологические, экономические и экологические недостатки буровзрывных работ. Рассмотрены возможности ударного воздействия для разрушения горных пород.

Предложен вариант применения мощной ударной установки метательного действия.

В связи со всевозрастающими требованиями повышения экономической эффективности (прибыли) горных и строительных предприятий, улучшения экологической обстановки в районе горных и строительных работ, повышения уровня безопасности труда встает вопрос о поиске альтернативы буровзрывным работам (БВР), обладающим целым рядом недостатков, и переходе на другие высокопроизводительные, экологически чистые и безопасные технологии.

Недостатки БВР известны. Прежде всего это циклический характер процесса, сопровождающегося значительной потерей времени, низкий КПД взрыва, составляющий порядка 2...3 %, и вследствие этого большой расход взрывчатки, достигающий за один цикл нескольких тысяч тонн только по одному карьеру: БВР серьезно ухудшают экологическую обстановку и безопасность труда. Наконец, отметим многооперационность процесса, включающего операции бурения и расширения скважин, доставки, складирования и охраны взрывчатых веществ (ВВ) и материалов, изготовления взрывчатки, вторичной доставки ВВ от склада к месту ведения работ, зарядки скважин, изготовления подрывной сети, подготовки окружающей среды к взрыву (выключение электроэнергии, укрытие или эвакуация людей и техники, демонтаж линий электропередач и т.п.); собственно взрывание ВВ в скважинах. Далее следуют заключительные операции — восстановление линий электропередач, возвращение людей и техники на свои рабочие места, поветривание участка, дробление негабаритов и т.п.

Такая технология в горном деле не раз приводила как на открытых, так и, особенно, на подземных работах к тяжелым авариям и несчастным случаям с гибелью людей и техники. Проведение большинства перечисленных операций требует дополнительного

штата людей, техники, расходуемых материалов, складов, заводов (участков), где идет изготовление ВВ и т.д. Все эти факторы существенно повышают себестоимость продукции. Так, на Лебединском ГОКе на выполнение БВР затрачивается 11...14 руб. на каждую тонну скального массива и достигает по некоторым подсчетам 30 % от себестоимости. При этом затраты, связанные с устранением вредного влияния БВР на экологическую обстановку и безопасность труда на рабочих местах в карьере, в этих показателях не учитываются.

Следует отметить, что до настоящего времени в России для горных пород крепостью до 300 МПа единственным средством ведения массового разрушения таких крепких пород, в которых скорость распространения упругой волны превышает 2 км/с, были исключительно буровзрывные работы. Однако, как мы это отмечали [1, 2], реально создание сверхмощных ударных машин, энергия удара которых при КПД около 95 % может достигать значений $(1...3) \cdot 10^6$ Дж и более, и разрушения на их основе породного массива любой крепости, которое может происходить однооперационно с высокой производительностью без нарушения требований экологической и производственной безопасности. Таким образом, появляется альтернатива, позволяющая в большинстве случаев отказываться от буровзрывной технологии. Источниками энергии для этих ударных машин являются электроэнергия или для автономных машин — двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Что касается показателей эффективности разрушения горных пород при высокого уровня ударных воздействиях, то по этому вопросу следует обратиться к опыту работы динамических дробилок. В статье [3] приведена информация ученых СО РАН об изменении энергоемкости разрушения пород (свойства пород не даны) в динамических дробилках в зависимости от энергии удара инструмента. Из этих материалов следует, что с ростом энергии удара энергоемкость процесса разрушения породы снижается. При этом диаграмма *a*, как это показано на рис. 1, для динамических дробилок на участке с энергией удара около $0,138 \cdot 10^6$ Дж переходит в диаграмму *b*. Это говорит о том, что, начиная с указанной энергии, интен-

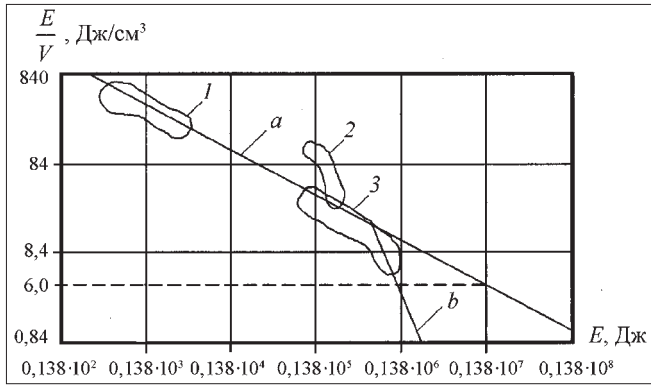


Рис. 1. Зависимость энергоемкости разрушения пород от энергии удара для характерных областей:

1 – бурильный молоток фирмы "Джой"; 2 – "падающие бабы"; 3 – динамические дробилки; а – общая зависимость; б – зависимость при энергии удара более $0,138 \cdot 10^6$ Дж

сивность разрушения породы растет. В ударных установках метательного действия с энергией удара $(1...3) \cdot 10^6$ Дж согласно диаграмме *b* удельная энергоемкость процесса $w_{уд}$ будет порядка 6 Дж/см^3 или $0,556 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$.

Следует, однако, заметить, что перенос полученных для динамических дробилок результатов на процесс разрушения пород в массиве недостаточно обоснован по следующим основным причинам. Во-первых, в дробилку попадает порода, уже ослабленная предшествующим процессом взрывных работ в массиве; во-вторых, дробимый кусок породы имеет несколько открытых поверхностей – все это облегчает ее дробление, в то же время куски породы различной крупности в пространстве дробилки образуют упруговязкий конгломерат, который поглощает энергию удара, что снижает эффективность дробления. При всех этих особенностях разрушение кусков породы в дробилках идет нерационально, так как ударный инструмент – била, воздействует на куски породы с различными случайными углами атаки к их поверхностям, что подчас ведет не к дроблению кусков, а к истиранию как породы, так и самого инструмента. Это ведет, в свою очередь, к снижению срока службы инструмента и увеличению энергоемкости процесса. Таким образом, при работе такой дробилки одновременно протекают процессы, которые как увеличивают, так и уменьшают энергоемкость процесса и поэтому приведенными данными можно пользоваться только для предварительных расчетов.

Рассмотрим в качестве примера один из вариантов применения мощной ударной установки метательного действия (УМД) на рыхлителе статического действия [4]. На рис. 2 приведена одна из наиболее возможных конструктивных схем ударного исполнительного органа метательного типа с рабочим инструментом в виде плиты (билы), наносящего своим ребром удары по породному массиву. Источником энергии ударного исполнительного органа метательного типа является силовая оболочка, наполненная газом (в нашем случае воздухом), – пневмопружина 3 сифонного типа, ко-

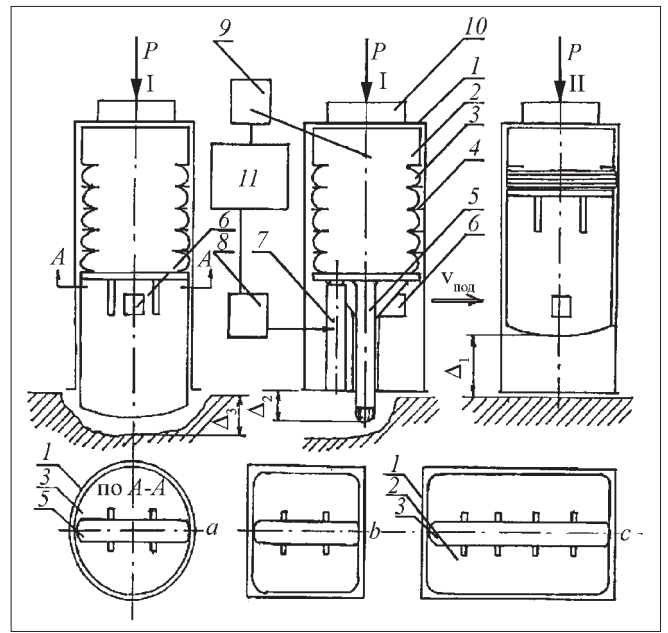


Рис. 2. Схема ударной установки метательного действия:

I – после нанесения удара; II – в предударном состоянии: 1 – корпус; 2 – ресивер; 3 – пневмопружина; 4 – бандаж; 5 – била; 6 – стопорное устройство; 7 – гидроцилиндр; 8 – блок управления гидроцилиндров; 9 – блок управления пневмопружиной; 10 – демпфирующее устройство; 11 – микропроцессорный блок; Δ_1 – длина разгона билы; Δ_2, Δ_3 – максимальный вылет билы, толщина разрушенного слоя

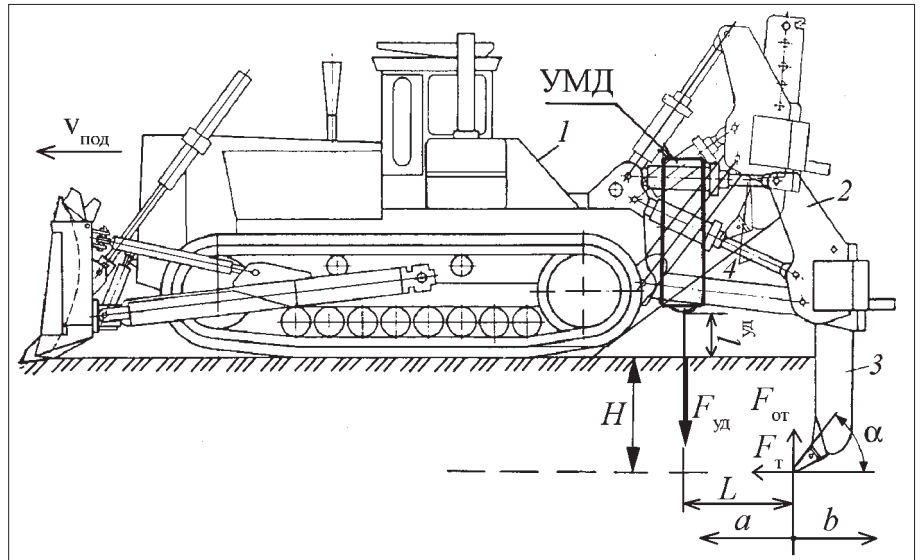
торая может быть как круглого, так и квадратного, прямоугольного (эти сечения представлены на рис. 2), кольцеобразного, дугообразного и т.п. сечений.

Для увеличения поперечной прочности пневмопружины, увеличения устойчивости ее движения и повышения эффективности охлаждения используют стальные бандажы 4. Взвод пневмопружины 3 в предударное положение производится гидроцилиндром 7 (в общем случае гидроцилиндров может быть несколько). Удержание билы в предударном положении обеспечивается стопорным устройством 6. Для взведения пневмопружины в предударное положение могут быть применены не только гидроцилиндры, но также гидромоторы, электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания и пневмодвигатели с использованием разного рода механических устройств – цепных, рычажных, кулачковых и т.д., которые позволяют в ряде случаев исключить стопорные устройства.

Частота возвратно-поступательного движения, энергия удара билы E и скорость подачи машины на забой $v_{под}$ регулируются микропроцессорным блоком управления 11 путем изменения производительности гидронасоса, исходного давления воздуха в пневмопружине и длины участка разгона ударного инструмента. Микропроцессорный блок управления может обрабатывать программы, обеспечивающие максимальную производительность процесса, минимальную его энергоемкость, рациональную крупность фракции, что важно при разрушении породных масси-

Рис. 3. Схема динамического рыхлителя с бульдозерным оборудованием:

1 – базовый трактор; 2 – навесное устройство; 3 – зуб (зубья); 4 – гидроцилиндр рыхлителя; УМД – ударная установка метательного действия с энергией удара до $1,5 \cdot 10^6$ Дж; a – зона массива с уступом; b – зона подошвы уступа; H – глубина рыхления; L – шаг ударного воздействия билы УМД; $l_{уд}$ – расстояние, на котором происходит разгон билы УМД пневмоаккумулятором; $v_{под}$ – скорость движения базовой машины; F_T – тяговое усилие базовой машины; $F_{от}$ – сила на зубе при отдаче корпуса УМД в момент разгона, что приводит к появлению усилия отрыва зубом стружки толщиной H от массива



вов и последующем транспортировании полученного материала ленточными конвейерами. Для защиты исполнительного органа от негативных последствий реакции инструмента предусмотрено упругодемпфирующее устройство 10.

Если взять указанные выше данные по энергоёмкости дробления в динамических дробилках как предварительные, то тогда при длительной мощности N привода УМД

$$N = \frac{E_{уд}}{1020 t_{уд} \eta}, \quad (1)$$

где $E_{уд}$ – энергия удара, Дж; $t_{уд}$ – время цикла, с; $\eta = 0,95 \dots 0,98$, равной 500 кВт (энергия удара 10^6 Дж за время 2 с), и мощности двигателя базовой машины рыхлителя N_p [4], на которой установлена УМД (рис. 3), также 500 кВт, то производительность Q такой машины по ударному разрушению массива

$$Q = \frac{(N + N_p) T}{W_{уд}}, \quad (2)$$

где T – время работы рыхлителя с УМД, ч, составит около 1800 т/ч, и при этом будет израсходовано 1000 кВт·ч электроэнергии, или при тарифе на электроэнергию 1,8 руб./(кВт·ч) – примерно 1 руб./т.

В установке УМД в качестве пневмоаккумулятора энергии может быть применена наполненная сжатым воздухом силовая оболочка с примерными размерами: длина – 1500 мм, ширина – 1000 мм из резинометаллокорда с активной прямоугольной площадью контакта с рабочим инструментом – биллой, равной 1500×1000 мм [1]. Била выполнена из листа марганцовистой стали толщиной 100 мм и длиной ребра 1500 мм. При среднем давлении воздуха в оболочке 1 МПа усилие, развиваемое этой оболочкой на билу и одновременно на корпус установки, достигает 150 тс (1500 кН). Изменяя давлe-

ние воздуха в пневмоаккумуляторе и частоту ударов, можно изменять мощность УМД.

На рис. 3 приведен в качестве примера один из вариантов компоновки УМД на базе рыхлителя статического действия. Здесь била длиной 1,5 м расположена перпендикулярно продольной оси трактора на расстоянии билы $l_{уд}$ от уровня стояния трактора около 0,7...1 м.

Для массового поточного дробления породных массивов потребуется агрегат с базой, аналогичной по конструкции базе агрегата типа КСМ фирмы Круппа, на которой может быть смонтировано, например, 3–4 УМД, электроприводы, маслостанции, редукторы, погрузочные устройства и конвейер для передачи горной массы на магистральный конвейер или в автосамосвал и т.д., кабина оператора, система управления, контроля и диагностики на базе микропроцессорной техники. При четырех УМД ширина захвата такого агрегата составит 6 м, а глубина снимаемого слоя – 2 м.

Работа такого динамического рыхлителя (или агрегата) состоит из четырех этапов (см. рис. 2). Во-первых, это сжатие [2] гидроцилиндрами УМД пневмоаккумулятора (пневмопружины) и удержание стопорным устройством билы в предупредном состоянии. При этом (см. рис. 3) за счет тягового усилия F_T , веса трактора и геометрии зуба (угол α) последний будет заглубляться в нарушенный от предыдущих ударов трещинами массив, увеличивая толщину слоя H . Далее после срабатывания стопорного устройства следует разгон билы пневмоаккумулятором на пути $l_{уд}$. Этот этап сопровождается появлением усилия отдачи $F_{от}$ на корпусе УМД, который жестко передается на зуб рыхлителя, что ведет к отрыву от массива породного слоя толщиной H с усилием согласно расчетам 120...150 тс (1200...1500 кН). Учитывая, что сопротивляемость пород растяжению примерно в 6–10 раз ниже сопротивляемости сжатию, то можно ожидать, что работа зуба рыхлителя на отрыв будет эффективно снижать энергоёмкость разрушения породы. В конце пути разгона $l_{уд}$ била воздействует на массив со

скоростью удара $v_{уд}$, равной около 60 м/с и усилием $F_{уд}$, величина которого зависит от энергии удара и жесткости контакта била с породным массивом. Все это должно привести к разрушению блока длиной L и толщиной H с защемленными боковыми поверхностями и активному трещинообразованию в массиве. Разрушению этого блока будет способствовать также тяговое усилие F_T и накопленные усталостные повреждения (трещины) от предыдущих ударов.

Анализ показывает, что усилие отрыва $F_{от}$ будет в рассматриваемой системе больше вертикальной составляющей от силы тяги трактора F_T ; один удар с энергией $1,5 \cdot 10^6$ Дж при КПД, равном 0,95, будет эквивалентен по энергии импульса 15 кг ВВ при работе в скважине с КПД 2...3 %; в установившемся режиме слой массива толщиной H будет испытывать знакопеременную нагрузку высокого уровня, что ослабит сопротивляемость этого слоя разрушению.

Существуют оптимальные соотношения между параметрами L , H , $F_{уд}$, F_T , $v_{уд}$ и скоростью подачи $v_{под}$ базовой машины, частотой ударов, при которых устанавливаются режимы работы, обеспечивающие низкую энергоемкость или нужный состав по крупности горной массы.

Если предположить, что энергоемкость разрушения за счет мощного ударного воздействия, быстрого накопления усталостных повреждений породы и проявления при этом процесса отрыва части массива с усилием около 120...150 тс, снизится не в 10, а только в 5 раз и для скальных пород составит примерно 0,1 кВт·ч/т, то тогда за 1 ч работы производительность машины будет согласно уравнению (2) около 10 000 т породы. Это означает также, что для скальной породы при глубине рыхления $H = 1,5$ м и площади сечения разрушенной части массива 4 м^2 динамический рыхлитель за 1 ч пройдет путь 825 м, за 1 мин 13,5 м, за один удар 0,46 м. Себестоимость дробления такого массива при этом составит 0,2 руб./т. Добавляя к этой величине удельные затраты на зарплату, материалы и др., можно сравнить полученную величину с аналогичными затратами при технологии с БВР для Лебединского ГОКа. Согласно предварительным расчетам экономический эффект от применения рыхлителя с УМД составит несколько сотен миллионов рублей в год.

Таким образом, отказ от БВР и переход на однооперационное механическое разрушение массива на базе мощных ударных установок нетрадиционного типа позволит получить на ГОКах значительный экономический эффект при улучшении экологической обстановки и повышении уровня безопасности труда. Для конкретного ответа на вопрос о реальной энергоемкости

процесса разрушения мощными ударными установками нетрадиционного типа нужен промышленный эксперимент. Но уже при существующих данных имеются все основания для того, чтобы серьезно рассмотреть возможность замены в подходящих для этого горных условиях циклического, многооперационного, экологически вредного и опасного процесса буровзрывного разрушения породных массивов, на однооперационный процесс массового поточного механического разрушения массива мобильными агрегатами или рыхлителями с мощными нетрадиционными ударными установками, которые могут быть увязаны с непрерывными видами транспорта, например, ленточными или пластинчатыми конвейерами.

Мощные ударные установки УМД, как показывают исследования, могут в составе проходческих комплексов быть использованы и при безвзрывном скоростном проведении подземных горных выработок ударно-вращательным способом в породах высокой крепости [1]. В этом случае открываются перспективы, например, комбинированного способа разработки месторождений открыто-подземным способом с прохождением системы рудоспускных наклонных выработок для транспортирования самотеком под действием собственного веса отбитой горной массы из добычных или вскрышных участков к центральной фабрике, которая, кстати, также может быть построена под землей. Все сказанное может изменить системы разработки на карьерах и угольных разрезах, упростить раскройку полей месторождений, избавиться от влияния капризов природы, что в совокупности даст рост прибыли предприятий и улучшение экологии и безопасности труда на карьерах и разрезах. Все это открывает перспективы для горных технологов, маркшейдеров, геомехаников в деле разработки новых технологических схем работы горных предприятий, организации производства, для конструкторов и горных машиностроителей.

Список литературы

1. Красников Ю.Д. Состояние проблемы "крупного скола" горных пород // Горное оборудование и электромеханика. № 3. 2007. С. 41–43.
2. Красников Ю.Д., Бафталовский В.Е., Разуваева В.В. Нетрадиционные ударные машины для горной промышленности и строительства // Горное оборудование и электромеханика. № 4. 2007. С. 41–44.
3. Войцеховская Ф.Ф. Некоторые эмпирические зависимости ударного разрушения горных пород. ФТПРПИ № 6. 1991.
4. Захарчук Б.З., Телушкин В.Д., Шлойдо Г.А., Яркин А.А. Бульдозеры и рыхлители. М.: Машиностроение, 1987. 240 с.

Механизм и закономерности процесса эрозионного разрушения горных пород под действием гидроабразивной струи

Рассмотрена полуэмпирическая математическая модель процесса эрозии поверхности горных пород под действием гидроабразивной струи, получаемой по способу увлечения абразива, основывающаяся на методах теории подобия и размерностей, механики хрупкого разрушения и на анализе качественных закономерностей взаимодействия высокоскоростной гидроабразивной струи с поверхностью хрупкого материала.

Успехи в области создания установок для гидроабразивного резания и изучения закономерностей процесса взаимодействия таких струй с материалом, достигнутые в последние годы в России и других странах, убедительно доказывают, что гидроабразивная струя является эффективным и безопасным инструментом для разрушения горных пород любой крепости и других твердых абразивных материалов.

Анализ опыта применения гидроабразивных струй в различных областях техники [1] показывает, что применительно к горным породам наиболее целесообразно использовать гидроабразивный инструмент, принцип действия которого основан на так называемом способе увлечения абразива. Сущность этого способа сводится к следующему. Твердые абразивные частицы (рис. 1), поступающие по каналу подвода абразива 2, увлекаются высокоскоростным потоком воды, истекающим из струеформирующей насадки 1, в смесительную камеру 3 гидроабразивного инструмента. Образовавшаяся смесь направляется затем через конфузур 4 в коллиматор 5, где абразивные частицы получают необходимое ускорение от потока воды, в результате чего образуется высокоскоростная гидроабразивная струя 6, перемещающаяся с определенной скоростью относительно породного массива 7 и взаимодействующая с ним. В результате такого взаимодействия в породном массиве образуется щель глубиной h .

Разрушение породного массива при гидроабразивном способе носит эрозионный характер и заключается в последовательном и непрерывном уносе объема (массы) материала гидроабразивной струей в единицу времени [2].

Большой вклад в изучение эрозионного разрушения различных материалов внесли А.Г. Evans, К. Faber, I. Finnie, М. Hashish, М. Hessling, Т.Т. Kim, Н. Oweinah, G.L. Sheldon, D.A. Summers, J. Zeng, P.A. Тихомиров и другие ученые, которые исследовали механизм хрупкого разрушения под воздействием твердых частиц. Это

позволило им на основе теории возникновения и роста трещин с учетом механики внедрения частиц, приводящих в совокупности к образованию изолированного от основного материала фрагмента и его последующему удалению, получить приблизительные соотношения для определения скорости эрозии. Однако применение этих зависимостей на практике затруднительно, поскольку каждая из них содержит параметры, процедуры определения которых или не указаны, или требуют проведения дополнительных трудоемких экспериментальных или сложных теоретических исследований по установлению закономерностей эрозионного разрушения хрупких материалов, что исключает возможность их использования в существующем виде при прогнозировании процесса гидроабразивного разрушения горных пород.

Процесс эрозии при гидроабразивном резании горных пород с учетом присущих ему особенностей (см. рис. 1) определяется следующими основными факторами: геометрическими параметрами инструмента, к которым относятся диаметр отверстия d_k и длина l_k коллиматора; гидравлическими параметра-

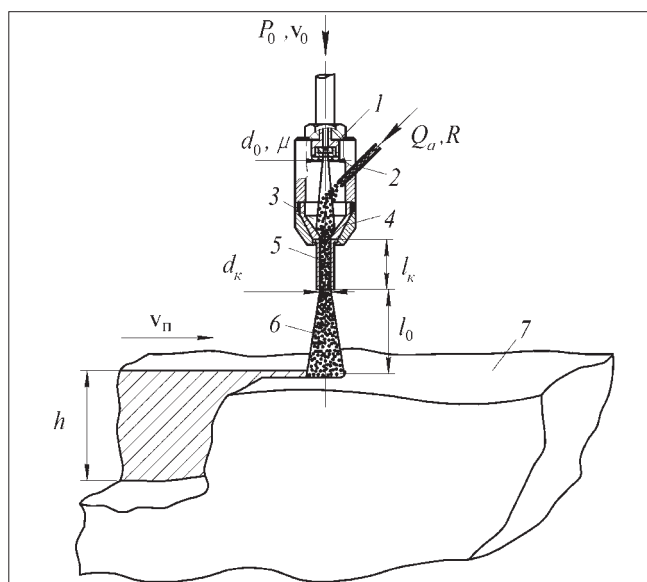


Рис. 1. Схема гидроабразивного резания горных пород по способу увлечения абразива:

1 – струеформирующая насадка; 2 – канал подвода абразива; 3 – смесительная камера; 4 – конфузур (фокусирующая труба); 5 – коллиматор; 6 – гидроабразивная струя; 7 – породный массив

ми инструмента, включающими давление воды перед струеформирующей насадкой P_0 и ее скорость v_0 , диаметр отверстия струеформирующей насадки d_0 и коэффициент расхода насадки μ , определяющими массовый расход воды в единицу времени Q_w ; режимными параметрами процесса, куда входят массовый расход абразива в единицу времени Q_a , скорость перемещения инструмента над поверхностью породы v_n , расстояние между срезом коллиматора и поверхностью породы l_0 , а также характеристиками используемого абразива и механическими свойствами горной породы.

В качестве основного критерия оценки эффективности процесса гидроабразивного резания горных пород может быть принят показатель скорости эрозии W , т.е. скорости приращения объема удаляемого материала в единицу времени.

Большинство известных теорий (математических моделей), описывающих эрозионное разрушение, основано либо на аналитическом, либо на эмпирическом методах исследований. Как показывает анализ [2], построение математической модели процесса эрозии горных пород методами механики деформируемого твердого тела является очень сложной и к настоящему времени пока нерешенной задачей. Наиболее целесообразен в этом случае полуэмпирический метод построения математической модели, основывающийся на ряде базисных соотношений, соответствующих физической картине процесса, где некоторые параметры определяются экспериментально.

Поэтому предлагаемая полуэмпирическая математическая модель базируется на использовании методов теории подобия и размерностей [3], механики хрупкого разрушения [4] и основана на анализе качественных закономерностей взаимодействия высокоскоростной гидроабразивной струи с поверхностью материала [1], что позволяет раскрыть и описать механизм эрозии, а также определить закономерности уноса объема материала в единицу времени. При этом принимается, что при эрозионном резании горных пород гидроабразивной струей следует учитывать только эрозионное действие абразивных частиц [5], в то время как эрозионным действием воды можно пренебречь. В этом случае функция потока воды заключается в осуществлении ускорения частиц абразива, а также в обеспечении удаления частиц разрушаемой горной породы и отработанного абразива из обрабатываемой области.

Горные породы, подвергаемые эрозии, являются хрупкими (для них справедлив закон Гука вплоть до разрушения) [6]. Процесс эрозии при математическом моделировании рассматривается как результат бомбардировки упругого полупространства абсолютно твердыми частицами абразива.

При построении математической модели, как и в ряде других работ, было принято, что частицы абразива являются телами сферической формы, обладающими одинаковыми массой, радиусом и скоростью [7], а в единицу времени на единицу площади обрабатываемой горной породы попадает одинаковое количество абразивных частиц, равноудаленных друг от друга (в

такой идеализированной схеме не учитываются факторы, имеющие стохастическую природу).

Дальнейшая идеализация процесса основана на экспериментально установленном факте, что взаимодействие между трещинами, возникающими от соседних ударов частиц абразива, пренебрежимо мало [8]. При этом скорость эрозии определяется просто суммированием уноса объема материала при отдельных ударах. Таким образом, задача определения скорости эрозии распадается на две: задачу определения объема отколовшегося куска при одиночном ударе абразивной частицы и задачу суммирования этих объемов по времени.

Объем материала, разрушаемый при ударе одной частицы w , можно представить в виде

$$w = f(R, \rho, v, E, \nu, J_c), \quad (1)$$

где R , ρ и v – радиус, плотность и скорость частицы абразива соответственно; E и ν – модуль Юнга и коэффициент Пуассона соответственно, характеризующие упругие свойства горных пород, которые при построении математической модели принимаются изотропными и однородными; J_c – критическое значение J -интеграла (интеграла Эшелби-Черепанова-Райса) – значение энергии, необходимой для увеличения площади поверхности трещины на единицу [4].

Анализ зависимости (1) позволил установить, что величины R , ρ имеют независимые размерности. С учетом этого и на основании П-теоремы методов теории подобия и размерностей [3] зависимость (1) примет следующий, более простой, вид:

$$\frac{w}{R^3} = f\left(\frac{E}{\rho v^2}, \nu, \frac{J_c}{R \rho v^2}\right). \quad (2)$$

Однако выражение (2) неудобно для анализа. Восстановление функции f требует обширной экспериментальной программы. Поэтому необходимо его упростить, используя некоторые гипотезы.

Очевидно, что в зависимости от жесткости разрушаемого материала частицы абразива с одними и теми же характеристиками R , ρ и v будут внедряться в него на разную глубину. Эта глубина определяется константами упругости горных пород E и ν . Предположим, что разрушенный объем w прямо пропорционален объему той части абразивной частицы – шарика радиусом R , – которая внедрилась в материал. Объем части сферы, внедренной в массив (упругое полупространство) (рис. 2), с учетом того, что глубина внедрения сферы мала $\left(\frac{\delta}{R} \ll 1\right)$, можно определить по формуле

$$w_* = \pi R \delta^2, \quad (3)$$

где δ – максимальная глубина внедрения сферы.

На основании допущения о том, что соотношение между силой контакта P (см. рис. 2) и максимальной

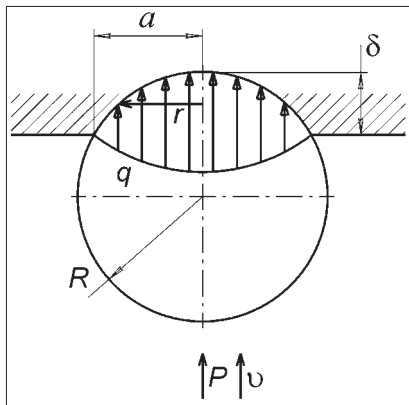


Рис. 2. Внедрение абсолютно твердой сферической частицы в упругое полупространство: q – контактное давление; r – радиальная координата; a – радиус контактной площадки

глубиной внедрения δ остается при ударе таким же, как и в статике, получено следующее выражение:

$$\delta = R \left(\frac{5\pi(1-\nu^2)\rho v^2}{4E} \right)^{\frac{2}{5}}. \quad (4)$$

С учетом сделанных предположений и формул (3) и (4) соотношение (2) преобразуется к виду

$$\frac{w}{w_*} = f \left(\frac{J_c}{R\rho v^2} \right). \quad (5)$$

Выражение (5) выгодно отличается от зависимости (2), так как является функцией только одной переменной. Его анализ показывает, что эта функция монотонно убывает (чем выше прочность материала, тем меньше разрушенный объем). При некотором критическом (пороговом) значении аргумента функция обращается в нуль (разрушения не происходит). В противоположном случае, когда аргумент стремится к нулю, разрушенный объем неограниченно растет – функция стремится к бесконечности.

Качественный характер зависимости (5) представлен на рис. 3, из которого следует предположение о том, что эта функция является степенной и имеет вид

$$\frac{w}{w_*} = A \left(\frac{J_c}{R\rho v^2} \right)^{-\beta}, \quad (6)$$

где A и β – константы, которые определяются экспериментально (рис. 4).

Необходимо отметить, что при хрупком разрушении вместо прочностной характеристики материала J_c можно использовать другую – вязкость разрушения k_{IC} [4], связанную с J_c формулой

$$J_c = \frac{(1-\nu^2)k_{IC}^2}{E}. \quad (7)$$

С учетом зависимостей (6), (4), (3) и (7) объем материала, унесенного при ударе одной абразивной частицы, определяется по формуле

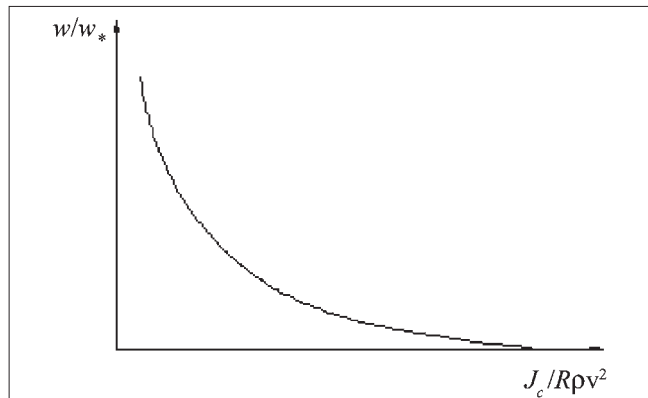


Рис. 3. Зависимость разрушаемого объема от прочностных свойств материала

$$w = A \left(\frac{5}{4} \right)^{\frac{4}{5}} \pi^{\frac{9}{5}} (1-\nu^2)^{\left(\frac{4}{5} - \beta \right)} E^{\left(\beta - \frac{4}{5} \right)} \rho^{\left(\frac{4}{5} + \beta \right)} k_{IC}^{-2\beta} \times \quad (8)$$

$$\times R^{(3+\beta)} v^{\left(\frac{8}{5} + 2\beta \right)}.$$

При определении скорости эрозии поверхности горных пород под действием множества абразивных частиц процесс разрушения рассматривается как непрерывный. Это означает, что целочисленную переменную n (число частиц абразива) допустимо заменить действительной переменной, изменяющейся непрерывно. Поскольку ударяющихся частиц достаточно много, предыдущее утверждение является справедливым.

Предполагается, что за промежуток времени dt о поверхность ударилось dn частиц. Очевидно, что разрушенный ими объем массива будет равен

$$dW = wdn. \quad (9)$$

Тогда скорость эрозии определится формулой

$$\dot{W} = \frac{dW}{dt} = w \frac{dn}{dt}. \quad (10)$$

Величина w , входящая в правую часть, считается известной [см. формулу (8)], поэтому необходимо найти производную $\frac{dn}{dt}$. Предполагается, что скорость

частиц абразива v в момент встречи с преградой равна скорости их вылета из коллиматора (см. рис. 1) и совпадает со скоростью гидроабразивной струи. Это допущение тем точнее, чем ближе срез коллиматора к разрушаемой поверхности.

Далее принимается допущение, что поток частиц, вылетающих из коллиматора, является течением некоторой гипотетической жидкости плотностью ρ_* . Тогда за время dt через коллиматор диаметром d_k пройдут частицы абразива массой

$$dm = \rho_* \frac{\pi d_k^2}{4} v dt. \quad (11)$$

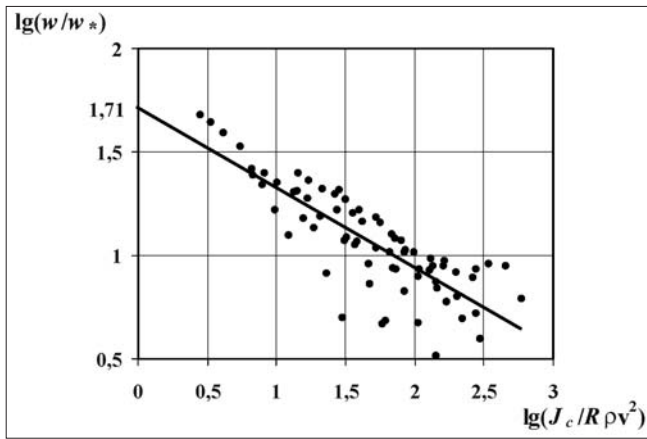


Рис. 4. Зависимость разрушенного объема от прочностных свойств горных пород в логарифмических координатах

С другой стороны, их масса будет равна

$$dm = \rho \frac{4}{3} \pi R^3 dn. \quad (12)$$

Приравняв зависимости (11) и (12), получим выражение

$$\frac{dn}{dt} = \frac{3 \rho_* d_k^2}{16 \rho R^3} v. \quad (13)$$

Подставив соотношение (13) в уравнение (10), получим

$$\dot{W} = \frac{3}{16} w \frac{\rho_*}{\rho} \frac{d_k^2}{R^3} v. \quad (14)$$

Параметры ρ_* и v , входящие в выражение (14), зависят от геометрических, гидравлических и режимных параметров гидроабразивного инструмента и определяются экспериментально.

Формула (14) представляет собой решение поставленной задачи – определение зависимости скорости эрозии поверхности горных пород от их механических характеристик и параметров гидроабразивной струи.

Определение плотности гидроабразивной струи ρ_* и скорости абразивных частиц v , а также численных значений эмпирических параметров A и β , входящих в уравнение (8), проводится экспериментальным путем. Опыты выполнялись на специально разработанной стендовой установке [1], состоящей из приводного насосного блока, водяного насосного блока низкого давления, преобразователя давления мультипликаторного типа, гидроабразивного инструмента с системой дозированной подачи абразива и системы крепления и перемещения породных образцов с заданной скоростью.

Для определения указанных выше величин выполнен комплекс экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проводились при

следующих параметрах: $P_0 = 30 \dots 60$ МПа, $d_0 = 0,4$ и $0,8$ мм, $d_k = 3,5$ и $5,5$ мм, $l_k = 65$ мм, $l_0 = 6$ мм, $v_n = 12,5$ м/мин. В качестве абразива использовались кварцевый, электрокорундовый и гранатовый пески. Плотность кварцевого песка ρ составляла 2640 кг/м³, а радиус его отдельных частиц R равнялся $0,15$ мм. Для электрокорундового песка эти показатели составили $\rho = 3500$ кг/м³ и $R = 0,06$ мм, а для гранатового – $\rho = 4300$ кг/м³ и $R = 0,5$ мм.

Разрушению подвергались блоки мрамора с механическими свойствами: вязкость разрушения k_{IC} равнялась $19,76$; $42,17$ и $65,1$ Н/мм^{3/2}, модуль Юнга E составлял $2,2 \cdot 10^8$; $4,1 \cdot 10^8$ и $4,7 \cdot 10^8$ Па, а коэффициент Пуассона ν – $0,19$; $0,2$ и $0,218$ соответственно.

Плотность гидроабразивной струи ρ_* и скорость абразивных частиц v [см. формулу (14)] определялись по формулам

$$\rho_* = \frac{\Delta M}{\Delta V}; v = \frac{4}{\pi d_k^2 \rho_*} \frac{\Delta M}{\Delta t} = \frac{4}{\pi d_k^2} \frac{\Delta V}{\Delta t}, \quad (15)$$

где ΔV и ΔM – объем гидроабразивной жидкости, вытекающей из коллиматора (замерялся в ходе каждого опыта при помощи мерной емкости) за время Δt , и масса содержащегося в ней абразива (рассчитывалась через плотность абразива и его объем, который замерялся в ходе каждого опыта) соответственно.

Кроме того, в каждом опыте замерялась скорость эрозии.

Для удобства обработки экспериментальных данных и нахождения констант A и β уравнение (6) путем логарифмирования преобразовано в уравнение прямой (см. рис. 4):

$$\lg \left(\frac{w}{w_*} \right) = \lg A - \beta \lg \left(\frac{J_c}{R p v^2} \right). \quad (16)$$

Положение прямой определяется двумя параметрами A и β , значения которых устанавливались в результате регрессионного анализа. Значение коэффициента A определялось точкой пересечения прямой с осью $\lg \left(\frac{w}{w_*} \right)$, а коэффициента β – значением тангенса

угла наклона прямой к оси $\lg \left(\frac{J_c}{R p v^2} \right)$.

По экспериментальным значениям параметров ρ_* , v и скорости эрозии \dot{W} определялся объем разрушенной породы при ударе одной частицы w с использованием зависимости (14). С учетом этого, а также зависимости (4), (3) и (7) полученное в результате регрессионного анализа уравнение прямой, содержащее искомые величины, имеет следующий вид:

$$\lg \left(\frac{w}{w_*} \right) = -0,386 \lg \left(\frac{J_c}{R p v^2} \right) + 1,71, \quad (17)$$

из которого следует, что $A = 51,8$ ($\lg A = 1,71$), а $\beta = 0,39$.

Коэффициент корреляции для зависимости (17) составил 0,83, а коэффициент вариации – 13 %. Вычисленное значение критерия Фишера $F = 157,01$ при его критическом значении $F_{0,05}^* = 3,88$ указывает на значимость уравнения регрессии (17). Значения коэффициентов в уравнении (17) выдерживают проверку на значимость по критерию Стьюдента.

С учетом полученных значений коэффициентов A и β выражение для определения объема материала, унесенного при ударе одной абразивной частицы (8), примет вид

$$w = 51,78 \left(\frac{5}{4} \right)^{\frac{4}{5}} \pi^{\frac{9}{5}} (1-v^2)^{0,41} E^{-0,41} \rho^{1,19} k_{IC}^{-0,78} R^{3,39} v^{2,38}. \quad (18)$$

В выражении (18) значения показателей степени при R , равном 3,39, и при v , равном 2,38, соответствуют экспериментальным значениям этих коэффициентов, полученным другими авторами [2], которые находятся в пределах 3...4 и 2...4 соответственно.

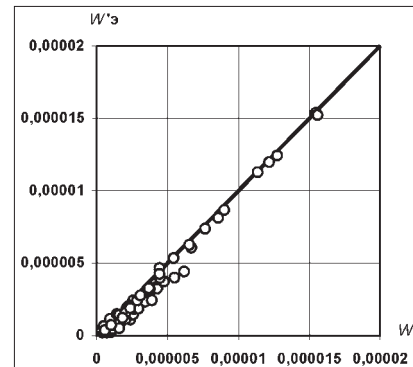
Таким образом, расчетное выражение для определения скорости эрозии (14) с учетом зависимости (17) примет следующий вид:

$$\dot{W} = 11,61 \pi^{\frac{9}{5}} (1-v^2)^{0,41} E^{-0,41} \rho^{0,19} k_{IC}^{-0,78} R^{0,39} v^{3,37} \rho_* d_k^2. \quad (19)$$

Сопоставление расчетных данных по зависимости (19) и полученных при проведении экспериментов, представленное на рис. 5, показывает их удовлетворительную сходимость. Коэффициент корреляции составил 0,99, а коэффициент вариации – 22 %.

Таким образом, разработана полуэмпирическая математическая модель, раскрывающая и описывающая процесс эрозии поверхности горных пород под действием гидроабразивной струи и позволяющая, в первом приближении, определять скорость эрозии с учетом упругих и прочностных свойств горных пород

Рис. 5. Сопоставление экспериментальных \dot{W} и расчетных \dot{W}' значений скорости эрозии



(хрупких материалов), характеристик абразива, гидроабразивной струи и инструмента.

Список литературы

1. Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарев А.Е., Шеголевский М.М. Гидроабразивное резание горных пород. М.: Изд-во МГУ, 2003. 279 с.
2. Эрозия. Пер. с англ. / под ред. К. Приса. М.: Мир, 1982. 464 с.
3. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. М.– Л.: Наука, 1972. 440 с.
4. Нотт Д.Ф. Основы механики разрушения. М.: Metallurgia, 1978. 256 с.
5. Жабин А.Б., Лавит И.М., Григорьева Е.Н. Разработка метода расчета эрозии поверхности горных пород под действием гидроабразивной струи / Народное хозяйство Республики Коми: Материалы 3-й межрегиональной научно-практической конференции "Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения". 13–15 апреля. Воркута–Сыктывкар–Ухта, 2005. С. 353–357.
6. Распределение и корреляция показателей физических свойств горных пород: Справочное пособие / М.М. Протодьяконов, Р.И. Тедер, Е.И. Ильницкая и др. М.: Недра, 1981. 192 с.
7. Hashish M. On The Modeling of Abrasive-Waterjet Cutting: 7th International Symposium on Jet Cutting Technology, Ottawa, Canada, June, 1984. P. 249–266.
8. Faber K., Oweinah H. Influence of Process Parameters on Blasting Performance with the Abrasive Jet, paper 25, 10th Int. Symp. on Jet Cutting Technology, Amsterdam, October, 1990. P. 365–384.

Н.Н. Страбыкин, д-р техн. наук, проф., Ю.П. Шеметов, канд. техн. наук, доц., В.М. Горячкин, канд. техн. наук, доц., А.Н. Шевченко, магистр, ИрГТУ

Оценка энергоемкости процесса разрушения породы на забое скважины различными исполнительными органами по гранулометрическому составу буровой мелочи

Рассмотрены сравнительные удельные затраты энергии на разрушение забоя скважины при использовании различных исполнительных органов буровых станков на карьерах. Установлено, что критерием качественной оценки эффективности процесса бурения может служить удельная поверхность продуктов разрушения. Это позволяет проводить оценку использования различных типов породоразрушающего инструмента, определять его рациональные параметры и оптимальные режимы обработки по гранулометрическому составу буровой мелочи.

Критерий качественной оценки эффективности процесса бурения

Гранулометрический состав буровой мелочи характеризует эффективность процесса разрушения породы на забое скважины. Чем крупнее буровая мелочь, тем меньше энергии затрачивается на ее образование и совершеннее процесс разрушения породы. Согласно энергетическому закону Риттингера [1] затраченная на разрушение работа пропорциональна вновь образованной поверхности. Следовательно, можно считать, что между удельной энергоемкостью процесса разрушения W_p (кВт·ч/м³) и поверхностью образующейся буровой мелочи существует функциональная зависимость.

Используя установленную ранее закономерность распределения буровой мелочи по крупности [2], определена суммарная и удельная поверхность разрушенной породы S (м²/м³). Для установления возможности прогнозирования гранулометрического состава были проведены экспериментальные и аналитические исследования с использованием ЭВМ и определены параметры распределения для 100 вариантов ситовых анализов. В результате установлено, что прогнозированный суммарный выход буровой мелочи

$$Y_{\text{прог}} = 1 - \exp[-(d/d_0)^m] = 1 - \exp\{-[nd/(Av_{\text{мех.бур}})]^m\}, \quad (1)$$

где d – эквивалентный диаметр частиц, мм; d_0 – размерный параметр, зависящий от режима бурения и инструмента, для которого суммарный выход буровой мелочи от 0 до d_0 составляет 63,2 %, мм; m – параметр распределения, зависящий от свойств

буримой породы, так для песчаников $m = 0,604$; n – частота вращения бурового става, мин⁻¹; A – параметр распределения, зависящий от типа и конструкции инструмента, для режущих долот $A = 0,6$; для режуще-шарошечных $A = 0,3$; $v_{\text{мех.бур}}$ – скорость механического бурения, м/мин.

Для оценки прогнозируемого распределения буровой мелочи по крупности составлена программа "Суммарный выход буровой мелочи по прогнозу". Выполненные исследования не только определяют методику прогнозирования гранулометрического состава буровой мелочи, но и позволяют осуществлять прогнозирования при бурении по песчаникам режущими долотами типа РД и комбинированными режуще-шарошечными долотами типа РШД.

Результаты наблюдений за работой инструмента свидетельствуют, что по гранулометрическому составу буровой мелочи можно судить об эффективности процесса разрушения породы на забое скважины. Чем крупнее буровая мелочь, тем меньше энергии затрачивается на ее образование и совершеннее процесс. Поэтому естественно считать что между удельной энергоемкостью процесса разрушения W_p (кВт·ч/м³) и удельной поверхностью образующейся буровой мелочи S (м²/м³) существует функциональная зависимость.

Зная закономерности распределения буровой мелочи по крупности, определяем суммарную ее поверхность S в 1 м³ разрушенной породы. При плотности

$$\text{сти распределения } Y_i = Y' = md^{-m} d^{m-1} \exp\left[-\left(\frac{d}{d_0}\right)^m\right]$$

выход буровой мелочи в интервале $d(d)$ будет $d_y = Y_i d(d)$. Объем буровой мелочи интервала $d(d)$

$$dV_m = 1dy = Y_i d(d).$$

Количество частиц в этом элементарном объеме $N = 6 \frac{dv_i}{\pi d^3} = 6 \frac{Y_i d(d)}{\pi d^3}$.

Площадь поверхности этих частиц $dS = \pi d^2 N = 6 d^{-1} Y_i d(d)$.

Суммарная удельная поверхность буровой мелочи с учетом Y_i

$$S = \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} 6d^{-1} U_i d(d) = C m d_0^{-m} \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} d^{m-2} \exp\left[-\left(\frac{d}{d_0}\right)^m\right] d(d). \quad (2)$$

Для решения полученного интеграла воспользуемся разложением в ряд показательной функции

$$\exp\left[-\left(\frac{d}{d_0}\right)^m\right] = 1 + \frac{(-1)d^m}{d_0^m \cdot 1!} + \frac{(-1)^2 d^{2m}}{d_0^{2m} \cdot 2!} + \frac{(-1)^3 d^{3m}}{d_0^{3m} \cdot 3!} + \dots$$

$$\dots + \frac{(-1)^n d^{nm}}{d_0^{nm} n!}.$$

После интегрирования

$$S = 6m d_0 \left\{ \frac{d_{\max}^{m-1} - d_{\min}^{m-1}}{m-1} + \frac{d_{\max}^{m-1} \sum_1^n (-1)^n \left(\frac{d_{\max}}{d_0}\right)^{nm}}{[m(1+n)-1]n!} - \frac{d_{\max}^{m-1} \sum_1^n (-1)^n \left(\frac{d_{\min}}{d_0}\right)^{nm}}{[m(1+n)-1]n!} \right\}. \quad (3)$$

Аналогично, прогнозируемая суммарная удельная поверхность буровой мелочи с учетом $Y_{\text{прог}}$

$$S_{\text{прог}} = \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} 6d^{-1} Y_{\text{прог}} d(d) = 6m n^m (A v_{\text{мех. бур}})^{-m} \times$$

$$\times \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} d^{m-2} \exp\left[-\left[\frac{nd}{A v_{\text{мех. бур}}}\right]^m\right] d(d). \quad (4)$$

Определение удельной поверхности буровой мелочи S по выражению (2) и $S_{\text{прог}}$ по (4) входит составной частью в программу на ПК "Параметры распределения буровой мелочи по крупности". Обработка результатов ситовых анализов при бурении режущим (РД) и комбинированным (РШД) долотами по песчаникам крепостью от 2,9 до 13 с частотой вращения от 45 до 150 мин⁻¹ и усилием подачи от 10 до 60 кН с использованием комплекта практически острых резцов позволило получить значения S и $S_{\text{прог}}$ (табл. 1). Там же указаны фактические затраты мощности N_p и величина удельной энергоёмкости процесса разрушения W_p .

Величина удельной поверхности буровой мелочи S , являясь объективной характеристикой степени измельчения породы при разрушении, может служить критерием сравнительной качественной оценки эффективности процесса бурения. Сравнивая по данным табл. 1 варианты эффективности процесса бурения № 2 и № 7, для которых удельная поверхность буровой мелочи составляет соответственно 5071 и 11029 м²/м³, имеем снижение величины удельной поверхности буровой мелочи в варианте № 2 более чем в

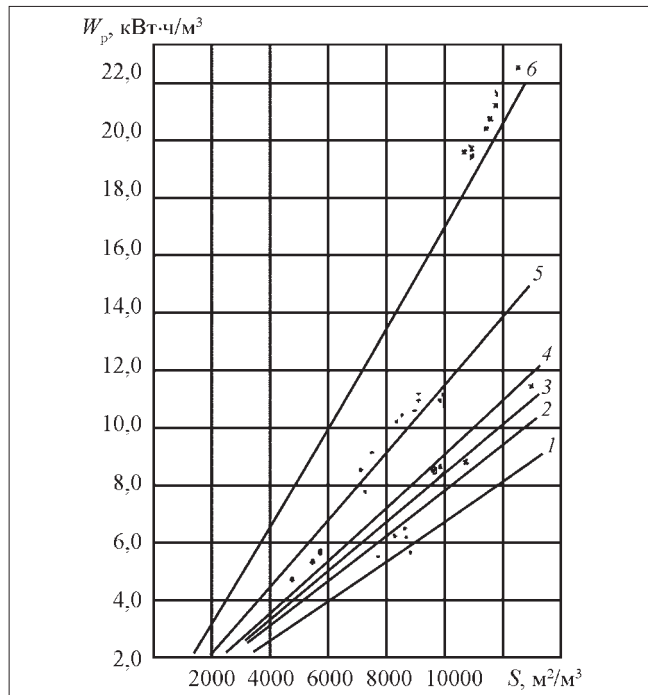


Рис. 1. Зависимость удельной энергоёмкости W_p от величины удельной поверхности образующейся буровой мелочи S при коэффициенте крепости породы f :
1 – 2,9; 2 – 3,6; 3 – 4; 4 – 4,9; 5 – 5,5; 6 – 9

два раза, что свидетельствует о большей эффективности процесса — скорость бурения в этом случае выше в 3,3 раза, а удельный расход энергии процесса разрушения породы W_p ниже в 3,59 раза.

Мощность $N_{\text{вр}}$, потребляемая вращателем, складывается из затрат на разрушение (создание вновь образованных поверхностей) и на трение породоразрушающего инструмента исполнительного органа о забой [3]. При этом следует иметь в виду, что, несмотря на сохранение неизменной качественной характеристики зависимости $W_p = f(S)$, количественные показатели при усталостном и объемном разрушениях в случае бурения острым и затупленным породоразрушающим инструментом различны. В случае объемного разрушения породы острым инструментом основная доля затрат мощности приходится на разрушение, поэтому энергоёмкость процесса создания вновь образованных поверхностей сравнительно невелика. При одинаковой вновь образованной поверхности удельный расход энергии на ее образование с износом резцов возрастает. В случае усталостного разрушения породы почти вся подводимая энергия расходуется на преодоление силы трения.

Оценка энергоёмкости процесса разрушения породы по гранулометрическому составу буровой мелочи применительно к режущим долотам типа РД, разработанным ИрГТУ, проведена при бурении практически острыми резцами (площадь притупления не превышает $S_{\text{и}} = 11 \text{ мм}^2$) и скорости бурения $v_{\text{мех. бур}} > 0,1 \text{ м/мин}$, когда имеет место объемное разрушение породы. По данным табл. 1 получена графическая зависимость между параметрами W_p и S

Параметры распределения буровой мелочи по крупности и энергоёмкость процесса

№	Режим бурения				Параметры распределения					Энергетические показатели				
	f	P	n	$v_{\text{мех.бур}}$	m	d_0	r	δ	N_p	W_p	S	$W_{\text{расч}}$	$S_{\text{прог}}$	$W_{\text{прог}}$
1	2,9	10	90	0,0567	0,650	3,91	0,984	0,046	5,3	5,50	7757	4,90	8138	4,88
2	2,9	20	90	0,9	0,816	6,06	0,978	0,076	5,2	3,40	5071	2,95	6598	3,96
3	2,9	30	90	1,34	0,920	9,11	0,983	0,065	5,7	2,50	3307	1,92	5455	3,27
4	4,9	10	90	0,25	0,503	1,84	0,976	0,052	4,5	10,59	11029	10,60	11356	11,36
5	4,9	30	90	0,78	0,726	5,38	0,974	0,075	8,0	6,03	6099	5,98	7038	7,04
6	4,9	40	90	1,17	0,713	7,40	0,973	0,073	9,0	4,53	5177	5,07	5827	5,83
7	5,5	15	90	0,27	0,572	1,81	0,990	0,034	5,6	12,2	11029	12,13	11061	12,17
8	5,5	20	90	0,39	0,584	2,45	0,983	0,043	7,3	11,01	9833	10,82	9580	11,14
9	5,5	40	90	0,45	0,590	2,94	0,981	0,052	8,6	11,24	9122	10,03	8994	9,89
10	9	10	90	0,02	0,311	0,23	0,974	0,028	2,6	76,47	10852	—	18891	—
11	9	20	90	0,10	0,399	0,74	0,973	0,039	5,2	30,59	12013	—	15452	—
12	9	40	90	0,362	0,608	2,44	0,990	0,040	10,0	16,25	9792	17,63	9869	17,76
13	9	25	45	0,17	0,639	2,51	0,987	0,051	4,6	15,92	9575	17,24	10077	18,14
14	9	25	55	0,175	0,607	2,19	0,990	0,040	5,0	16,81	10236	18,42	10788	19,42
15	9	25	75	0,16	0,513	1,31	0,989	0,031	5,5	20,22	12008	21,61	12612	22,70
16	9	25	90	0,178	0,463	1,17	0,976	0,045	6,5	21,48	11918	21,45	12828	23,09
17	9	25	125	0,19	0,428	0,99	0,970	0,046	6,8	21,05	11900	21,42	14104	25,39

№ – номер варианта; f – коэффициент крепости породы; P – усилие подачи на забой, кН; n – частота вращения долота, мин⁻¹; $v_{\text{мех.бур}}$ – скорость бурения, м/мин; m – безразмерный параметр распределения; d_0 – размерный параметр распределения, мм; r – коэффициент корреляции; δ – колеблемость относительно теоретического распределения; N_p – затраты мощности на разрушение, кВт; W_p – удельный расход энергии, кВт·ч/м³; S – удельная поверхность буровой мелочи, м²/м³; $W_{\text{расч}}$ – расчетная энергоёмкость процесса, кВт·ч/м³; $S_{\text{прог}}$ – удельная поверхность прогнозу, м²/м³; $W_{\text{прог}}$ – энергоёмкость процесса по прогнозу, кВт·ч/м³.

(рис. 1), которая может быть аппроксимирована уравнением вида $W_p = ES$. Параметр E изменяется в зависимости от величины коэффициента крепости породы. Значения E , погрешности ΔE и коэффициента корреляции r приведены в табл. 2. Как видно из таблицы, коэффициент корреляции r находится в пределах 0,87...0,96, что подтверждает наличие устойчивой линейной функциональной связи между W_p и S .

Согласно графическим зависимостям (см. рис. 1) энергоёмкость процесса разрушения породы на забое скважины возрастает пропорционально степени измельчения продуктов разрушения. При одинаковой степени измельчения энергоёмкость процесса тем выше, чем больше коэффициент крепости породы.

Анализ связи между r и параметром E (см. табл. 2) свидетельствует о наличии зависимости между ними вида $E = W_0 f$, т.е. пропорциональности величины энергоёмкости процесса разрушения крепости породы. Это подтверждается расположением экспериментальных точек в координатах fS и W_p (рис. 2). Следо-

вательно, зависимость $W_p = F(fS)$ может быть выражена как $W_p = W_0 fS$, где W_0 – удельная энергия, затрачиваемая на образование единицы новой поверхности, кВт·ч/м².

Применительно к бурению режущими долотами типа РД конструкции ИрГТУ с острыми резцами по 64 экспериментальным точкам (см. рис. 2) с помощью ЭВМ найдены: параметры $W_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ кВт·ч/м², по-

Таблица 2

Зависимость параметра E от коэффициента крепости

Параметр	Коэффициент крепости породы					
	2,9	3,6	4	4,9	5,5	9
E	0,00069	0,00080	0,00086	0,00092	0,00117	0,00173
ΔE	0,00009	0,00011	0,00023	0,00010	0,00019	0,00028
r	0,95959	0,95685	0,94623	0,95677	0,87291	0,89676

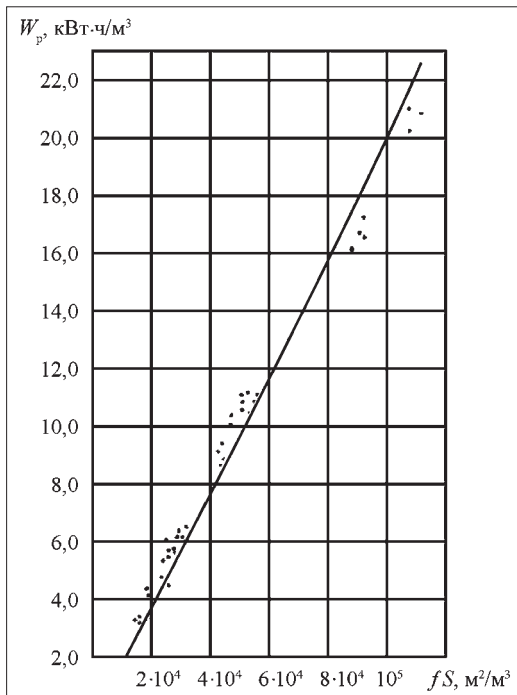


Рис. 2. Зависимость удельной энергии от произведения коэффициента крепости f и величины поверхности образующейся буровой мелочи S

грешность $\Delta W_0 = (3 \dots 10)^{-5}$ и коэффициент корреляции $r = 0,9514$.

Поэтому для режущих долот удельная энергоемкость процесса разрушения породы на забое скважины

$$W_p = (2 \dots 10)^{-4} fS. \quad (5)$$

Поскольку энергоемкость процесса разрушения породы

$$W_p = 4 \cdot N_p / (\pi D^2 v_{\text{мех. бур}}), \quad (6)$$

то по величине удельной поверхности образующейся буровой мелочи можно определить и затраты мощности на разрушение:

$$N_p = 0,25 \cdot W_0 f S \pi D^2 v_{\text{мех. бур}}. \quad (7)$$

Для режущих долот с острыми режцами, когда ширина площадки притупления режца не превышает 2 мм

$$N_p = (5 \dots 10)^{-5} f S \pi D^2 v_{\text{мех. бур}}. \quad (8)$$

Таким образом, энергоемкость процесса и затраты мощности на разрушение породы прямо пропорциональны произведению коэффициента крепости породы и величине удельной поверхности образующейся буровой мелочи. Коэффициент пропорциональности W_0 определяется долей затрат мощности на трение площадками притупления режцов в общих затратах мощности на разрушение породы путем скалывания стружки породы передней кромкой лезвия долота и зависит от типа и степени износа инструмента.

Сравнение расчетных значений энергоемкости процесса разрушения $W_{\text{расч}}$, рассчитанных по фактическому, и $W_{\text{прог}}$ — по прогнозированному распределению буровой мелочи по крупности, с фактическими значениями энергоемкости W_p свидетельствует об их близости (расхождения не превышают 15 %).

Сравнительная эффективность разрушения породы на забое скважины различными буровыми инструментами

В целях установления эффективности применения режущих долот для бурения взрывных скважин в ноябре-декабре 2005 г. были проведены сравнительные испытания режущих долот типа ЗРД-244,5 и шарошечных Ш244,5ТПВ в массивах, сложенных увлажненными песчаниками на глинистом и известковом цементах крепостью 4...7 по М.М. Протодьяконову, находящимися в зонах "островной" и "вялой" мерзлоты в условиях вскрышных уступов разреза ООО "Азейский". Использование серийных шарошечных долот в данных условиях мало эффективно, потому что проходка скважин глубиной 24 м станками шарошечного бурения СБШ-250-МНА сопровождается растеплением породы на забое от взаимодействия зубьев шарошечного долота и теплового потока продувочного воздуха, подаваемого компрессором станка. Это приводит к образованию сальников из влажной породы между стенками скважины и буровым ставом и нарушению очистки скважины, что существенно снижает производительность станка. В целях установления фракционного состава буровой мелочи, выносимой из скважины, проводился ситовый анализ продуктов разрушения путем их просеивания через набор сит с отверстиями 1; 3; 5; 7; 10; 15 и 20 мм. Крупность частиц буровой мелочи характеризует механизм разрушения породы на забое и затраты энергии на переход в тепло за счет работы, совершенной при образовании новых поверхностей в процессе разрушения породы и преодоления сил трения долота и бурового става в скважине.

Результаты сравнительных испытаний свидетельствуют о том, что средняя скорость бурения режущим долотом по сравнению с шарошечным выше в 1,95 раза. Наблюдался интенсивный износ зубьев и опор шарошечных долот, средняя стойкость которых составляла 480 м. В то же время режущим долотом ЗРД-244,5 было пробурено свыше 4000 м скважин. Загрузка двигателя вращателя при этом уменьшилась в 1,5–1,8 раза, что улучшило условия его работы, позволило увеличить его ресурс. При встрече пропластков породы крепостью более 7 по М.М. Протодьяконову возникала необходимость либо сменить рабочий режим (уменьшить усилие подачи и частоту вращения бурового става, что снижает производительность станка), либо заменить режущее долото на шарошечное. Показатели бурения режущим и шарошечным долотами, полученные при сравнительных испытаниях в одинаковых условиях, приведены в табл. 3.

Бурение режущим долотом сопровождалось уменьшением выхода мелких фракций продуктов разрушения (табл. 4), что существенно снизило пылеобразование при работе станка и улучшило условия

Таблица 3

Сравнительные показатели бурения шарошечным и режущим долотами

Показатели	Тип долота	
	Ш244,5ТПВ	ЗРД-244,5
Стойкость долота, м	320...530	4000...5000
Средняя стойкость долота, м	480	4500
Расход резцов, шт./м	—	0,008
Средняя скорость бурения, м/мин	0,225	0,75
Загрузка двигателя вращения, А	80...90	40...60
Осевое усилие подачи, тс*	7...9	3...4
Частота вращения, мин ⁻¹	100...110	100...110
Стоимость долота, тыс. руб.	20	15

* 1 тс ≈ 9,8 кН.

транспортирования буровой мелочи из скважины, не вызывая осложнений ее очистки.

Применение режущих долот позволяет снизить растепление продуктов разрушения, так как более крупные частицы буровой мелочи в мерзлом состоянии выносятся из скважины, что предотвращает нарушения ее очистки.

Большое разнообразие горно-технических условий и физико-механических свойств пород даже в пределах одного горно-добывающего предприятия, а иногда в пределах разных блоков участка, часто требует применения различного бурового оборудования, не позволяет полностью использовать технические возможности современных станков и получить достаточную производительность при невысокой стоимости бурения. В связи с этим возникла необходимость в изыскании более совершенных способов воздействия рабочих органов на забой скважины, что связано с созданием агрегированных исполнительных органов с буровым инструментом, обеспечивающим поочередное или совместное воздействие на забой различных типов рабочих элементов, что позволяет значительно увеличить эффект разрушения и повысить стойкость породоразрушающего инструмента. Агрегированный режуще-ударный и режуще-шарошечный буровой инструмент разработан НИИОГРом, Иркутским, Кузбасским государственными техническими университетами [3–5]. Широкие промышленные проверки и межведомственные испытания прошли комби-

нированные долота ИрГТУ типа РШД. Партии такого инструмента были изготовлены Верхнерсергинским долотным заводом и отработывались в ПО "Красноярскуголь", "Востсибуголь", "Якуталмаз" и "Северовосток-золото". Изготовление такого бурового инструмента намечено на ОАО "Экспериментально-механический завод", г. Химки.

Исследования работы комбинированного режуще-шарошечного бурового инструмента

Сравнительные исследования и испытания комбинированных режуще-шарошечных и серийных шарошечных долот позволили получить зависимости скорости проходки и энергоемкости процесса разрушения различными исполнительными органами от усилия подачи и частоты вращения. Установлено, что с уменьшением крепости породы скорость бурения увеличивается при использовании как шарошечного, так и комбинированного долот. Однако интенсивность ее роста при использовании режуще-шарошечного долота РШД-215,9 значительно выше [6]. При уменьшении крепости пород с 9 до 4 по М.М. Протодяконову скорость бурения долотом РШД-215,9 увеличивается в три раза, а шарошечным — в два. Комбинированное воздействие на забой оказывается более эффективным во всем диапазоне крепости (f до 12). При одинаковых режимах и $f = 4$ скорость бурения комбинированным долотом почти в два, а при $f = 9$ — в 1,5 раза выше, чем шарошечным. Наличие двух породоразрушающих рабочих элементов в агрегированном исполнительном органе создает определенную противоречивость выбору параметров режима. Так как для режущего рабочего органа рационально уменьшение, а для шарошечного — увеличение частоты вращения, то при выборе оптимальной частоты вращения бурового става необходимо исходить из долевого участия породоразрушающих элементов в обработке забоя. С уменьшением крепости породы и усилия подачи доля участия режущего лезвия в разрушении забоя возрастает, поэтому целесообразно снижение частоты вращения. Подобный вывод следует также из условия достижения минимальной энергоемкости процесса разрушения забоя режуще-шарошечным исполнительным органом.

Бурение, проведенное на станке-стенде, свидетельствует, что при $f = 3,6$ и усилия подачи 28 кН (табл. 5) минимум энергоемкости обеспечивается при частоте вращения $0,7 \text{ с}^{-1}$. С увеличением усилия подачи до 60 кН оптимум частоты вращения возрастает до $1,7 \text{ с}^{-1}$, а при $f = 8$ и осевом усилии до 60 кН составляет $2,1 \text{ с}^{-1}$. Исходя из условий работы агрегированного режуще-шарошечного исполнительного органа, снижения энергоемкости процесса разрушения и увеличения крупности фракций буровой мелочи, верхний

Таблица 4

Выход фракций продуктов разрушения при бурении режущим и шарошечным долотами, %

Тип долота	Фракционный состав буровой мелочи, мм							
	0...1	1...3	3...5	5...7	7...10	10...15	15...20	Более 20
ЗРД-244,3	7,5	13,5	7	9	13,5	20,5	12,5	16,5
Ш244,5ТПВ	16	16,7	12	10,7	12,6	15,3	9,4	7

Показатели энергоёмкости процесса разрушения породы на забое агрегированным режуще-шарошечным исполнительным органом, кВт·ч/м³

Усилия подачи на забой, кН	Коэффициент крепости породы	Частота вращения, с ⁻¹				
		0,7	1,2	1,7	2,1	2,5
28	3,6	7,94	8,82	11,01	13,23	14,7
60	3,6	9,70	8,82	8,40	9,25	10,37
60	8,1	10,16	9,53	8,82	8,40	8,82

предел частоты вращения рационально ограничить 2,5.

Сравнение энергоёмкости разрушения породы на забое исполнительными органами, оснащёнными шарошечным и режуще-шарошечным буровым инструментом, свидетельствует об уменьшении удельных затрат энергии при использовании долот РШД в 2–2,5 раза (рис. 3), что подтверждает целесообразность комбинированного воздействия на забой [7].

Снижение энергоёмкости процесса разрушения при бурении режуще-шарошечным долотом обусловлено существенным повышением крупности фракций продуктов разрушения (рис. 4). Выход крупных фракций (более 3 мм) возрос в два раза по сравнению с шарошечным. Увеличение крупности фракций буровой мелочи и значительное снижение выхода мелких обеспечивают снижение пылеобразования при работе станка, рост ресурса рукавных фильтров системы пылеподавления, предотвращают растепление продуктов разрушения забоя и, как следствие, снижают вероятность нарушений очистки скважины, что позволило существенно увеличить производительность бурового станка [8, 10].

Удельная энергоёмкость характеризует совершенство физического процесса разрушения породы на забое исполнительным органом станка в зависи-

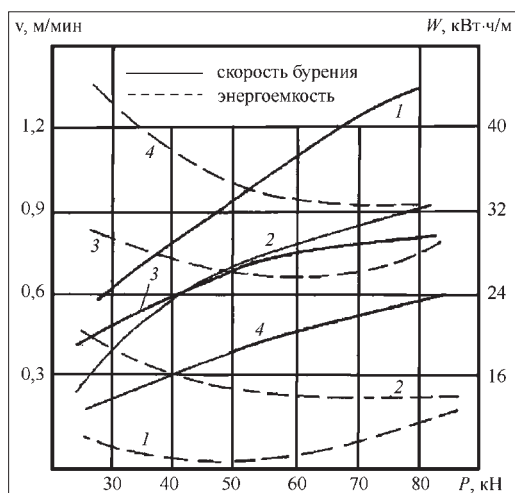


Рис. 3. Сравнительные показатели бурения режуще-шарошечным и шарошечным долотами при частоте вращения 1,5 с⁻¹:

1 – РШД-215,9, $f = 4...5$; 2 – РШД-215,9, $f = 7...8$; 3 – Ш 215,9 ТКП, $f = 4...5$; 4 – Ш 215,9 ТКП, $f = 7...8$

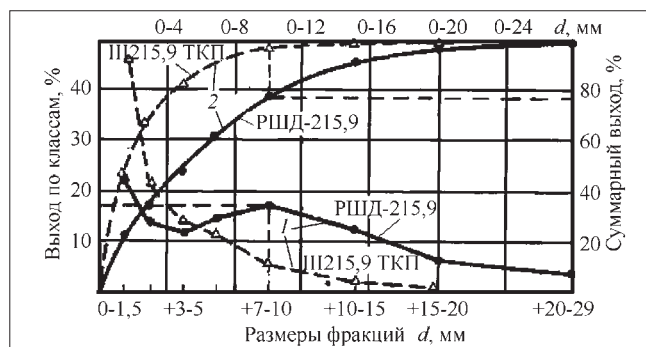


Рис. 4. Фракционный состав продуктов разрушения при бурении шарошечным и режуще-шарошечным долотами:

1 – выход по классам; 2 – суммарный выход

мости от свойств массива и параметров режима бурения. Удельный расход энергии на разрушение 1 м пробуренной скважины определяется из выражения

$$W_{\text{разр}} = \frac{N_{\text{заб}}}{3600 \cdot v_{\text{мех.бур}}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}, \quad (9)$$

где $N_{\text{заб}}$ – мощность, потребляемая приводом вращателя бурового станка на преодоление сопротивлений вращению породоразрушающего инструмента на забое, кВт; $v_{\text{мех.бур}}$ – механическая скорость бурения, м/с.

На основе обработки экспериментальных данных по результатам проведенных исследований получены зависимости удельного расхода энергии на разрушение забоя скважины от усилия подачи, передаваемого исполнительному органу, оснащённому агрегированным режуще-шарошечным буровым инструментом при крепости пород $f = 3,6; 8,1$ и 13 (рис. 5). Из графических зависимостей видно, что с увеличением усилия подачи удельная энергоёмкость снижается. Зависимости $W = \psi(P)$ можно разделить на три зоны.

В зоне I работает только режущее лезвие комбинированного долота. В начале с ростом усилия подачи P от нуля удельное давление на контакте режущего лезвия с забоем остается в пределах упругих деформаций породы. Скорость бурения при этом практически равна нулю. Затраты мощности вращателя расходуются на преодоление сил трения режущего лезвия о забой и потерь в редукторе вращателя. С началом внедрения режущего лезвия в породу происходит резкое снижение

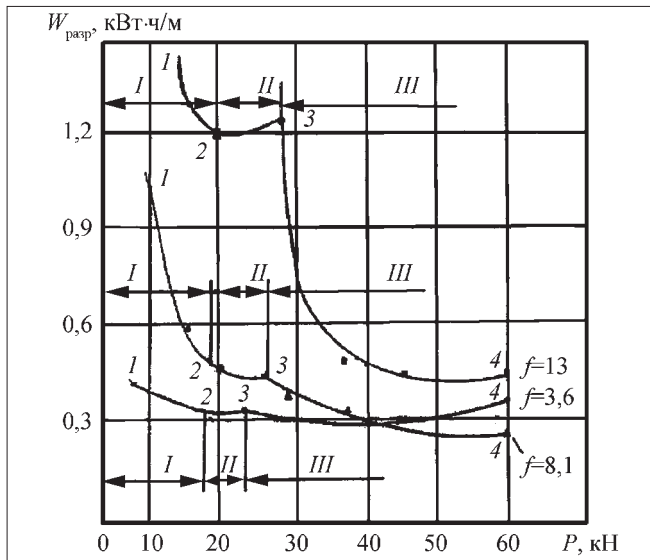


Рис. 5. Зависимость удельной энергоёмкости бурения комбинированным долотом от усилия подачи

удельного расхода энергии (рис. 5, участок 1–2). По мере стабилизации роста скорости бурения снижение удельного расхода энергии происходит более плавно. При этом величина и характер изменения энергоёмкости разрушения зависят от физико-механических свойств пород на забое скважины.

В породах крепостью $f = 13$ во всем диапазоне работы режущее лезвие производит разрушение забоя за счет истирания, т.е. можно предположить, что происходит переходный процесс от поверхностного к объемному разрушению, обычно именуемый усталостным разрушением. Это подтверждается характером изменения полученной зависимости. В породах крепостью 3,6 участок усталостного разрушения практически отсутствует и режущее лезвие осуществляет объемное разрушение забоя путем скалывания породы передней кромкой.

На границе зон I и II в контакт с забоем вступают зубья шарошек и в зоне II прирост скорости бурения отсутствует (участок 2–3). В то же время продолжается прирост мощности $N_{\text{заб}}$, расходуемой на преодоление сопротивлений вращению шарошек до начала внедрения их зубьев в породу.

В зоне III начинается разрушение породы зубьями шарошек. Характер изменения удельного расхода энергии зависит от эффективности комбинированного разрушения пород с различными физико-механическими свойствами, слагающих сложноструктурный массив. Так, при бурении пород с $f = 13$ внедрение зубьев шарошек в породу приводит к повышению эффективности разрушения забоя и росту скорости бурения. Это сопровождается резким снижением удельных затрат с ростом усилия подачи. Однако со стабилизацией прироста скорости бурения снижается интенсивность уменьшения удельных затрат энергии.

При комбинированном воздействии породоразрушающих рабочих элементов агрегированного исполнительного органа в породах крепостью от 3,6 до 8,1 с ростом усилия подачи также происходит снижение удельных затрат энергии, однако быстрее наступает стабилизация процесса.

Рост усилия подачи на забой при агрегированном исполнительном органе при общем увеличении эффективности бурения изменяет долевое участие режущего и шарошечного рабочих элементов в разрушении породы на забое, комбинированным буровым инструментом. Это также влияет на соотношение усилий подачи, при которых достигается минимальная энергоёмкость.

Проведенные исследования свидетельствуют о том, что по гранулометрическому составу продуктов разрушения забоя скважины различными исполнительными органами бурового станка, оснащёнными породоразрушающими инструментами разных типов, можно проводить количественную оценку энергоёмкости процесса разрушения. Величина энергоёмкости пропорциональна коэффициенту крепости породы и удельной вновь образованной поверхности. При этом коэффициент пропорциональности W_0 в выражении (7) зависит от параметров инструмента. Поскольку гранулометрический состав буровой мелочи может прогнозироваться [2, 9], то при конструировании станков создается возможность для обоснованного выбора мощности двигателя привода вращателя, а при проектировании буровых работ – проверки его загрузки.

Список литературы

1. Rittenger P.R. Lehrbuchdek Aufbereitung skomde, Berlin, 1967, 194 p.
2. Переголжин В.А., Страбыкин Н.Н., Горячкин В.М., Шеметов Ю.П. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах. М.: Недра, 1993, 286 с.
3. Справочник по бурению на карьерах / под общ. ред. Б.А. Симкина. М.: Недра, 1990. 224 с.
4. Буткин В.Д., Косолапов А.И., Тодинов А.М. и др. Оценка эффективности применения горных комбайнов на карьерах // Горное оборудование и электромеханика. 2005. № 3. С. 5–9.
5. Буткин В.Д. Проектирование режимных параметров автоматизированных станков шарошечного бурения. М.: Недра, 1980, 280 с.
6. Страбыкин Н.Н. Научное обоснование, выбор параметров и создание исполнительных органов буровых станков для карьеров Севера. Диссерт. докт. техн. наук, Иркутск, 1992. 355 с.
7. Страбыкин Н.Н. Техника бурения взрывных скважин в мерзлых породах. М.: Недра, 1989. 175 с.
8. Страбыкин Н.Н. Влияние интенсивности теплообмена на эффективность очистки скважины при бурении мерзлых пород // Изв. вузов. Горный журнал. 1991. № 5. С. 51–54.
9. Шеметов Ю.П. Выбор параметров, разработка конструкций и исследование работы режущего инструмента с продувкой для бурения скважин на карьерах. Диссерт. канд. техн. наук, 1994, 172 с.
10. Страбыкин Н.Н., Чудогашев Е.В., Горячкин В.М. Стабилизация температурного режима скважины при бурении на карьерах Севера // Изв.вузов. Горный журнал. 1995. № 3–4. С. 42–45.

Комплекс для ведения добычи железомарганцевых конкреций со дна моря

Описан комплекс для добычи железомарганцевых конкреций. Приведен принцип действия его основных узлов и агрегатов, рекомендованы рациональные режимы работы.

После распада СССР Российская Федерация вынуждена закупать марганцевые руды за рубежом. В шельфовой зоне морей, омывающих границы РФ, находятся месторождения железомарганцевых конкреций (ЖМК), промышленное освоение которых позволит частично решить проблему отсутствия собственного марганцевого сырья. Существующие технические средства для освоения твердых полезных ископаемых морского дна не позволяют эффективно обрабатывать данные месторождения, поэтому создание новых добычных комплексов, сочетающих в себе высокую производительность и экологическую безопасность, является актуальной научной и технической проблемой.

Комплекс (рис. 1)* предназначен для ведения добычи залежей ЖМК в большом диапазоне глубин, а также для ведения дноуглубительных и форватерных работ.

В качестве транспортирующего органа используется непрерывно-замкнутая лента с ковшами нулевой плавучести. Одной из особенностей добычного комплекса является наличие промежуточного привода (рис. 2), принцип действия которого заключается в том, что при помощи насоса откачивается вода из замкнутых объемов, между транспортирующей и тяговой лентами, благодаря этому происходит прижатие рабочей ветви транспортирующей ленты с ковшами к тяговой ленте промежуточного привода. При этом между ними возникает большой фрикционный контакт и с помощью приводного барабана происходит перемещение транспортирующей ленты.

Принцип действия придонного добычного агрегата основан на том же принципе создания разрежения, как и в случае промежуточного привода. Обечайка добычного агрегата вращается вокруг своей оси и поступательно перемещается по дну. Захват и удержание конкреций осуществляются на поверхности обечайки, в секторе области создания разрежения. Разгрузка ЖМК ведется в бункер, после того как конкреции достигнут края области разрежения.

Для подтверждения работоспособности основных узлов комплекса (промежуточный привод и придонный добычный агрегат) и как следствие всего добычного комплекса в целом, были проведены экспериментальные исследования. Демонстрация полученных результатов представлена на рис. 3.

* Рис. 1–3 к статье представлены на 3-й стр. обложки.

Промежуточный привод реализует тяговое усилие, которое в общем виде может быть рассчитано по формуле [1]:

$$F_{\tau} = f l_{\pi} \left[g \sum_{i=1}^3 q \cos \beta + \Delta p_0 [\Phi + k_{\pi} (A - \Phi)] \right], \quad (1)$$

где f – коэффициент трения между лентами; Φ – суммарная площадь пазов на тяговой ленте, м^2 ; l_{π} – длина исполнительного органа, м ; A – зона распространения разрежения, м^2 ; k_{π} – коэффициент неравномерности, характеризующий насколько неравномерно распределяется создаваемое насосом разрежение под областью опорной базы ϑ между тяговой δ и транспортирующей β лентами (см. рис. 2), при максимальном значении 1 – система работает идеально, при значении 0 – система не работает; β – угол установки элеватора; Δp_0 – величина разрежения, Па ; $q = q_1 + q_2 + q_3$; q_1 – погонный вес ленты, q_2 – погонный вес ковшей, $q_1 + q_2 = 0$, так как лента с ковшами имеет нулевую плавучесть; q_3 – погонный вес груза, кг/м ; $A = (B l_0 - \Phi)$, где B – ширина привода, м ; l_0 – длина участка, на котором создается разрежение, м .

Задаваясь конкретными значениями переменных, входящих в уравнение (1), был построен следующий график зависимостей $F_{\tau} = f(l_{\pi})$ (рис. 4), где l_{π} – длина исполнительного органа; F_{τ} – тяговое усилие исполнительного органа. При этом $f = 0,4$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $q = 51 \text{ кг}$; $\beta = 57^{\circ}$; $\Delta p = 100 \text{ кПа}$; $k_{\pi} = 0,7$.

Для определения параметров придонного добычного агрегата использована расчетная схема (рис. 5).

На рис. 5: m_1 и m_2 – массы лыж и барабана соответственно; V – скорость передвижения придонного устройства; a – радиус барабана; $F_{\text{тр}}$ – тяговое усилие, приложенное к барабану; α – угол между векторами тягового

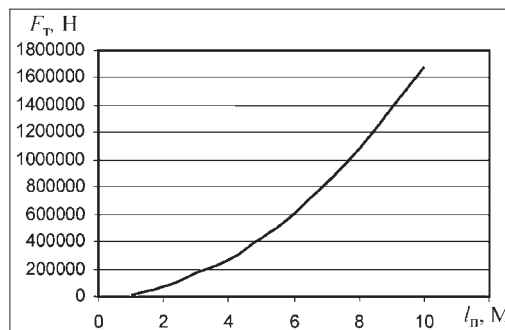


Рис. 4. График зависимости реализуемого тягового усилия привода от его длины

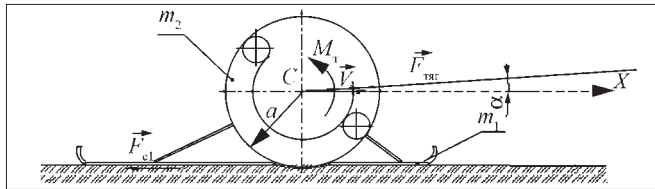


Рис. 5. Распределение сил, действующих на придонный добычный агрегат

усилия и перемещения; F_{cl} – сила трения скольжения лыж; M_t – момент силы трения качения барабана.

Главной особенностью расчета такого устройства является переменное значение массы барабана m_2 и момента его инерции, так как первичная погрузка конкреций ведется во внутреннюю полость барабана, вследствие чего будут изменяться все силы, действующие на придонное устройство. После проведения ряда аналитических расчетов было получено уравнение второго порядка для значения перемещения вида:

$$m_{пр} \ddot{x} + \alpha(\dot{x})^2 + x(c + \alpha g f') = cVt, \quad (2)$$

где $m_{пр}$ – приведенная масса системы, $m_{пр} = 2m_1 + m_2 + \frac{J_c}{a^2}$; x – перемещение; c – жесткость каната, при помощи которого передается тяговое усилие; V – скорость перемещения судна-обеспечения; f' – коэффициент трения качения.

рость, передаваемая придонному добычному агрегату (см. рис. 6, б) посредством тягового каната от судна обеспечения, должна нарастать как можно более плавно, по закону, представленному на рис. 6, а. Если не соблюдать подобного условия (см. рис. 6, в), то придонный агрегат будет испытывать высокочастотные динамические колебания, представленные на рис. 6, з, которые могут привести к частичной поломке или вовсе к полному отказу добычного устройства.

Представленный комплекс для добычи ЖМК имеет ряд достоинств, таких как реализация высокого тягового усилия при малых габаритах промежуточного привода, возможность ведения добычных работ в большом диапазоне глубин. Преимуществами комплекса являются низкая энергоемкость добычи, простота конструкции, возможность ведения добычи на большой глубине, малый удельный вес конструкции. Одним из главных достоинств является возможность осуществления первичного обогащения добываемых конкреций, что исключает подъем пустой породы и сильно увеличивает производительность системы в целом. Отличительной особенностью представленного придонного добычного устройства является высокая экологическая безопасность, достигаемая за счет отделения полезного ископаемого из придонного ила без грубого механического или гидравлического воздействия и, как следствие, снижение уровня замутнения в зоне работы. Это очень важно при ведении добычных работ вблизи населенных пунктов и природоохранных районов. Этот фактор может стать одним из

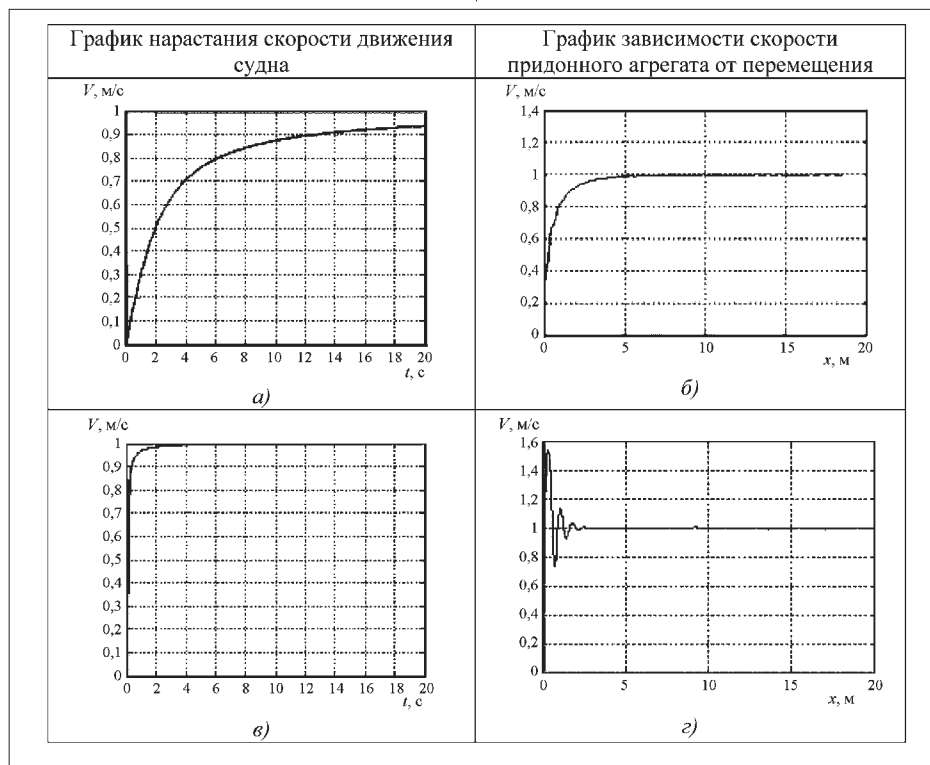


Рис. 6. Результаты расчета движения придонного добычного устройства

В аналитическом виде получить решение такого уравнения весьма затруднительно. Для решения уравнения была написана программа на основе пакета MathLab. На рис. 6 представлены результаты расчетов в виде графиков, полученных благодаря решению уравнения (2). Из приведенных графиков видно, что ско-

важнейших доводов для создания подобных комплексов по ведению добычи конкреций в акватории Финского залива и Балтийского моря в целом.

Список литературы

1. Юнгмейстер Д.А. Формирование комплексов горных машин на основе морфологического анализа. СПб., 2002. 142 с.

УДК 622.271

С.Л. Иванов, д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, П.П. Дудко, Г.Ю. Дмитриев, ООО "НаноТехнологии", С.П. Подхалюзин, ООО "Техпартнер"

Применение и перспективы использования централизованных систем смазки

Представлен опыт применения централизованных систем смазки (ЦСС) для оборудования горной и строительной промышленности. Обоснована и показана область применения таких систем. Описаны результаты экспериментов о текучести отечественных и зарубежных смазок для ЦСС при отрицательных температурах.

Эффективность применения ЦСС доказана опытом их использования на технологическом транспорте и мощном горно-добывающем оборудовании [1, 2]*. При этом за счет сокращения времени на проведение смазочных работ и улучшения условий смазки возрастает сменная производительность оборудования, сокращаются затраты на ремонт и обслуживание, приобретение запасных частей благодаря рациональной систематической дозированной подаче в пару трения смазки. Положительный опыт применения ЦСС позволяет с равным успехом использовать их и на другом оборудовании горно-добывающих предприятий.

Применение централизованных систем смазки приобретает особую остроту в современных условиях хозяйствования, когда вопросы себестоимости, рентабельности, конкурентоспособности при жесткой конкуренции приобретают особую остроту, определяя возможность существования как отдельных предприятий, так и целых отраслей промышленности.

Вместе с тем такое состояние делает актуальным вопросы технической модернизации имеющегося на предприятиях оборудования и внедрение нового, более эффективного. Проведение этих работ предполагает увеличение производительности и срока службы оборудования, сокращение времени и затрат при техническом обслуживании, снижение влияния человеческого фактора.

В настоящее время проводится работа по внедрению передовых методов, позволяющих до минимума сократить время простоев техники, в частности, за

* О применении АЦСС см. также статью Л.П. Прахова, А.В. Ульянова "Централизованные смазочные системы на карьерных экскаваторах" в № 12 нашего журнала за 2007 г.

счет применения автоматической централизованной системы смазки (АЦСС). Эффективность применения таких систем подтверждается опытом их применения на технологическом транспорте зарубежного производства (например, Komatsu и Caterpillar), которое в основном оборудовано подобными системами смазки. В ходе совместной работы фирмы "Lincoln" и ПО "БелАЗ" были разработаны и успешно применяются автоматические системы смазки на большей части заводской продукции, в том числе и на мощных самосвалах. Кроме того, при разработке АЦСС для экскаваторов ЭКГ-5А и ЭКГ-20 (ОАО "ОМЗ—Горное оборудование и технологии") (далее "ОМЗ—ГОИТ") была разработана принципиально новая система смазки, позволяющая все труднодоступные и трудоемкие точки трения смазывать во время работы.

По данным сравнительных испытаний шагающих экскаваторов ЭШ-15.90 ("ОМЗ—ГОИТ"), оснащенных автоматической централизованной системой смазки фирмы "Lincoln" и штатной системой смазки, на карьере AS "Narva Karjaar" (Эстония) за счет применения АЦСС расход смазки сократился более чем в шесть раз, расходы на ее приобретение — в два раза, а простой оборудования для проведения смазочных работ — более чем в семь раз.

В результате между фирмами "Lincoln GmbH" и AS "Narva Karjaar" заключен контракт на поставку 16 АЦСС на шагающие экскаваторы типа ЭШ-15.90 и ЭШ-10.70, несмотря на то, что эти машины уже продолжительное время находятся в эксплуатации (средний возраст экскаваторов примерно 17...25 лет). Опыт эксплуатации экскаваторов в Эстонии показал, что их оснащение централизованными системами способствует увеличению чистого рабочего времени работы экскаватора примерно на 1 ч в смену. Соизмеримое увеличение производительности работы экскаватора за смену составляет от 5 до 7 дополнительно загруженных железнодорожных вагонов.

Использование автоматических централизованных систем смазки позволяет в значительной степени повысить эффективность оборудования и снизить эксплуатационные издержки. Простота в использовании, надежность и быстрая окупаемость — это решающие факторы, которыми руководствуются при оснащении оборудования такими системами.

АЦСС подводит смазку к конкретному узлу, исключает необходимость вмешательства персонала в процесс смазывания, обеспечивает постоянное наличие оптимального количества смазочного материала в узлах трения.

К настоящему времени накоплен значительный опыт использования АЦСС на технике и оборудовании как импортного, так и отечественного производства. Сейчас это преимущественно автоматизированные централизованные системы смазки: легкие, компактные, надежные, с возможностью программирования для выбора режимов подачи смазки.

В Первомайском карьере Северного ГОКа (г. Кривой Рог) произведен монтаж первого из трех ЭКГ-10, поставленных "ОМЗ-ГОИТ". Применение АЦСС обеспечивает за год эксплуатации увеличения производительного рабочего времени на 440 ч, чему соответствует 150 тыс. м³ дополнительно отгруженного объема.

Более 400 автосамосвалов "БелАЗ" ежегодно поставляют потребителю с установленной на заводе АЦСС фирмы "Lincoln", которая хорошо себя зарекомендовала даже в сложных климатических условиях Якутии. Опыт применения в автотранспортном управлении (АТУ) Лебединского ГОКа систем централизованной смазки "Lincoln" с использованием смазки фирмы "Shell" показал, что на большегрузных самосвалах типа "БелАЗ-75131" и "Haulpak 510 E" узлы трения (сферические подшипники), обслуживаемые при помощи АЦСС, при пробеге машин в среднем 500 тыс. км (50 тыс. моточасов) не требуют замены.

В феврале 2004 г. на Талдинском угольном разрезе смонтирована и введена в эксплуатацию АЦСС "Lincoln" на экскаваторе ЭКГ-15 № 45, которая также хорошо себя зарекомендовала. К сожалению, на действующих экскаваторах конструкция некоторых узлов, например ходовой тележки, не позволяет подвести к ним смазку. Руководители механических служб добывающих предприятий "Кузбассразрезуголь", Угольная компания "Южный Кузбасс", ОАО "Междуречье", ЗАО "Черниговец" и ряда других заявляют, что все карьерные экскаваторы должны поставляться с завода уже с АЦСС. За последние годы совместными усилиями конструкторов "ОМЗ-ГОИТ" и специалистов фирмы "Lincoln" были разработаны проекты АЦСС для экскаваторов ЭКГ-5, ЭКГ-10, ЭКГ-12, ЭКГ-15, ЭКГ-20, гидравлического экскаватора ЭГ-5,5 (ЭГ-110), дробилок КРД-700/100А, ККД-1500/200 (230), бурового станка СБШ-270ИЗ, экскаватора ЭШ-25.90 и ряда шаровых мельниц. В Монголии пущена в работу АЦСС на ЭШ-25.90, которая без замечаний работает третий год. Для адаптации АЦСС в конструкции машин и оборудования, выпускаемого "ОМЗ-ГОИТ", были внесены изменения, позволяющие производить смазывание почти всех узлов трения в автоматическом режиме. Таким образом, положительный опыт эксплуатации систем централизованной смазки российскими горными предприятиями свидетельствует о том,

что система эффективна не только на новой машине, но и при монтаже ее на уже действующей технике.

ФГУП "ПО Уралвагонзавод" готовится выпустить на рынок новые модификации гусеничного экскаватора ЭО-5126, оснащенные автоматической централизованной системой смазки "Lincoln". В г. Воронеже построены два уникальных 120-тонных гидравлических экскаватора ДГЭ-1200, также оснащенных централизованной системой смазки компании "Lincoln".

Система централизованной смазки "Lincoln" успешно прошла испытания в условиях Испытательного центра Холдинговой Компании "АвтоКрАЗ" (Украина) и была рекомендована для применения на автомобилях "КрАЗ".

Кроме того, системы централизованной смазки "Lincoln" установлены на оборудование компании ОАО "ОЛКОН", Оленегорский горно-обогатительный комбинат. С помощью этой системы смазка подается в автоматическом режиме на узлы трения и подшипники питателей и главного вала двух шёковых дробилок ШКД СМД-60 и на четыре грохота типа ГИСТ-72 и ГИСЛ-82.

ОАО "Тверской экскаватор" установило централизованную систему смазки "Lincoln" на специальную машину для погрузки металлолома и леса — экскаватор ЕК-18-45 со скраповым оборудованием и гидроподъемной кабиной.

Вместе с тем необходимо обратить внимание на то, что широкое внедрение АЦСС сдерживается обязательностью использования в этих системах специальных смазочных материалов, производители которых в описании смазок специально оговаривают условия применения данной смазки (обычно указывают кроме рабочей температуры *предельную низкую температуру прокачивания*). Особенно остро стоит эта проблема на Севере страны, в Сибири и на Дальнем Востоке, где расположены основные добывающие предприятия.

Компания "Техпартнер" и компания "НАНОТЕК" (ООО "НаноТехнологии"), занимающаяся производством смазочных материалов, провели испытания целого ряда смазок в целях определения их прокачиваемости при отрицательных температурах. Для сравнения была принята смазка Литол 24. Испытания проведены в специальных климатических камерах, моделирующих температурные условия до -60 °С, "Лаборатории типовых испытаний и надежности" (ЛТИИН) ОАО "Прибой", г. Санкт-Петербург (табл. 1).

Испытательный стенд включал в себя следующее оборудование фирмы "Lincoln":

насос серии P-203 QUICKLUB со встроенным электронным блоком управления для прогрессивной системы смазки с насосным элементом В7, предохранительным клапаном на давление 400 бар*, с прогрессивными распределителями SSV-6 и SSV-10, трубопроводами высокого давления KF300 8,6×2,3 общей длиной 15 м, манометрами под давление 400 бар, насосом POWERLUBER для прокачки системы.

* 1 бар = 10⁵ Па.

Результаты испытаний смазок при пониженных температурах

Наименование смазки	Тип смазки	Загуститель	Класс NLGI	Температура прокачиваемости в холодных условиях, °С	
				гарантированная	предельно допустимая
Литол 24	Пластичная, минеральная	Li	3	–	–12
Литол Ультра EP 2	Пластичная, полусинтетическая	Li	2	–25	–30
МеталлПлак С-EP 1	Пластичная, синтетическая	Li	1	–25	–35
МеталлПлак С-EP 0	Пластичная, синтетическая	Li	0	–30	–35
МеталлПлак EP 000	Полужидкая, полусинтетическая	Li	000	–30	–35
МеталлПлак С-EP 000	Полужидкая, синтетическая	Li	000	–42	–47

Из табл. 1 видно, что смазки компании "НАНОТЕК" существенно превосходят по предельной температуре прокачиваемости Литол 24 и охватывают практически весь зимний температурный диапазон эксплуатации техники в России.

Кроме прокачиваемости изготовители АЦСС вводят ограничение на класс NLGI (число пенетрации, характеризующее "мягкость" смазки; чем выше класс NLGI, тем гуще смазка). Для смазок, используемых в АЦСС, показатель NLGI не должен превышать 2. Практика показывает, что эти рекомендации не всегда выполняются. Для обеспечения прокачиваемости смазки Литол 24 при отрицательных температурах в него добавляют моторное или гидравлическое масло, а нередко и дизельное топливо. Такие "эксперименты" чаще всего приводят к негативным последствиям. Попадание механических примесей в смазку в процессе "эксперимента" приводит к выходу из строя не только АЦСС, но и смазываемых узлов оборудования. Введе-

ние большого количества жидкости в смазку нарушает ее структуру и, следовательно, свойства (стабильность, температуру каплепадения, триботехнические смазочные характеристики и др.).

Типичные характеристики смазок для АЦСС представлены в табл. 2. Для сравнения в ней также даны характеристики Литол 24.

Важнейшей характеристикой смазочных материалов является смазочная способность, которая оценивается по нагрузке сваривания и критической нагрузке. Нагрузка сваривания – показатель, характеризующий свойство смазки предотвращать задиры в условиях высоких контактных нагрузок. Критическая нагрузка – предельная нагрузка, при которой происходит разрушение масляной пленки и переход с жидкостного режима трения на полусухой и сухой.

Для современного промышленного оборудования, особенно дорогостоящего, разработаны специальные смазки, содержащие противозадирные присадки,

Таблица 2

Характеристики смазок

Показатели смазок	Литол 24, ГОСТ 21150–87 (РФ)	Литол Ультра EP2, ТУ 0254-002-15238210–2003 (НАНОТЕК, РФ)	Mobil SHC 220 (Mobil oil, США)	Multy Duty Grease MoS ₂ (SUNOCO Lubricants, Бельгия)
Класс NLGI	3	2	2	2
Пенетрация при 25 °С	220...250	265...295	280	265...295
Цвет	Коричневый, желтый	Красный	Красный	Черный
Температура каплепадения, °С	185	185	270	185
Базовое масло	Минеральное	Полусинтетическое	Синтетическое	Минеральное
Нагрузка сваривания, кгс*	150	320	250	280
Критическая нагрузка, кгс	63	140	Нет данных	Нет данных
Рабочие температуры, °С	–40...+120	–45...+130	–45...+170	–20...+140
Минимальная температура прокачиваемости, °С	–12	–30	Нет данных	–20

* 1 кгс ≈ 9,81 Н.

улучшающие смазочные характеристики. При их обозначении обычно используют индекс EP (Extreme Pressure, т.е. для экстремальных давлений) или это подчеркивается в описании смазок. Их применение особенно эффективно в узлах и механизмах, испытывающих вибрацию и ударную нагрузку (движение тяжело нагруженного автомобиля по неровной дороге, например самосвал в карьере; работа виброгрохота, ковшового или роторного экскаватора и др.). Анализ характеристик смазок для АЦСС показал, что практически все они являются EP-смазками. Смазки, представленные в табл. 2 (кроме Литол 24), являются EP-смазками.

Как видно из табл. 2, EP-смазки значительно превосходят по нагрузке сваривания Литол 24. Практически это выражается в 2–3-кратном увеличении ресурса узлов и механизмов при применении в них смазок EP-класса.

Проведенные испытания показали, что смазочные материалы компании "НАНОТЕК" удовлетворяют требованиям к смазкам для АЦСС. По своим характеристикам они не уступают аналогичным смазкам иностранных производителей.

На основании проведенных испытаний смазочные материалы "НАНОТЕК" допущены к применению в оборудовании для АЦСС компании "LINCOLN GmbH & Co. KG".

Список литературы

1. Щекотов В.И., Дзелялов А.С., Крикун И.Н., Госман А.И., Прахов Л.П. Пути снижения простоев землеройной и строительной техники // Горная промышленность. 2005. № 3.
2. Госман А.И. Автоматическая система смазки – путь снижения простоев технологического оборудования // Горная промышленность. 2002. № 6.

УДК 622.73

Ю.А. Лагунова, канд. техн. наук, доц., П.А. Жиганов, асп., Уральский государственный горный университет

Особенности эксплуатации дробильно-размольного оборудования на месторождениях Австралии

Рассмотрены геологические и физико-механические свойства асбеста, дробильно-размольное оборудование, применяющееся на месторождениях асбеста в Австралии в сравнении с аналогичным отечественным оборудованием, используемым на Баженовском месторождении в России.

Конструкция, принцип действия и эксплуатация дробильно-размольного оборудования во многом зависят от физико-механических свойств горных пород.

В связи с этим представляет интерес характеристика месторождений Австралии – одного из ведущих производителей асбеста.

Асбест в природе представлен всеми видами минералов, обладающими свойством расщепляться на тонкие волокна. Способность образовывать агрегаты волокон свойственна минералам двух групп – *серпентина* (*хризотила*), волокна которого представляют собою плотно прилегающих друг к другу трубочек, и *амфибола*, волокна которого в отличие от первого не пустотелые.

Среди промышленно значимых волокнистых амфиболов выделяют подгруппы:

- 1) магнезиально-железистых (антофиллит-асбест, амозит-асбест),
- 2) кальциево-магниевого (актинолит-асбест, тремолит-асбест),
- 3) щелочных или "голубых" (крокидолит-асбест, родусит-асбест, режикит-асбест) [1].

Значительная часть месторождений асбеста в Австралии приурочена к ультраосновным магматическим породам, однако далеко не каждая магматическая формация, включающая ультраосновные породы, может считаться асбестоносной.

Основные промышленные типы месторождений асбеста в Австралии представлены в табл. 1. Характеристика одного из основных отечественных месторождений – Баженовского – показана в табл. 2.

В настоящее время на месторождениях Австралии эксплуатируют в основном технику производства компании "Сандвик Рок Процессинг". Например, в Западной Австралии на шахте "Плесер Гренни Смит" введена в эксплуатацию дробилка среднего дробления Нудгосоне Н-8800. Так же в Западной Австралии на шахте "Янди" компании "Би-Ейч-Пи Биллитон" на добыче железорудного тонкого продукта в 2002 г. была установлена на интегрированную металлоконструкцию дробилка мелкого дробления Hydrocone Н-8800 [4].

Промышленные типы месторождений асбеста Австралии

Типы	Подтипы	Геологические формации, с которыми ассоциируют месторождения	Содержание асбеста в рудах по сортам, %		Сопутствующие минералы и их крепость по шкале проф. Протодьяконова	Масштабы месторождений (запасы волокна)	Примеры районов, месторождений
			АК-IV	АК-III			
Амфибол-асбестовый апокарбонатный	Крокидолит-амозит-асбестовый в магнетитно-карбонатных-кремнисто-железистых породах	Орогенные и платформенные формации во впадинах на древнем основании складчатых систем и щитов	6...10	6...10	Магнетит, гематит (6...10), алевролит, аргиллит (6...8), кремнистые сланцы (10)	Десятки до первых сотен тыс. т	Марлборо (Южная Австралия)
Антофиллит-асбестовый		Дунит-гамбургитовая формация в докембрийских офиолитах в обрамлении гранито-гнейсовых куполов	3...9	0,6...3	Доломит, амфибол (10...12), дунит (14), ортопироксен, гнейс (10...11)	Десятки до первых сотен тыс. т. Провинции месторождений – запасы до первых млн т	Барраба, Вудсриф (Новый Южный Уэльс), Вайттенум Джордж (р-н Пилбара)

Таблица 2

Баженовское месторождение асбеста

Типы	Подтипы	Геологические формации, с которыми ассоциируют месторождение	Содержание асбеста в рудах по сортам, %			Сопутствующие минералы и их крепость по шкале проф. Протодьяконова	Масштабы месторождений (запасы волокна)	Примеры районов, месторождений
			Типы и подтипы промышленных руд	АК-IV	АК-III			
Хризотил-асбестовый апо-ультра-мафитовый	Поперечно-волокнистого хризотил-асбеста в жилах, образующих зональный штокверк (баженовский)	Дунит-гарцбургитовая в офиолитах вблизи микроконтинента или островной дуги на сиалическом основании, офиолитах коллизионных обстановок. Характерна неполная серпентинизация асбестоносных ультрамафитов	Первичного поперечно-волокнистого хризотил-асбеста	1,0...7,8	0,02...1,28	Магнетит (6...10), Серпентин (12) Перидотиты (8...16)	70 млн т	Баженовское (Россия)
			Зоны отороченных жил	1...3	0,2...0,5			
			Зоны жил крупной сетки	2...6	0,1...0,5			
			Зоны жил мелкой сетки	До 25	0...0,001			
			Зоны мелкопрожила	До 30	–			
			Продольно- и косоволокнистого хризотил-асбеста в зонах смятия серпентинитов	1...8	–			

Сравнительная характеристика дробилок фирм "ОМЗ" и "Сандвик"

Показатель	Ед. изм.	Среднее дробление		Мелкое дробление	
		КСД-2200Т	Н8800МС	КМД-2200Т1	Н8800F
Паспортные данные по каталогам "ОМЗ-ГОИТ" и Hydrocone SRP					
Производительность	м ³ /ч	180...360	338...1180	160...250	278...603
Разгрузочная щель	мм	15...30	22...51	5...15	13...38
Максимальный кусок в питании	мм	275	250	100	80
Мощность привода потребляемая	кВт	250	600	250	600
Среднее энергопотребление	кВт·ч/т	0,43...0,87	0,32...0,94	0,63...0,98	0,62...1,35
Выход класса –2 мм на минимальной щели	%	57	35	93	68
Данные по эксплуатации вышеприведенных дробилок на месторождениях асбеста					
		Россия	Австралия	Россия	Австралия
Производительность	т/ч	410	1134	612	824
Выход класса –12 мм на минимальной щели	%	51	32	87	59
Среднее энергопотребление	кВт·ч/т	0,61	0,53	0,41	0,73

Характерные особенности дробилок Hydrocone следующие: внутренняя часть дробилки защищена от пыли самосмазывающимся кольцевым уплотнением; ребра нижнего корпуса имеют футеровки из специальной легированной стали; коническая зубчатая передача со спирально-нарезными зубьями; грансостав продукта и производительность оптимизируются путем регулирования эксцентрика; большое загрузочное отверстие (два ребра верхнего корпуса защищены от износа прочными футеровками из специальной легированной стали); главный вал защищен сменной втулкой и внутренней головной гайкой; легкая регулировка хода шестерен. Эти особенности позволяют расширить рынок использования дробилок Hydrocone. Однако главным при эксплуатации любых дробилок по-прежнему остается взаимодействие их с перерабатываемым материалом.

Кроме того, хочется обратить внимание на паспортные и фактические характеристики дробилок Hydrocone, с одной стороны, КМД и КСД – с другой, которые используются на месторождениях асбеста в Австралии и России. Такое сравнение приведено в табл. 3.

Проанализировав табл. 1–3, можно сделать вывод, что из-за повышения крепости руды необходимы дробилки с большим дробящим усилием и более высокой установленной мощностью, а достижение предела мощности и невозможность получения материала достаточно тонкой степени дробления с требуемой скоростью приводят к мысли о необходимости создании техники нового поколения.

Кроме того, из анализа вышеприведенного материала, становится понятно, почему дробилки Hydrocone не получили большого распространения на Евразийском материке. Это связано именно с характеристикой пород, их структурными и геологическими составляющими, физико-механическими свойствами горных пород.

Список литературы

1. Ведерников Н.Н., Полянин В.С., Романович И.Ф. Минеральное сырье. Асбест. Справочник. М.: ЗАО Геоинформмарк, 1999. 40 с.
2. Артемов В.Р., Колбанцев Р.В. Региональные и локальные закономерности размещения месторождений асбеста. Л.: Недра, 1979. 62 с.
3. Информационный журнал компании "Сандвик Рок Процессинг". № 2. 2002. С. 23.

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Художник В.Н. Погорелов. Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Т.И. Андреева. Корректоры Л.И. Сажина, Л.Е. Соношкина.

Сдано в набор 21.11.07 г. Подписано в печать 24.12.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 9,10. Заказ 19. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.