НАУЧНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

6
2008

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.
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.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
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

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Чудновский В.Ю. Основы рационального конструирования ковшей карьерных роторных экскаваторов . . . 2

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Гавриков А.А., Волчок Ю.П., Курчевский А.Н., Романович А.С. Новая автоматизированная система контроля горного давления в очистных забоях и перспективы развития технологии управления кровлей лав . . . 7

Поминов К.П., Рахутин М.Г. Обоснование рациональных соотношений усилия подачи и мощности привода исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия . . . 14

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Гилёв А.В., Шейн Ф.Э. Механизированный комплекс для добычи строительных материалов на обводненных месторождениях . . . 18

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИКА

Микитченко А.Я., Могучев М.В., Шевченко А.Н., Шоленков А.Н., Греков Э.Л. Разработки ОАО "Рудоавтоматика" в области перспективных систем экскаваторных приводов . . . 21

Кадыров И.Ш. Исследование динамических процессов в передачах механизма поворота экскаватора-драглайна при внезапном отключении питающего напряжения . . . 29

ЭКОНОМИКА

Зверева Л.А., Захаров С.И., Коркина Т.А. Нормирование расхода материально-технических ресурсов на угольных шахтах: мотивационный подход . . . 32

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Буторин С.Н., Егоров Н.Г., Ермаков А.В. Оборудование и приспособления для механизации проходки шурфов . . . 34

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Глебов А.В. Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность автосамосвалов в условиях карьера "Комсомольский" Айхальского ГОКа . . . 40

Федоров Ф.В., Тарасов Ю.Д. Улавливающие устройства для ленточных конвейеров с подвесной лентой . . . 46

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Давиденко А.Н., Кожевников А.А., Хоменко В.Л., Судаков А.К. Планетарная конструкция долот безударного действия . . . 49

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Саблин Р.А. Экспериментальные исследования режима работы вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления . . . 53

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.

© Издательство "Новые технологии", "Горное оборудование и электромеханика", 2008

УДК 621.879.48:622.271

В.Ю. Чудновский, д-р техн. наук, проф., Израиль

Основы рационального конструирования ковшей карьерных роторных экскаваторов

Раскрываются причины высокой энергоемкости и динамичности карьерных роторных экскаваторов при использовании ковшей традиционной конструкции, до сих пор создаваемых на базе инженерной интуиции. Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований закономерностей экскавационного процесса, устанавливающие научно обоснованные требования к основным конструктивным параметрам ковшей исходя из критерия минимизации энергоемкости резания и динамических явлений. На их основе предложен метод рационального конструирования режущей части ковшей.

Рабочим органом роторного экскаватора является колесо, оснащенное по периметру ковшами. Такой рабочий орган был предложен в Германии в 1913 г. инженером Swander (патент № 272118), когда цепные многоковшовые экскаваторы уже широко применялись в буроугольной промышленности. Патент был использован фирмой "Gumbolt", построившей в 1916 г. первый роторный экскаватор на железнодорожном ходу. Эксплуатационные преимущества экскаватора и резкое уменьшение потребности в качественных конструкционных сталях в сравнении с цепными многоковшовыми экскаваторами сразу же привлекли внимание конструкторов и специалистов горной промышленности. К 1936 г. в Германии уже было построено 22 крупных роторных экскаватора и они окончательно утвердились на открытых горных работах.

В Германии роторные экскаваторы применялись для разработки сравнительно слабых покрывающих пород и бурых углей невысокой крепости, поэтому вопросы теории их экскавационного процесса не разрабатывались и при конструировании режущей части ковшей вполне удовлетворялись упрощенными решениями, основанными на инженерной интуиции. Ковши традиционно выполнялись (рис. 1) с режущим поясом полукруглой (*а*), прямоугольной со скругленными углами (*б*) или трапециевидной (*в*) формы. Позже опыт разработки более крепких и абразивных грунтов привел к выводу о целесообразности установки на ковшах режущих зубьев. Такие ковши срезают серповидную в поперечном сечении стружку, причем основную работу резания выполняют режущие зубья, развернутые в сторону боковой подачи рабочего органа на угол $\psi > 30°$. Серьезность энергетических и динамических проблем рабочего процесса, осуществляемого машиной с ковшами подобной конструкции, в полной мере была осознана только в послевоенное время с началом в 1960-х гг. строительства и широкого применения роторных экскаваторов в СССР на открытых горных работах в сложных условиях круглогодичной экскавации покрывающих пород, крепких бурых и каменных углей в районах Сибири, Дальнего Востока и Казахстана.

Однако из-за отсутствия исследований в области закономерностей экскавационного процесса в проектировании режущего оборудования для новых роторных экскаваторов, создаваемых на заводах "НКМЗ", "Донецгормаш", "Ждановтяжмаш" для тяжелых условий работы, по-прежнему исходили из инженерной интуиции и сомнительного производственного опыта германских фирм. Таким несовершенным режущим оборудованием оснащаются роторные экскаваторы, предлагаемые и сегодня к поставке как этими заводами, так и признанными мировыми лидерами роторного экскаваторостроения фирмами "Krupp", "MAN TAKRAF" (Германия), "PRODECO" (Чехия).

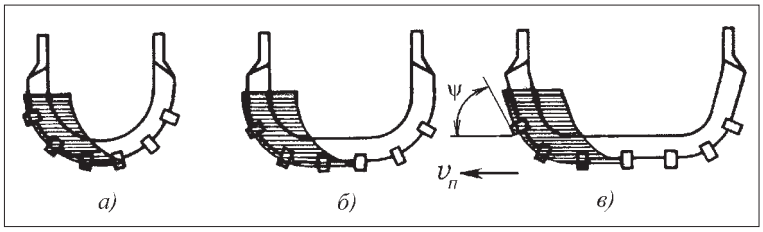


Рис. 1. Схемы ковшей роторных экскаваторов, применяемых на практике

Ситуация, сложившаяся в этих условиях в роторном экскаваторостроении, характеризуется противоречивостью. С одной стороны, непрерывно и успешно совершенствуется общая конструкция машины. Ее основные узлы, механизмы, приводы, электрооборудование, тщательно рассчитываются и проектируются на основе признанных теоретических положений и последних достижений научно-технического прогресса в соответствующих отраслях. С дру-

гой стороны, конструирование режущего оборудования рабочего органа, от которого непосредственно зависит эффективность экскавационного процесса и общая эксплуатационная эффективность машин и их конкурентоспособность, ведется практически вслепую при полном отсутствии научного обоснования принимаемых инженерных решений.

Как результат, значительные технические и экономические потенциальные возможности машины в сложных условиях эксплуатации не могут быть реализованы в полной мере. Отмеченное противоречие серьезно тормозит научно-технический прогресс в области роторного экскаваторостроения.

Задача разработки научных основ экскавационого процесса роторных экскаваторов и выявления условий минимизации его энергетических и динамических характеристик была целью всесторонних экспериментальных и теоретических исследований, выполненных автором [1–7]. Исследования выявили сильную зависимость энергетических и динамических закономерностей экскавационного процесса от пространственной ориентации и конструктивных особенностей режущего инструмента ковшей. Установлено [1, 7], что традиционная для применяемых на практике ковшей и кажущаяся интуитивно логичной ориентация зубьев, при которой режущая кромка зубьев, выполняющих основную работу резания забоя, развернута в направлении боковой подачи ротора (скорость $v_п$) на некоторый угол $\psi > 30°$, ошибочна, так как именно с ней связаны основные энергетические и динамические проблемы рабочего процесса роторных экскаваторов.

В применяемых конструкциях ковшей все сечение среза отделяется от массива совместной работой всех зубьев, установленных на боковой стенке козырька, и при этом каждый из них работает практически в режиме блокированного резания, отличающегося, как известно, высокой энергоемкостью. Одновременная работа соседних режущих зубьев приводит также к тому, что создаваемые ими в массиве зоны напряженного состояния перекрываются и это приводит к излишнему дроблению и переизмельчению некоторой части стружки и дополнительным затратам энергии.

Экспериментальные исследования [1] показали, что при $\psi = 0°$ возможна независимая работа режущих зубьев в режиме ступенчатого резания, близкого к полусвободному резанию, энергоемкость которого не менее чем на 25...30 % ниже энергоемкости блокированного резания. Теоретический анализ формирования нагрузки главных приводов в [2] показал также, что при $\psi = 0°$ происходит благоприятное изменение пространственной ориентации реакции забоя на рабочий орган, приводящее к снижению окружного усилия резания и нагрузки привода ротора не менее чем на 5...20 % в сравнении с углом установки зубьев $\psi = 30°$ (при условно неизменной удельной энергоемкости резания) и уменьшению усилия боковой подачи и нагрузки привода поворота экскаватора не менее чем в 2,5–3 раза.

Исследования природы динамических явлений, возбуждаемых в рабочем процессе [1, 3], выявили, что при $\psi > 0°$ в составе сил сопротивления грунта резанию формируется составляющая со свойствами отрицательного сопротивления, что приводит к "накачке" энергии от привода в колебательную систему экскаватора. "Накачка" частично компенсирует конструкционное затухание колебаний, регенерирует динамическую систему и является главной причиной отмечаемой в эксплуатации повышенной склонности роторных экскаваторов к колебаниям. При $\psi > 15°$ возможен переход регенерации в самовозбуждение и появление в системе автоколебаний. Установлено, что режимы регенерации и самовозбуждения динамической системы радикально устраняются при $\psi = 0°$. При этом в процессе взаимодействия режущих зубьев с забоем формируются дополнительные силы вязкого сопротивления, подавляющие колебания. Величина этих сил пропорциональна крепости разрабатываемого грунта и в системе горизонтальной упругой податливости рабочего органа при коэффициенте крепости грунта, например, $k_F = 90$ Н/см^2 они обеспечивают декремент колебаний, превосходящий конструкционный декремент свободных колебаний в 6–15 раз [4].

Для подавления вертикальных и крутильных колебаний ротора в забое условие $\psi = 0°$ дополняется требованием к конструктивному исполнению режущих зубьев [5]: они должны быть выполнены в форме острого плоского клина с площадкой со стороны задней грани с задним углом, равным нулю. Для сохранения необходимой формы и технически острого состояния при изнашивании в работе режущие зубья должны обладать свойством самозатачиваемости. В [1, 6] обоснованы требования к конструктивному исполнению режущих зубьев, обеспечивающих принципиальную возможность достижения такого эффекта, показано, что угол их установки $\psi = 0°$ является кинематическим условием самозатачиваемости, и разработаны практические конструкции самозатачивающихся режущих зубьев. Расчеты показывают, что при работе ковшей с такими зубьями дополнительный декремент вертикальных и крутильных колебаний ротора в забое более чем в 20 раз превышает конструкционный декремент свободных колебаний, что свидетельствует о сильном подавлении колебаний. Одновременно существенно снижается усилие резания грунта за счет устранения затупления зубьев в процессе их изнашивания в работе [5, 7].

Впервые установленные выше требования к конструктивному исполнению режущих зубьев и их пространственной ориентации относительно рабочих движений ротора отвечают критериям минимизации энергоемкости резания и динамических явлений и должны учитываться как основные при проектировании режущей части ковшей. Дополнительные требования к пространственному расположению режущих зубьев возникают в связи с задачей ограничения кусковатости материала забоя, отделяемого при работе ковшей. Известно, например, что размеры кусков угля, поставляемого электростанциям, по принятым нормам не должны превышать 300 мм. Решение задачи состоит в разделении сечения среза на части и независимом резании их зубьями, что достигается установкой зубьев на ковшах с боковым и траекторным смещением.

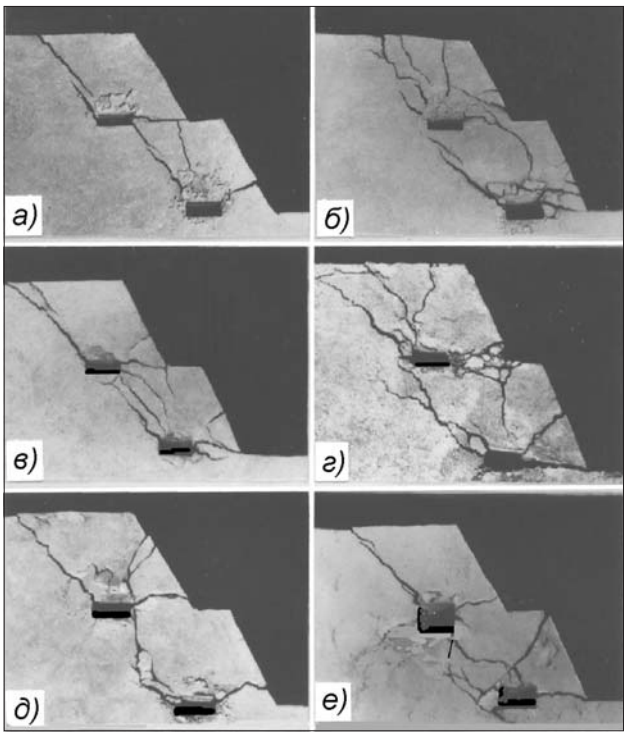


Рис. 2. Картина разрушения забоя при имитации повторного ступенчатого резания зубьями, установленными на ковше с боковым и траекторным смещением:
а – песок глауконитовый, III категория; *б* – суглинок тяжелый, III категория; *в* – глина коричневая, III категория; *г* – уголь бурый, IV категория; *д* – глина мергелистая, IV категория; *е* – каолин, IV категория

Возможность сочетания ступенчатой схемы резания при $\psi = 0°$ с указанным расположением зубьев проверена в опытах на ряде грунтов естественного сложения. В опытах у вертикальной открытой стенки с помощью клинового индентера с плоскими гранями имитировали повторное резание забоя ковшом с двумя зубьями, установленными с боковым и траекторным смещением (рис. 2). Радиальный шаг установки зубьев (индентера) составлял $a_ш = 12$ см, длина лезвия зубьев $b_1 = 5$ см, ширина среза $b = 12$ см, шаг бокового смещения зубьев $b_ш = 7{,}5$ см. Внедрением индентера вначале разрушали верхнюю часть сечения среза, затем – нижнюю. Таким образом имитировали последовательность работы режущих зубьев при их траекторном смещении.

Как видно из рис. 2, расположение линий разрушения во всех случаях указывает на достижение эффекта расчленения и автономного разрушения зубьями частей сечения среза при повторной ступенчатой схеме резания забоя. Результаты опытов указывают также на важную с точки зрения выбора оптимального шага бокового смещения зубьев тенденцию расположения линий разрушения сечения в боковом уширении прорези со стороны целика для грунтов, не склонных к растрескиванию, по кратчайшему расстоянию от зуба к ближнему углу дна прорези, оставленной впереди идущим зубом.

Совокупность установленных требований к рациональному пространственному расположению и ориентации режущих зубьев реализована в принципиальной схеме режущей части ковшей, представленной на рис. 3. Ее основными расчетными параметрами являются число зубьев на каждой рабочей стороне ковша z, толщина a и ширина b сечения среза грунта ковшом, радиальный шаг установки режущих зубьев $a_ш$, угол отклонения плоскости симметрии зубьев от плоскости вращения ротора θ, углы траекторного $\beta_Т$ и бокового $\beta_Б$ смещения зубьев.

Толщина a и ширина b сечения среза грунта ковшом входят в выражение для технической производительности экскаватора

$$Q_Т = 60abHz_к n_р, \qquad (1)$$

где $Q_Т$ – техническая производительность экскаватора в плотной массе, м^3/ч; H – расчетная высота забоя, м; $z_к$ – число ковшей ротора; $n_р$ – частота вращения ротора, мин$^{-1}$; dim a, b – м.

Толщина среза a и радиальный шаг установки зубьев $a_ш$ связаны условием $a = a_ш z$. Для гарантированного ограничения размеров кусков экскавируемой породы величину $a_ш$ следует назначать на 20...30 % меньше предельного нормативного линейного размера кусков $a_к$. В расчетах можно принять $a_ш = 0{,}75a_к$. Расчетное сечение среза каждым зубом принимается ромбическим, что отвечает условию минимизации удельной энергоемкости ступенчатой схемы резания [1]. Учитывая, что экспериментальные значения угла развала прорези для грунтов $\gamma_{пр}$ составляют 110...130° [1, 8], в расчетах можно принять среднее значение $\gamma_{пр} \approx 120°$, чему соответствует зависимость $b = 1{,}15a_ш$. Подставив принятые соотношения в (1), получаем выражение для расчета числа зубьев z

$$z = 0{,}026Q_Т \big/ a_к^2 Hz_к n_р. \qquad (2)$$

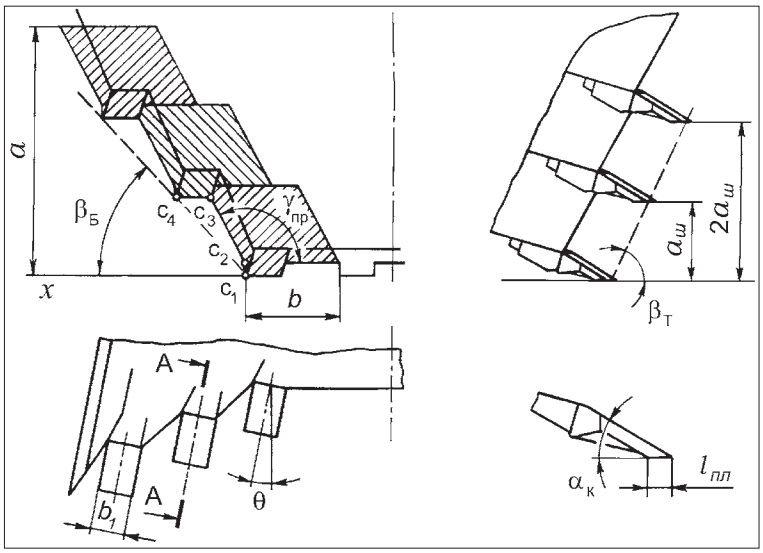


Рис. 3. Схема к расчету основных параметров рациональной конструкции ковшей ступенчатого резания

Результат, полученный из (2), необходимо увеличить до ближайшего целого числа, после чего скорректировать значение $a_ш$.

Угол θ из условия работы режущих зубьев в режиме прямоугольного резания, обеспечивающего минимальные значения сил сопротивления грунта резанию на их боковых гранях, определяется из зависимости $\theta = \mathrm{arctg}\, v_п/v_р$, где $v_п$, $v_р$ – скорость боковой подачи и окружная скорость режущего зуба. Поскольку скорость $v_р$ изменяется по дуге резания, так как зависит от вылета режущего зуба относительно оси вращения поворотной части экскаватора, и скорости $v_п$, то $v_р$ изменяется при регулировании главных приводов. Угол θ является величиной переменной.

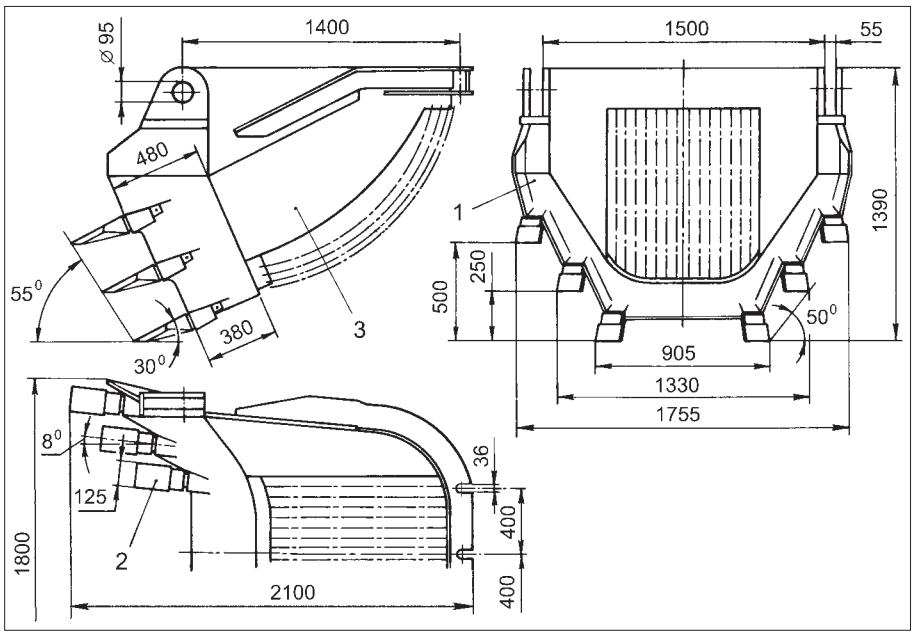


Рис. 4. Ковш ступенчатого резания вместимостью 1,4 м³ экскаватора Rs-1200

Учитывая, что степень блокированности боковой грани зуба со стороны целика значительно выше, чем со стороны поверхности забоя, открытой впереди идущим ковшом (на что указывает существенно меньшая величина угла бокового уширения прорези со стороны целика), целесообразно гарантированно исключить из контакта с забоем боковой грани зуба. Для этого расчетное значение угла θ следует принимать исходя из наибольшего значения скорости $v_п$ и наименьшего значения скорости $v_р$ в рабочем диапазоне их изменения, т.е. принимать $\theta \approx (v_п/v_р)_{max}$.

При определении угла бокового смещения режущих зубьев $\beta_Б$ учитываем необходимость обеспечить при расчетном значении угла развала прорези $\gamma_{пр}$ выход поверхности бокового уширения прорези со стороны целика от режущего зуба к углу дна прорези, образованной впереди идущим зубом по наиболее короткому расстоянию c_1c_2. Из равенства проекций на ось x отрезка c_1c_4 и ломаной линии $c_1c_2c_3c_4$ имеем

$$c_1 c_4 \cos\beta_Б = c_2 c_3 \cos(180° - \gamma_{пр}) + c_3 c_4, \qquad (3)$$

где $c_1c_4 = a_ш/\sin\beta_Б$; $c_2c_3 = (a_ш - c_1c_2)/\sin(180° - \gamma_{пр})$; $c_3c_4 = b_1 \cos\theta$.

Введем замены: $b_1 = k_b a_ш$ и $c_1c_2 = k_\gamma a_ш$, где k_b – коэффициент относительной длины режущей кромки зуба; k_γ – коэффициент относительной высоты вертикальной стенки канавки прорези со стороны целика. После подстановки этих замен в (3) и принятия $\cos\theta \approx 1$, что допустимо ввиду малости угла θ, получаем

$$\beta_Б \approx \mathrm{arctg}[k_b - (1 - k_\gamma)\mathrm{ctg}\,\gamma_{пр}]. \qquad (4)$$

В расчетах угла $\beta_Б$ по (4) принимаем по экспериментальным данным $k_\gamma = 0{,}15...0{,}25$, а k_b – исходя из опыта проектирования ковшей, в пределах 0,5...0,7.

Угол траекторного смещения режущих зубьев $\beta_Т$ может быть определен по методике, предложенной в [8]. Ориентировочно его значение составляет 40...55°.

Положение режущих зубьев на козырьке ковша фиксируется углами $\psi = 0°$, $\theta \approx (v_п/v_р)_{max}$, а также и углом резания $\alpha_к$, при котором площадка со стороны задней грани длиной $l_{пл}$ при работе ковша находится в плоскости среза.

Изложенные принципы синтеза конструкции режущей части ковшей ступенчатого резания и расчета их основных параметров использованы в проектах ковшей вместимостью:

- 0,12 м³ при модернизации роторных экскаваторов ЭРГ-120 и ЭР-315, разрабатывающих огнеупорные глины и каолины на карьерах огнеупорного сырья (Украина);
- 0,4 м³ при модернизации роторных экскаваторов ЭРГ-400, ЭР-1250, выполняющих вскрышные работы на карьерах огнеупорного сырья (Украина) и урановых рудниках (Узбекистан);
- 1,4 м³ при модернизации роторного экскаватора Rs-1200, выполняющего вскрышные работы на буроугольном разрезе (Украина).

Для примера на рис. 4 приведен общий вид ковша ступенчатого резания вместимостью 1,4 м³ экскаватора Rs-1200.

Результаты промышленных испытаний и опыта эксплуатации роторных экскаваторов с ковшами ступенчатого резания подтвердили достижение теоретически ожидаемого эффекта. Их применение гарантирует:

- снижение на 45...50 % энергоемкости резания горной породы и нагрузки привода рабочего органа;
- уменьшение в 2,5–3 раза боковой силы сопротивления горной породы резанию и нагрузки привода поворота экскаватора;

• уменьшение общей технологической нагрузки на несущую конструкцию экскаватора не менее чем в 2 раза;

• эффективное подавление динамических явлений при работе экскаватора за счет формирования демпфирующих сил непосредственно в процессе резания забоя;

• минимальные энергетические и силовые показатели рабочего процесса в течение всего срока службы режущих зубьев за счет эффекта самозатачиваемости, устраняющего их затупление.

Результаты выполненных исследований и успешный опыт эксплуатации ковшей ступенчатого резания свидетельствуют о практической и экономической целесообразности замены на роторных экскаваторах, работающих на угольных разрезах России, несовершенного режущего оборудования на оборудование нового научно-технического уровня.

В результате такой модернизации, практически не требующей капитальных затрат, технические возможности машины возрастают и оказываются существенно выше, указанных в заводском паспорте. При работе нового режущего оборудования появляется значительный резерв мощности главных приводов и прочности конструкции, что позволяет увеличить техническую производительность, расширить возможную область экскавации углей и пород повышенной крепости без применения буровзрывных работ, повысить надежность и продлить срок службы машин.

Список литературы

1. **Чудновский В.Ю.** Механика роторных экскаваторов. Иерусалим: Изд-во МИКА К.А., 2002. 329 с.

2. **Чудновский В.Ю**. Исследование условий снижения нагрузки главных приводов карьерных роторных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 11. С. 42–48.

3. **Чудновский В.Ю.** Исследование природы динамических явлений в роторных экскаваторах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6.

4. **Чудновский В.Ю.** Задача подавления горизонтальных колебаний рабочего органа роторных экскаваторов в забое // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 6. С. 31–36.

5. **Чудновский В.Ю.** Колебания карьерных роторных экскаваторов в вертикальной плоскости и их подавление // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 2. С. 35–39.

6. **Чудновский В.Ю.** Принципы конструирования самозатачивающегося режущего инструмента роторных экскаваторов // Уголь. 2006. № 2. С. 16–20.

7. **Чудновский В.Ю.** Подавление динамики и снижение энергоемкости резания роторных экскаваторов за счет усовершенствования режущего оборудования // Горные машины и автоматика. 2004. № 9. С. 21–27.

8. **Ветров Ю.А.** Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 360 с.

ШАХТИНСКОМУ ИНСТИТУТУ (ФИЛИАЛУ) ЮЖНО-РОССИЙСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА (НОВОЧЕРКАССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА)

50 ЛЕТ

22 мая 2008 г. Шахтинский институт Южно-Российского государственного технического университета (Новочеркасского политехнического института) отметил свой 50-летний юбилей.

Институт образован в мае 1958 г. как Шахтинский филиал НПИ (приказ МВО СССР № 553 от 22.05.1958 г.) в целях приближения обучения молодых специалистов горного профиля к углепромышленным районам Восточного Донбасса.

Главный результат работы коллектива ШФ за эти 50 лет – более 15 тысяч молодых специалистов для народного хозяйства страны.

В настоящее время Шахтинский институт является многопрофильным учебным заведением, входящим в состав крупнейшего на юге РФ технического университета. В ШИ ЮРГТУ (НПИ) действуют пять факультетов, 15 кафедр, промышленно-гуманитарный колледж. В институте обучаются более 4000 студентов по 18 программам высшего, 7 программам дополнительного и 5 – среднего профессионального образования. Здесь проходят подготовку более 40 аспирантов по 14 научным специальностям, работает докторантура по пяти научным направлениям. В институте работают 50 докторов наук, профессоров, 170 кандидатов наук, доцентов.

Ученые института изучают геомеханические, газодинамические процессы в подземных недрах, проводят теоретические и экспериментальные исследования, связанные с конструированием и испытанием горных машин и электрооборудования, разрабатывают способы безопасной и эффективной выемки угольных пластов, а также исследуют проблемы в строительстве и строительной индустрии. Крупные научные исследования проводятся совместно с учеными ЮРГТУ (НПИ) в рамках научной школы "Горное машиноведение и автоматизация производственных процессов", деятельность которой была подробно представлена в номере нашего журнала, посвященном 100-летнему юбилею ЮРГТУ (НПИ) – октябрь 2007 г.

Поздравляем коллектив института с юбилеем, желаем всем его сотрудникам и выпускникам научных, педагогических и производственных успехов. Надеемся на активное творческое сотрудничество.

Редакционный совет,
редакционная коллегия и редакция журнала.

УДК 622.28:622.831

А.А. Гавриков, канд. техн. наук, **Ю.П. Волчок, А.Н. Курчевский, А.С. Романович,** УПП "Нива", г. Солигорск, Республика Беларусь

Новая автоматизированная система контроля горного давления в очистных забоях и перспективы развития технологии управления кровлей лав

Предложена информация о принципиально новой системе автоматизированного контроля горного давления в кровле очистных забоев, построенной на программно-процессорных средствах и современных представлениях об обработке и анализе полученных экспериментальных данных, что позволяет пересмотреть некоторые классические представления о горном давлении и сформулировать новые гипотезы в технологии управления кровлей лав применительно к условиям Старобинского месторождения калийных солей.

Для рудников РУП "ПО "Беларуськалий" (Старобинского месторождения калийных солей) разработана и с 2000 г. внедрена в промышленную эксплуатацию автоматизированная система управления и контроля горного давления в кровле (КоДаК) очистных забоев. КоДаК является перспективным развитием ранее применяемой аппаратуры автоматизированного контроля процесса горного давления в кровле очистных забоев (таких, как СКОК-1, СКОК-2, ТСК-ОК и др.), а также методов контроля и прогноза опасных обрушений кровли [1–11]. Техническая суть КоДаК изложена в работе [12]. На данный момент КоДаК оснащены (единовременно) 25 лав на рудниках Старобинского калийного месторождения, а с момента внедрения – около 40 лав. КоДаК является системой, работающей в реальном масштабе времени, и обеспечивает непрерывный контроль давления жидкости в поршневой полости гидростоек линейных секций механизированной крепи. Полученные данные фиксируются программно-аппаратными средствами, автоматизированно обрабатываются и "выдаются" персоналу в виде динамических мнемосхем, графиков и экранных форм на компьютерные средства. Одновременно проводится формирование электронной версии базы данных. Система КоДаК позволяет на принципиально новом технологическом уровне решать задачу прогнозирования процесса развития горного давления в кровле лав. При решении этой задачи можно условно выделить три уровня:

- оперативный анализ и прогноз опасного обрушения кровли за время текущего технологического цикла работы комбайна (время не более 3 ч от рассматриваемого момента);
- анализ и прогноз процесса развития горного давления в кровле за несколько технологических циклов (смена, сутки от рассматриваемого момента);
- анализ процесса развития горного давления за макропромежутки времени (несколько суток, месяц, весь срок эксплуатации лавы и пр.).

Каждый уровень имеет свои особенности решения. Их можно рассматривать как отдельные, но в идеале связанные друг с другом на дальнейших этапах решения.

1. Область и опыт применения КоДаК, анализ работы системы по оперативному прогнозу опасных обрушений кровли

В лавах Старобинского месторождения применяются двухстоечные крепи типа Fazos (Польша) и четырехстоечные крепи типа БС2.1П (Германия). Также применяются крепи типа К1-К6 (УПП "Нива", г. Солигорск, Республика Беларусь) с аналогичной схемой, примеры которой представлены на рис. 1. Для двухстоечной крепи датчики давления устанавливаются на одной из гидростоек, для четырехстоечной – на одной из задних гидростоек, поршневые полости которых объединены и работают с одним гидрозамком.

На рис. 2* (см. 2-ю стр. обложки) представлены характерные моменты формирования давления в контролируемых гидростойках технологического цикла работы крепи. Из рис. 2 видна закономерность развития процесса формирования горного давления в лаве и фазы технологического процесса. На рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки) представлен пример работы предохранительных клапанов гидростойки.

На рис. 4 (см. 3-ю стр. обложки) представлен фрагмент посадки крепи на "жестко" в одной из лав. С 2000 г. КоДаК зафиксированы около 50 опасных

*На рис. 2–4 обозначение кривых в "легенде" диаграмм расшифровывается, как показано в примере:
1:л50ск2-16 – 1: – номер графика на диаграмме (не выведен); л50ск2 – лава № 50, сигнал № 2; 16 – секция № 16. Таким образом, для прочтения диаграммы, применительно к данной статье, в обозначении к технологической информации относится только последняя цифра, т.е. порядковый номер секции. Перед обозначением в "легенде" указан цвет графика на диаграмме.

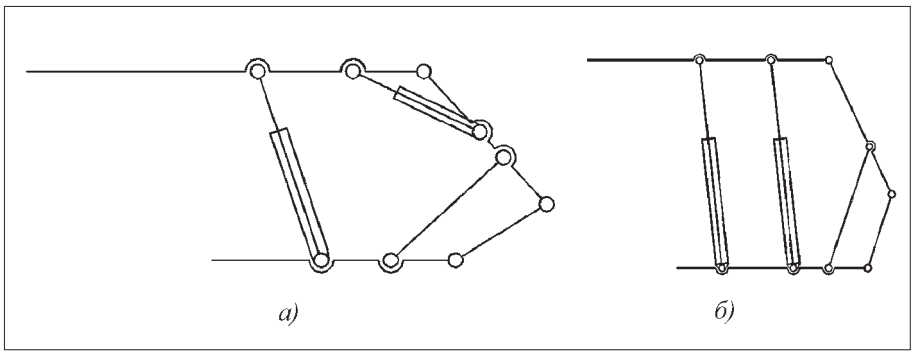


Рис. 1. Схемы крепей:
а – двухстоечной; *б* – четырехстоечной

посадок кровли в лавах, в том числе более 30 посадок крепи на "жестко".

Во всех случаях, в отличие от предыдущих функционально аналогичных систем, КоДаК заблаговременно включила аварийную сигнализацию, что позволило сообщить персоналу лавы об опасности, а также выдать сообщение технологическому персоналу на компьютер в диспетчерскую рудника. Во всех опасных ситуациях персонал был заблаговременно выведен из лав. Время предупреждения об опасной посадке составило от 20 мин до 3 ч.

На основе опыта применения КоДаК в лавах месторождения и в результате проведенных исследований (для лав Старобинского месторождения) можно сделать следующие выводы:

• уставки скоростей пригрузки при опасном обрушении кровли практически зависят только от типа крепи (двухстоечная или четырехстоечная). Значения уставок скорости пригрузки (в рамках месторождения) почти не зависят от горно-геологических и технологических условий, как это считалось ранее на основе применяемых методик контроля опасных обрушений кровли;

• средняя скорость пригрузки за цикл (в ранее применяемых методиках) не пригодна для оценки опасности обрушения кровли;

• для оценки опасности обрушения требуется несколько параметров, характеризующих изменение во времени давления в поршневой полости гидростойки. Для оценки опасности ситуации применяется специально разработанный алгоритм, суть которого приведена ниже.

2. Алгоритм работы КоДаК и технологические уставки

В алгоритме программного обеспечения предусмотрены следующие технологические и технические ситуации:

• оценка вероятности опасной посадки кровли в лаве и выдача аварийной сигнализации в лаве и на компьютер диспетчеру рудника;

• оценка технического состояния гидростоек крепи по параметру – давление жидкости в поршневой полости и выдача сигнализации в лаве и на компьютер диспетчеру рудника;

• исключение ложного срабатывания аварийной сигнализации из-за прохода комбайна мимо контролируемой секции крепи;

• исключение ложного срабатывания аварийной сигнализации из-за резкого изменения давления распора при перезагрузке или подгрузке контролируемой гидростойки;

• исключение срабатывания предупредительной сигнализации из-за неисправности линий связи и питания аппаратных средств в лаве;

• контроль работоспособности аппаратных средств и АСУ в целом по инициативе персонала лавы с помощью специальной кнопки;

• визуализация на компьютерных средствах в виде графиков давления в гидростойках крепи в реальном масштабе времени и за предварительно заданный промежуток прошедшего времени, что позволяет получить следующую технологическую информацию по косвенным параметрам:

– проход комбайна мимо контролируемой секции;

– место нахождения, направление движения и среднюю скорость комбайна в лаве;

– порядок передвижки крепи по лаве, что позволяет контролировать паспорт крепления и технологию работы лавы;

• автоматизированная настройка (технологическим и эксплуатационным персоналом) всех параметров, обеспечивающих функционирование КоДаК;

• контроль состояния аппаратных средств системы (обрыв, короткое замыкание, наличие напряжения питания и пр.);

• программный автоматический контроль функционирования аппаратных средств системы и целостности уставок в контроллере и архивирование в электронном виде абсолютно всех действий системы и пользователей.

Уставки в КоДаК обеспечивают функционирование программного обеспечения (нижнего уровня) контроллера и технологического модуля программного обеспечения (верхнего уровня). Оба уровня программного обеспечения контролируются АСУ КоДаК в специализированной программной среде Woclient и работают по двум независимым алгоритмам в реальном времени.

Перечень применяемых уставок

Наличие (есть/нет) – уставка, позволяющая включить или исключить датчик в системе. Если датчик исключен, то его данные не обрабатываются системой и все виды сигнализации (с ним связанные) звучать не будут. В трендах данные этого датчика архивируются. Одновременно из системы могут быть исключены не более двух датчиков. Уставку может изменять диспетчер рудника, зам. главного инженера по горным работам.

Время критическое ($T_{кр}$, мин) – время, за которое происходит приращение критического давления (яв-

ляется также уставкой, см. ниже по тексту) в гидростойке крепи. Если время этой пригрузки меньше уставки, то вероятность опасного обрушения кровли повышена. КоДаК включает аварийную сигнализацию в лаве и на компьютере в диспетчерской рудника. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы в лавах на первом руднике.

Давление критическое (P, МПа) – максимальное (критическое) приращение давления в гидростойке в результате пригрузки крепи за критическое время. По двум последним уставкам срабатывает аварийная сигнализация и на компьютер диспетчера выдается сообщение "Т<Ткр. Опасность обрушения кровли". Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Количество выборок в интервале скорости (N) – количество выборок данных в обрабатываемом системой временном интервале скорости пригрузки для получения среднего значения скорости на интервале. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Время одной выборки (T, с) – время, за которое вычисляется средняя скорость пригрузки. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Скорость критическая ($V_{кр}$, МПа/мин) – автоматически рассчитанная КоДаК (по выборкам) средняя скорость роста давления в гидростойке в результате опасной пригрузки и высокой вероятности опасной посадки кровли. Уставка критической скорости зависит от типа крепи и горно-геологических условий. Превышение уставки скорости пригрузки крепи, как правило, приводит к опасному обрушению кровли и посадке крепи на "жестко". Система включает аварийную сигнализацию и выдает сообщение диспетчеру "критическая скорость больше уставки".

Фильтрующее ускорение (МПа/мин^2) – ускорение прироста давления в гидростойке при переходных процессах (проход комбайна и т.п.). Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы в лавах на первом руднике.

Количество интервалов критической скорости для сигнализации (n) – количество интервалов (подряд), когда средняя скорость роста давления жидкости в гидростойке превышает уставку скорости критической (см. выше). Система включает аварийную сигнализацию в лаве и в диспетчерской. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Критическая мгновенная скорость ($V_{мгн}$, МПа/мин) – критическое мгновенное значение скорости прироста давления в гидростойке. Уставка приведена к скорости в минуту. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Количество интервалов мгновенной скорости для сигнализации ($n1$) – количество интервалов (подряд), когда мгновенная скорость прироста давления в гидростойке превышает уставку. Установлена экспериментальным путем на основе опыта эксплуатации системы.

Для физической оценки времени срабатывания аварийной сигнализации приняты следующие параметры:

A – количество выборок в интервале расчета скорости;

B – время одной выборки, с;

C – количество интервалов критической скорости для сигнализации;

D – количество интервалов мгновенной скорости для сигнализации;

V – уставка критической скорости, МПа/мин;

$V_{мгн}$ – уставка мгновенной критической скорости, МПа/мин.

Уставки скоростей получены путем математического анализа зависимостей давления, скорости и ускорения изменения давления в гидростойках для разных типов крепей и разных лав.

Пример расчета уставок для одной из лав рудника

• Расчетное время выдачи сигнализации для критической средней скорости вычисляется по формуле

$$T1 = A \times B \times (C+1) = 6 \times 33 \times (4+1) = 990 \text{ с } (16{,}5 \text{ мин}).$$

• Расчетное время выдачи сигнализации для критической мгновенной скорости вычисляется по формуле

$$T2 = B \times (D+1) = 6 \times 20 \times = 10 \text{ с } (2 \text{ мин}).$$

Таким образом, аварийная сигнализация об опасном обрушении кровли в лаве сработает, если:

• скорость пригрузки гидростойки будет выше уставки критической скорости V в течение времени более чем $T1$ (т.е. через 16,5 мин, если скорость пригрузки выше 0,18 МПа/мин);

• скорость пригрузки гидростойки будет выше уставки мгновенной критической скорости $V_{мгн}$ в течение времени более чем $T2$ (т.е.через 2 мин, если скорость пригрузки выше 1,9 МПа/мин);

• рост давления (10 МПа) в гидростойках крепи после начального распора (на любом промежутке до максимального давления) произойдет за меньшее время, чем заданное критическое время.

Если описанные выше условия опасного обрушения кровли исчезнут, то счетчики времени в КоДаК обнуляются. *Значения уставок приведены как пример для одной из лав и получены в результате анализа экспериментальных данных КоДаК.*

Основной уставкой является критическая скорость пригрузки. Сигнализация по мгновенной скорости пригрузки срабатывает крайне редко. Уставка и "критическое давление и критическое время" не применяются при челноковой схеме работы комбайна и в случаях, когда паспортом крепления предусматривается перезагрузка секций перед проходом комбайна за 10...15 мин. Эти уставки приводят к срабатыванию аварийной сигнализации при нарушениях паспорта крепления в лаве (последовательности передвижки крепи).

Система имеет ряд технологических и аппаратных уставок, к которым относятся время блокировки сигнала о технической неисправности, время отсутствия

распора, время нечувствительности после распора, максимальное давление и др.

Из анализа фрагментов более 50 посадок на "жестко" выявлено, что перед посадкой крепи на "жестко" происходит повышение скорости пригрузки (см. рис. 3). В момент посадки крепи на "жестко" давление в гидростойке резко возрастает по степенному закону для нескольких контролируемых секций. Нужно отметить, что КоДаК позволяет фиксировать процесс изменения давления во времени в момент посадки крепи на "жестко" (5...10 с) с частотой до 20 Гц. Установлено, что если давление возрастает по степенному закону для двух и более контролируемых секций (т.е. на участке лавы длиной 10...15 м), то посадка на "жестко" неизбежна. Необходимо вывести людей из лавы и провести технологические мероприятия такие, как временная остановка подвигания лавы, передвижка крепи к забою (по возможности), установка деревянных стоек под перекрытие секций крепи.

Из анализа процесса формирования давления при опасных ситуациях в кровле выявлено, что главными причинами посадок крепи на "жестко" были нарушения технологии управления кровлей (несоблюдение паспорта крепления), плохое техническое состояние крепи и недостаточное давление начального распора или выход из строя гидравлики в гидростойках. Широко распространенное мнение о горно-геологических причинах посадок крепи на "жестко", как правило, не подтверждается. Следовательно, требуют дополнительного подтверждения существующие методики и модели формирования горного давления. Они чаще всего не находят подтверждения при анализе графиков давления. Не находит подтверждения эффективность опережающего бурения кровли в штреках, которое рекомендовано применять в рудниках Старобинского месторождения.

3. Основы принципиально новой технологии управления лавами при автоматизированном анализе данных КоДаК

На основе анализа данных за макропериоды (сутки, месяцы, годы, т.е. весь срок службы лавы) с применением методов математического анализа можно определить взаимовлияние параметров крепи, процесса горного давления, технологии работы лавы. Это позволит создать основы принципиально новой методики перспективного прогноза развития горного давления в целях более корректного управления подвиганием лав. В результате анализа были выявлены некоторые "нестыковки" с классическими понятиями о процессе формирования горного давления в лавах. В основу анализа положены количественные методы оценки больших объемов данных, полученных в реальном масштабе времени, а не логические или косвенные методы, которые применяла традиционная наука ранее.

Из классической теории представления [13]–[16] о процессе формирования горного давления известна зависимость скорости пригрузки крепи от скорости подвигания забоя. Однако до сегодняшнего дня нет достоверной количественной оценки процесса развития горного давления в лавах. Ее невозможно дать, так как существующие методики построены на логических моделях, базирующихся на логическом анализе горно-геологических факторов, совокупности различных экспериментальных измерений и т.п., значимость которых (с позиций статистических законов) оценить нельзя.

В данной статье проанализирован основной процесс формирования давления в гидростойках вдоль лавы без учета переходных процессов в реальном масштабе времени. Время дискретизации сбора данных 1 с. Количество контролируемых гидростоек вдоль лавы 10. При этом краевые зоны лавы на вентиляционном и конвейерных штреках (по 8...10 секций) не исследовались. Значения давления в гидростойках за минуту усреднялись и экспортировались в специальный текстовый файл, при обработке которого в последующем с помощью специальных прикладных программ по специальной методике производились:

- фильтрация данных, что позволило исключить переходные процессы в процессе формирования горного давления в технологических циклах;
- численное дифференцирование и интегрирование давления по времени, рассчитывалось количество циклов во времени;
- сглаживание данных с помощью численного линейного фильтра с параметрами, позволяющими отфильтровать частоты, начиная с частот ремонтных смен;
- численное нормирование данных (почленное деление числового ряда на его максимальное значение), что позволило рассчитать относительные параметры и сравнивать разные стойки, лавы между собой. Это позволило получить относительную величину, которая является обобщенным показателем.

Таким образом, были обработаны данные по следующим высоким лавам Старобинского месторождения калийных руд:

- *1-й рудник:* лавы № 48, 50, 52, 54, 56, 64, 66 за весь срок эксплуатации и лавы 58, 68, 70, находящиеся в эксплуатации на момент написания данной статьи;
- *2-й рудник:* лавы № 19, 21, 22, 25, 26, находящиеся в эксплуатации на момент написания данной статьи;
- *3-й рудник:* лавы № 7, 11, 12, 15, находящиеся в эксплуатации на момент написания данной статьи;
- *4-й рудник:* лавы № 1а2, 5а2, 7а2, 31, находящиеся в эксплуатации на момент написания данной статьи.

Количество полученных и обработанных данных по каждой лаве за сутки составляет 864000, за месяц 25920000, за год 311 040 000. Таким образом, за время эксплуатации лавы (2–3 года) обрабатывались от 500 млн до 1 млрд данных о давлении в гидростойках, расположенных вдоль лавы. Помимо этого, были получены данные, производные от давления, что составляет еще дополнительно 10-кратный объем. Следовательно, общее количество рассчитанных данных по каждой лаве за срок эксплуатации составляет не менее 10 млрд. Аналогичных исследова-

ний ранее не проводилось из-за отсутствия технических средств для сбора и математического аппарата для обработки.

Полученные данные для всех исследуемых лав обрабатывались посредством табличного редактора Excel, что позволило получить графики зависимости (без учета переходных процессов) давления в гидростойках и других (производных) параметров в реальном масштабе времени:

- абсолютное значение давления в гидростойке;
- скорость пригрузки крепи, полученная в результате графического дифференцирования по времени абсолютного значения давления;
- давление начального распора в технологическом цикле в гидростойке;
- давление конечного распора в технологическом цикле в гидростойке;
- время технологического цикла;
- интеграл давления в гидростойке по времени, что можно считать эквивалентом импульса силы пород кровли и почвы, формирующих временной процесс давления в гидростойке. Эквивалент импульса силы получен путем графического интегрирования давления в гидростойке по времени. В силу того что мы производим математические операции с измеренными данными, а трансформируем и трактуем их как физические свойства массива, то предложено ввести термин эквивалента рассматриваемой (в данном случае импульса силы от массива) физической величины. Если давление в гидростойке пропорционально силе, то интеграл силы по времени является импульсом силы, т.е.

$$\mathrm{imp} = \int F(t)dt, \qquad (1)$$

где imp – эквивалент импульса силы,

$$F(t) = pS,$$

где p – давление в поршневой полости гидростойки, МПа; S – площадь сечения поршня гидростойки, м^2; t – интервал дискретизации текущего времени, мин.

Поскольку площадь поршня гидростойки величина постоянная, то, числено интегрируя давление в гидростойке по времени, получим график эквивалента импульса силы во времени.

Если предположить, что горный массив до прохода лавы находился в объемном напряженном состоянии, и после очередного технологического цикла лавы был обнажен, то в массиве происходят упругие деформации в сторону обнажения. При этом деформации происходят в одном направлении и подчиняются закону Гука. Тогда удельная потенциальная энергия деформации u, накопленная в единичном объеме горного массива, определится формулой

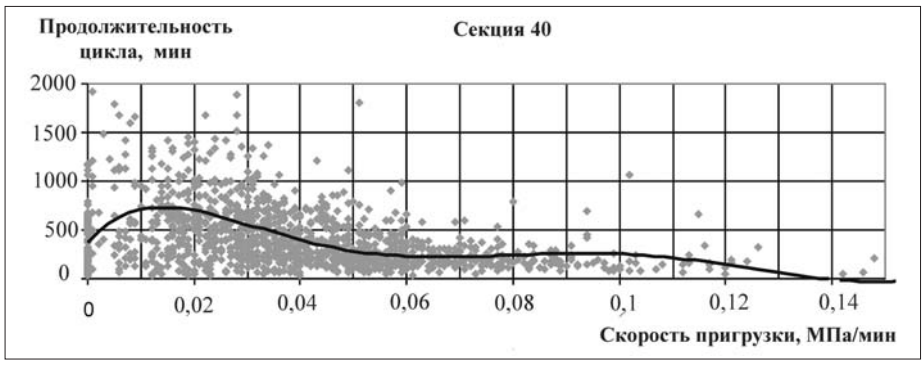


Рис. 5. Пример зависимости длительности технологического цикла и скорости пригрузки гидростоек

$$u = \frac{1}{2}\sigma\varepsilon, \qquad (2)$$

где σ – предел прочности массива; ε – деформация массива.

Если предположить, что деформации массива происходят со скоростью, эквивалентной скорости пригрузки гидростоек, то мощность $W(t)$, затрачиваемая на удержание горного давления, определится по формуле

$$W(t) = F(t)V, \qquad (3)$$

где V – эквивалент скорости движения массива.

Тогда эквивалент работы $A(t)$, совершаемой гидростойкой, определится по формуле

$$A(t) = \int W(t)\,dt = \int F(t)V(t)dt.$$

Так как значение скорости $V(t)$ получено численным дифференцированием по времени эквивалента $F(t)$, то

$$\int F(t)V(t)dt = \int F(t)\frac{dF(t)}{dt}dt = \int F(t)dF(t).$$

Следовательно,

$$A(t) = \frac{1}{2}F(t)^2. \qquad (4)$$

Анализ формул (1)–(4) показывает, что качественно эти преобразованные временные ряды идентичны. Следовательно, для упрощения расчета будем строить графики эквивалента импульса силы. Все эти зависимости подчиняются закону сохранения энергии. Следовательно, анализ этих графиков совместно с другими может показать нам связь скорости пригрузки, скорости подвигания забоя с энергетическими законами. Это значит, что можно разобраться с механизмом формирования процесса горного давления с позиций, отличающихся от современных представлений. Предлагаем назвать этот параметр эквивалентом энергии.

На рис. 5 представлен пример зависимости длительности технологического цикла и скорости при-

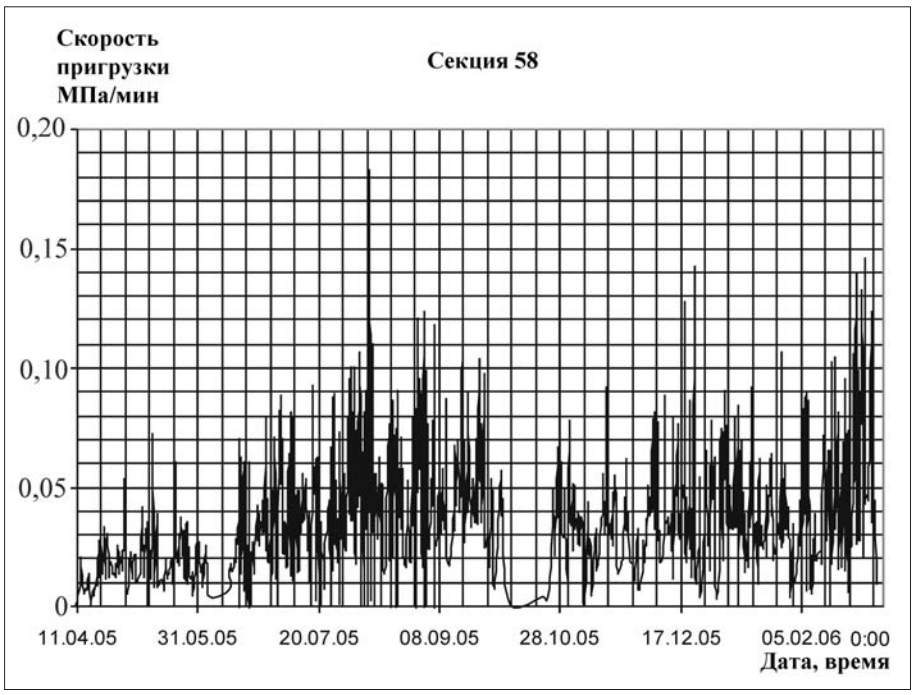


Рис. 6. Пример зависимости скорости пригрузки гидростоек во времени

грузки гидростоек для одной из лав за весь ее период эксплуатации. На рис. 6 представлен пример зависимости от времени скорости пригрузки, а на рис. 7 – длительности технологического цикла, давления начального и конечного распоров. Из рис. 5–7 очевидно, что для исследуемых гидростоек отфильтрованы только те циклы, в которых гидростойки были в исправном техническом состоянии, так как давление начального и конечного распоров практически одинаково для всех гидростоек. Можно также сделать вывод, что скорость пригрузки гидростоек скорее является случайной величиной относительно длительности цикла и уходки лавы. Значит, шаг обрушения кровли является случайной величиной и не может быть рассчитан, что противоречит понятиям классических представлений о формировании горного давления в лавах.

Для сравнения вышеперечисленных гидростоек друг с другом в разных лавах были проведены математические процедуры сглаживания временных рядов линейным фильтром через 30 технологических циклов (около 25 м уходки лавы) с последующим нормированием. Шаг фильтрации был подобран опытным путем из условий учета частоты (периодичности) ремонтной смены. Более высокие частоты были отфильтрованы математическими методами.

Для единого параметра оценки процесса развития горного давления и влияния на гидростоек крепи предлагается безразмерная (относительная) величина отношения нормированной скорости подвигания забоя к нормированной скорости пригрузки крепи. Это отношение предложено назвать коэффициентом управления подвигания лавы. Если коэффициент стремится к единице, то существует соответствие между технологией (движением лавы) и процессом формирования давления в кровле. Если коэффициент меньше единицы, то рост скорости пригрузки крепи свидетельствует об увеличении вероятности опасного развития горного давления. Следовательно, нужны организационно-технологические мероприятия для управления подвиганием лавы, дабы не произошла посадка на "жестко". Если коэффициент больше единицы, то лава может двигаться быстрее, так как вероятность опасного обрушения кровли невелика. На рис. 8 приведен пример обобщенной диаграммы для одной из гидростоек лав.

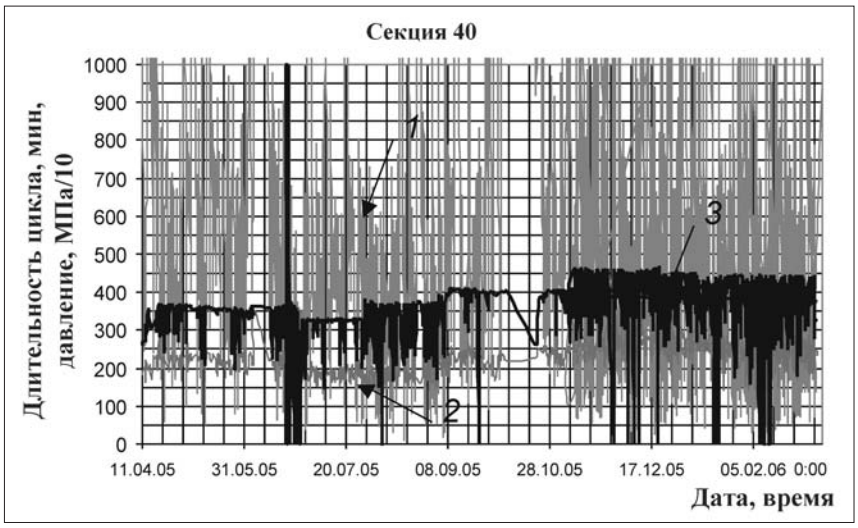


Рис. 7. Пример зависимостей:
1 – длительности технологического цикла; *2* – начального распора; *3* – конечного распора

Аналогичные данные получены для всех лав, в которых применялась КоДаК. Из анализа рис. 8 можно сделать следующие выводы.

Процесс формирования горного давления относится к макропроцессам во времени и является случайным процессом с математической точки зрения. На первый взгляд существует несколько частот четко выраженной зависимости скорости подвигания забоя и скорости пригрузки. Затраты энергии имеют четко выраженную зависимость от отношения скоростей (коэффициента управления). В процессе исследований был сделан сопоставительный анализ по технологическим документам в целях выявления

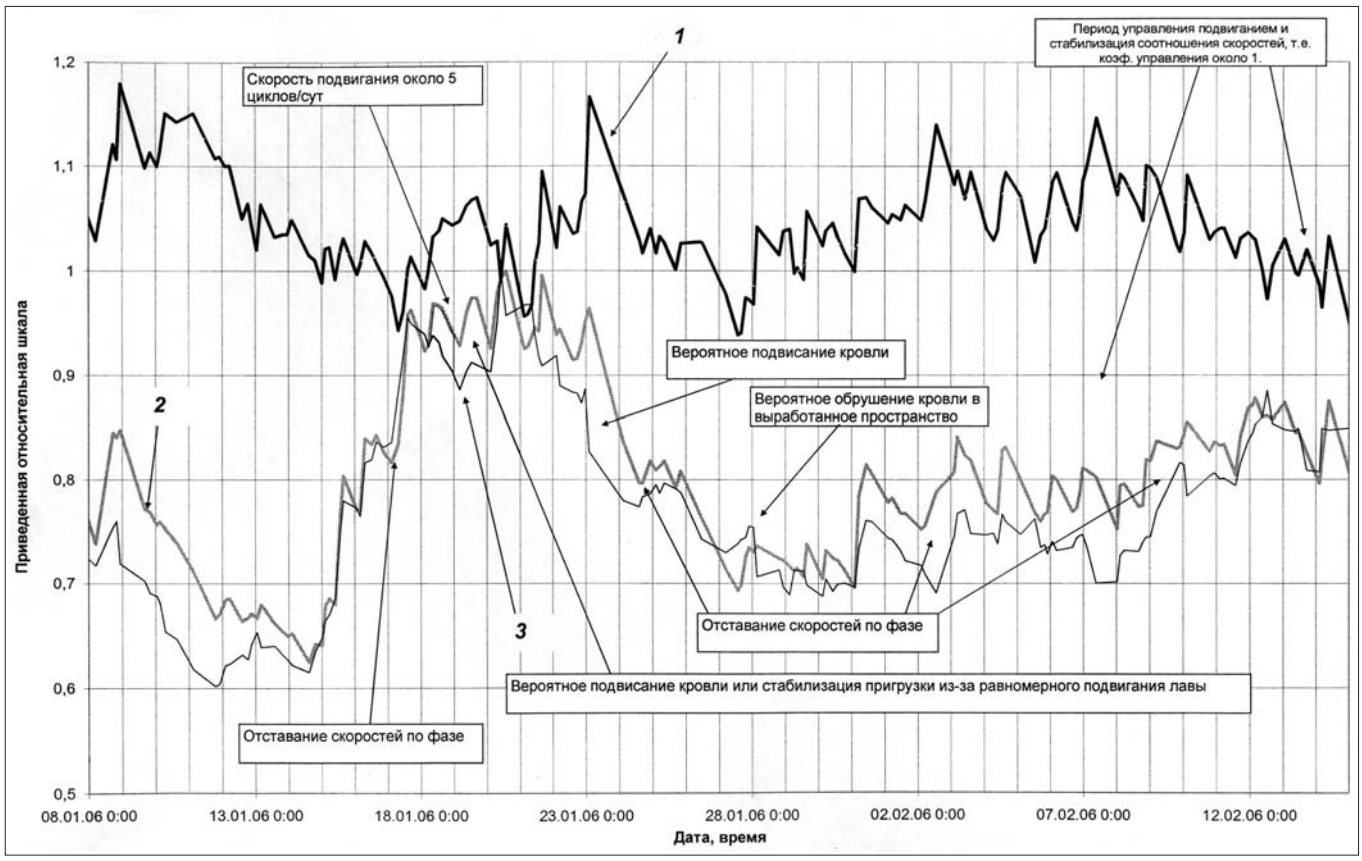


Рис. 8. Пример обобщенной диаграммы для одной из гидростоек лав:
1 – коэффициент управления; *2* – нормированная и отфильтрованная скорость подвигания забоя; *3* – нормированная и отфильтрованная скорость пригрузки гидростойки

влияния технологии на рассматриваемые выше параметры, в результате которого было выявлено, что горно-геологические и технологические факторы имеют весьма невысокую статистическую значимость в формировании горного давления. Из рисунков виден характер изменения скорости пригрузки в зависимости от вышеназванных параметров. Совершенно ясно, что шаг обрушения кровли является случайным процессом и значительно меньше зависит (чем предполагается в классическом понимании) от уходки лавы, от других горно-технологических факторов. Без сомнения это несколько противоречит современным классическим представлениям и требует дополнительных проверок. Но! Ни одна из современных теорий не имеет корректных количественных (не косвенных) подтверждений принятых классических понятий при комплексном рассмотрении параметров.

Из результатов исследований можно предположить, что в настоящее время технологическое управление кровлей лав практически не ведется. Процесс формирования давления является гармоническим процессом, в котором характерно выделяются несколько частот. Высокая частота равна цикличности ремонтной смены, что свидетельствует о правильно выбранных параметрах фильтра. Средняя и низкая частоты имеют случайный характер, что подтверждает предположение случайности макропроцесса. Очевидно, что существует связь между скоростью подвигания лавы и скоростью пригрузки крепи. При этом не менее очевидно, что резкое увеличение скорости подвигания лавы (ускорения) влечет за собой более резкие колебания скорости пригрузки. И, как правило, скорость пригрузки слегка "отстает" по фазе от скорости подвигания. Время отставания изменяется и зависит от многих внешних факторов. Время отставания требует дополнительного анализа.

Полученные нами результаты позволяют более достоверно понять процесс формирования давления в кровле с позиций статистической оценки макропроцесса как случайного временного и предложить более рациональную технологию управления подвиганием лав, математический смысл которой заключается в поддержании значения коэффициента управления для всех контролируемых секций около единицы. Очевидно, что резкие остановки, замедления и (особенно) резкие ускорения подвигания лавы приводят к опасному росту скорости пригрузки крепи. Многократные случайные изменения скорости подвигания лавы приводят к возникновению искусственно созданному гармоническому колебательному процессу

между скоростями подвигания забоя, пригрузки крепи и горно-геологическим факторами. В определенный момент времени и при стечении значимых факторов может возникать эффект резонанса частот изменения процесса формирования горного давления, который повышает вероятность посадки крепи на "жестко".

Список литературы

1. **Разработать** и испытать метод контроля и средства оповещения опасных обрушений кровли в лавах: Отчет о НИР / БФ ВНИИГ; рук. Б.А. Волков (х/д № 276.0.91-91). Солигорск, 1991. 20 с.

2. **Выполнить** исследования, разработать метод и аппаратуру контроля опасных проявлений горного давления в лавах на рудниках ПО "Беларуськалий": Отчет о НИР / БелНИПИГ; рук. Б.А. Волков (х/д № 329.С.92-93). Солигорск, 1992.

3. **Пат. 1020 А, РБ, МКИ Е 21 С 39/00.** Способ оповещения об опасных обрушениях кровли в лавах и устройство для осуществления способа / Б.А. Волков, П.А. Калугин, А.С. Кириченко, В.А. Сычевский, В.И. Щербина, Б.И. Петровский. № 1020; заявл. 20.11.1993; опубл. 14.06.1996, Бюл. № 1 // Открытия. Изобретения. № 1. 1997.

4. **Волков Б.А. Калугин П.А. и др.** Способ оповещения об опасных обрушениях кровли в лавах и устройство для осуществления способа. Пат. РБ № 1234. Кл. Е 21С 39/00.

5. **Аннотированный** отчет "Продолжить исследования и внедрение метода и средств контроля опасных проявлений горного давления в лавах на рудниках ПО "Беларуськалий" / ОАО "БЕЛГОРХИМПРОМ"; рук. Б.А. Волков. Солигорск, 1995.

6. **Выполнить** исследования с целью расширения области применения системы контроля опасных обрушений кровли в лавах (СКОК-2) на рудниках ПО "Беларуськалий": Отчет о НИР / ОАО "БЕЛГОРХИМПРОМ". Солигорск, 1997.

8. **Провести** исследования и разработать методику принятия организационно-технических решений при возникновении признаков опасных обрушений кровли в лавах, работающих под ранее извлеченным лавами верхним слоем. Отчет о НИР. Договор № 12/02 / ЗАО "СИПР с ОП" ; рук. темы Б.А. Волков. № ГР 20023033. Солигорск, 2004. 21 с.

9. **Комплекс** технических средств контроля опасных обрушений кровли в лавах. Методика определения уставок: Отчет о НИР / ОАО "БЕЛГОРХИМПРОМ"; рук. работ С.В. Прядченко. Солигорск, 2003. 15 с.

10. **www.**emag\tiefenbach-controlsystems\index_ru.htm

11. **Комплекс** технических средств контроля опасных обрушений кровли в лавах. Научно-техническое сопровождение и авторский надзор за эксплуатацией комплексов ТСК-ОК на рудниках 1–4 РУ из состава установочной серии: техническая справка / ОАО "БЕЛГОРХИМПРОМ"; рук. работ С.В. Прядченко. Солигорск, 2003. 13 с.

12. **Гавриков А.А., Курчевский А.Н., Хаустович О.Э.** Автоматизированная система управления и контроля горного давления, результаты работы и анализ полученных экспериментальных данных //Горная механика. 2002. № 1. С. 71–80.

13. **Коровкин Ю.А., Савченко И.Ф., Саламатин А.Г. и др.** Теория и практика длиннолавных систем. М.: Техгормаш, 2004. 600 с.

14. **Орлов А.А., Сетков В.Ю., Баранов С.Г. и др.** Взаимодействие механизированных крепей с кровлей. М.: Недра, 1976. 336 с.

15. **Борщ-Компаниец В.И., Марков А.Б.** Горное давление при отработке мощных пологих рудных залежей. М.: Недра, 1986. 270 с.

16. **Докукин А.В., Коровкин Ю.А., Яковлев Н.И.** Механизированные крепи и их развитие. М.: Недра, 1984. 287 с.

УДК 622.232.83 – 043.2

К.П. Поминов, асп., **М.Г. Рахутин,** канд. техн. наук, МГГУ

Обоснование рациональных соотношений усилия подачи и мощности привода исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия (НГ*)

Выполнен расчет силовых параметров резания для проходческих комбайнов КП21, 1ГПКС. Получены зависимости некоторых параметров от прочности разрушаемых пород, а производительности комбайна – от состояния гидропривода.

При проектировании привода исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия такие конструктивные параметры, как соотношение усилий подачи и резания исполнительного органа, выбираются на основе опыта или формул, полученных эмпирическим путем. Поскольку горно-геологические и горно-технические условия работы машин весьма различны, то при таком подходе велика вероятность выбора силовых параметров исполнительного органа, отличающихся от оптимальных. Это связано с тем, что существующие в настоящее время методы проектирования приводов исполнительных органов проходческих комбайнов не дают полного обоснования выбора оптимального соотношения усилий на исполнительном органе и прогнозирования изменения производительности машин при изменении параметров гидросистемы. Так, отношение усилия подачи (Y) к мощности двигателя привода исполнительного органа (N) колеблется в диапазоне от 0,7 до 1,8 Н/Вт. В результате привод исполнительного органа может оказаться либо перегруженным, что отрицательно скажется

*Пояснение см. на стр. 17.

Определяемый параметр	Расчетная формула	$\sigma_{сж}$, МПа	Значения	
			КП21	1ГПКС
Усилие на передней грани резца, Н	$Z_{п.г} = \bar{A}\frac{0{,}35b + 0{,}003}{b + h\mathrm{tg}\varphi} thk_{t/h}k_{от}k_{\alpha}k_{b}\frac{1}{\cos\beta}$	10	70,534	65,001
		20	116,524	106,020
		30	172,762	155,933
		40	243,078	218,196
		50	333,495	298,162
		60	454,060	404,717
		70	622,858	553,843
Усилие подачи на резце, Н	$Y = 8\cdot 10^{7}\sigma_{сж}s_{з} + k_{п}Z_{п.г}$	10	916,66	902,08
		20	1881,69	1849,36
		30	2892,37	2854,10
		40	3989,42	3952,98
		50	5193,66	5163,32
		60	6516,83	6494,73
		70	7966,53	7953,68

на сроке службы машины, либо недогруженным, что приведет к перерасходу энергии и потере производительности.

Усилие резания на резце зависит от крутящего момента двигателя привода, геометрических размеров исполнительного органа, количества резцов, находящихся в работе, и предполагается, что остается постоянным при максимальной загрузке двигателя. Для обеспечения максимальной загрузки двигателя (производительности) необходимо соответствующее усилие подачи.

Для установления оптимального соотношения между усилиями подачи (Y) и мощности двигателя привода исполнительного органа необходимо определить, как меняется данное соотношение в зависимости от прочности разрушаемых пород ($\sigma_{сж}$), а также зависимость усилия подачи от усилия резания.

Усилия на резцах исполнительного органа рассчитываются по формулам отраслевого стандарта [1]. Формулы для расчета усилий и его результаты приведены в таблице.

В расчете используются следующие значения параметров резания (их расчет для краткости не приводится):

$\bar{A}$ – показатель сопротивляемости резанию, 300...1200 кН/м;

b – длина главной режущей кромки резца, 0,02...0,03 м;

φ – угол развала сечения реза, 20°;

$k_{t/h}$, $k_{от}$, k_{α}, k_{b} – коэффициенты, учитывающие влияние на усилие резания обнажения забоя, отжима угля, угла резания и ширины резания соответственно, 0,4; 0,28...1,7; 1,55; 1,0;

h – глубина резания, 0,04...0,008 м;

t – шаг резания, 0,03 м;

β – угол наклона оси резца к направлению его подачи, 75°;

$\sigma_{сж}$ – предел прочности породы на одноосное сжатие, 10...70 МПа;

$s_{з}$ – проекция площадки затупления на плоскость резания, $1\cdot 10^{-6}$ м^2;

$k_{п}$ – коэффициент влияния глубины резания на усилие подачи, 0,22...1,79;

f – коэффициент сопротивления резанию, 0,38...0,44.

По результатам расчета построены графики (рис. 1).

Построенные по результатам расчета графические зависимости показывают, что с увеличением прочности разрушаемых пород соотношения необходимых

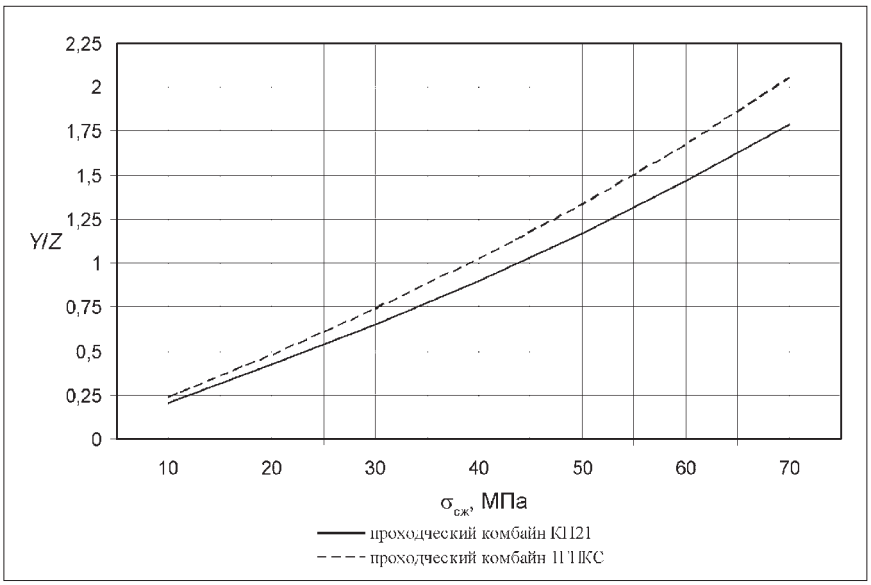


Рис. 1. Зависимость отношения усилия подачи (Y, Н) к усилию резания (Z, Н) от прочности разрушаемой породы ($\sigma_{сж}$)

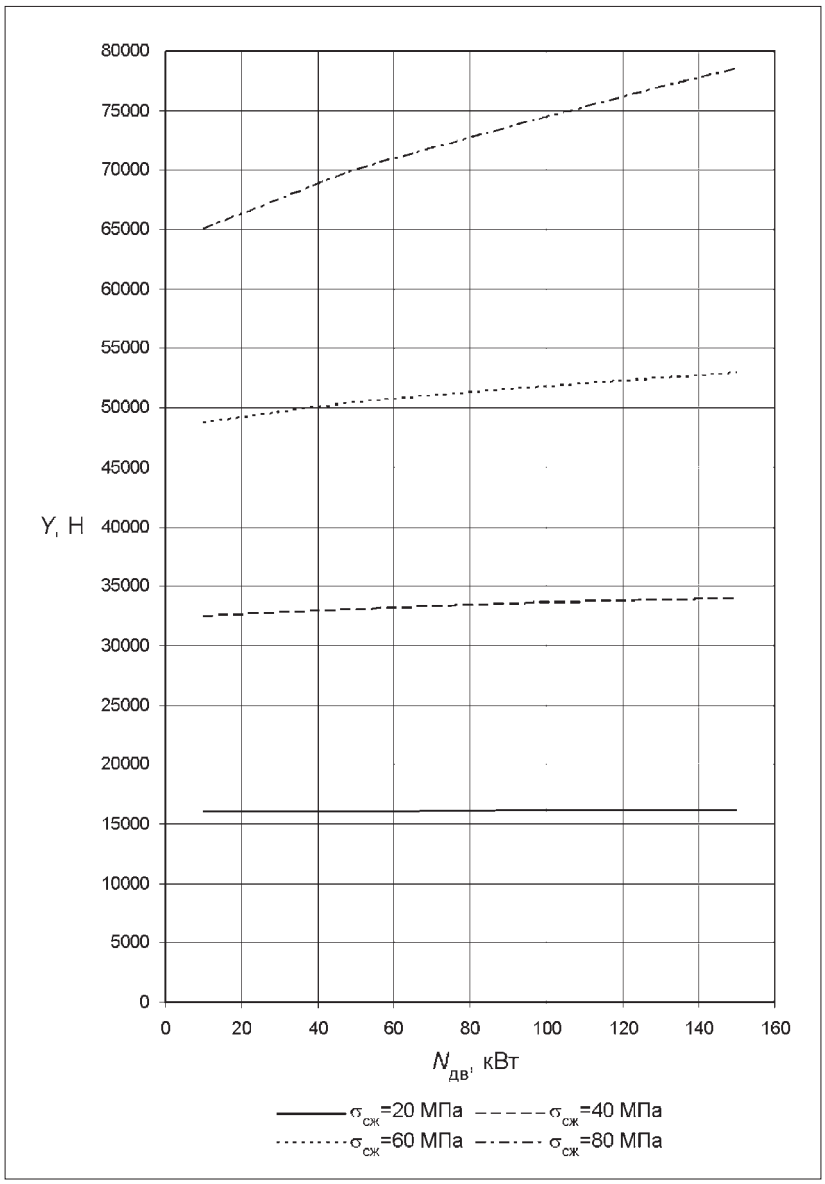


Рис. 2. Зависимость усилия подачи (*Y*, Н) от мощности электродвигателя привода ($N_{дв}$, кВт) исполнительного органа комбайна КП21 для различной прочности разрушаемых пород

усилий подачи и резания также увеличиваются по квадратичной зависимости.

Вопросы формирования нагрузок на исполнительном органе подробно представлены в [2–4]. Однако в них не рассмотрен расчет рационального усилия подачи в зависимости от мощности привода.

Используя формулы [1], получены значения необходимого усилия подачи исполнительного органа в зависимости от мощности двигателя привода исполнительного органа комбайна КП21 для различной прочности разрушаемых пород. По результатам расчета построен график (рис. 2).

Анализ результатов расчета показал, что усилие подачи исполнительного органа в зависимости от мощности двигателя привода изменяется при резании пород прочностью в диапазоне 20...40 МПа на 5...10 %, а в диапазоне 60...80 МПа – на 10...20 %.

По мере эксплуатации комбайна вследствие износа происходит ухудшение параметров гидропривода, в частности снижение давления рабочей жидкости в системе. Однако при проектировании привода исполнительного органа комбайна ухудшение технического состояния гидропривода не учитывается. В связи этим рассмотрим влияние изменения состояния гидропривода на производительность проходческого комбайна.

У каждого проходческого комбайна существует "запас" либо по усилию резания (*Z*), либо по усилию подачи (*Y*). Комбайн КП21 обладает запасом по усилию подачи. При этом предполагается, что усилие резания реализуется полностью, обеспечивая комбайну максимально возможную производительность в различных (заданных) условиях эксплуатации.

Уменьшение давления в гидросистеме в процессе эксплуатации приводит к уменьшению "запаса" усилия подачи.

Однако после уменьшения давления на определенную величину начинается уменьшение производительности комбайна.

Графически этот процесс показан на рис. 3. На графике изображены кривые для пород прочностью на одноосное сжатие от 20 до 70 МПа.

Горизонтальные линии до пересечения с кривой *7* свидетельствуют об отсутствии изменения производительности комбайна при уменьшении усилия подачи.

Наклонные части линий *1–5* показывают уменьшение производительности при различной прочности разрушаемой породы.

Линия *6* показывает, что при разрушении породы прочностью $\sigma_{сж}$ = 70 МПа уменьшение усилия подачи сразу вызывает уменьшение производительности комбайна.

С увеличением прочности разрушаемой породы уменьшается влияние изменения усилия подачи на потерю производительности.

Анализ графических зависимостей, представленных на рис. 3, позволяет сделать вывод о том, что чем выше прочность разрушаемой породы, тем раньше начинается влияние изменения технического состояния гидропривода на производительность комбайна. Например, при прочности породы $\sigma_{сж}$ = 20 МПа пройдет достаточно много времени до того, как техническое состояние гидропривода начнет влиять на производительность, а при $\sigma_{сж}$ = 70 МПа – влияние начинается практически сразу.

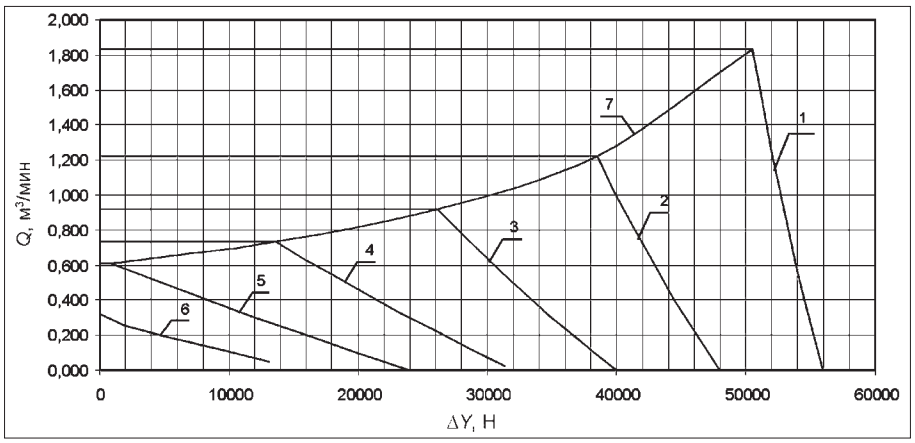


Рис. 3. Влияние изменения технического состояния гидропривода исполнительного органа на производительность (*Q*) проходческого комбайна:
1 – $\sigma_{сж}$ = 20 МПа; *2* – $\sigma_{сж}$ = 30 МПа; *3* – $\sigma_{сж}$ = 40 МПа; *4* – $\sigma_{сж}$ = 50 МПа; *5* – $\sigma_{сж}$ = 60 МПа; *6* – $\sigma_{сж}$ = 70 МПа; *7* – результирующая кривая; ΔY – уменьшение усилия подачи исполнительного органа

Выводы

1. С увеличением прочности разрушаемых пород соотношения необходимых усилий подачи и резания также увеличиваются.

2. Необходимое усилие подачи исполнительного органа изменяется при увеличении мощности двигателя привода исполнительного органа, а именно: при резании пород различной прочности в диапазоне 20...40 МПа – на 5...10 %, а в диапазоне 50...80 МПа – на 10...20 %;

3. Соотношение усилий подачи и резания на исполнительном органе должно определяться расчетным способом с учетом предполагаемых условий эксплуатации и конструктивных параметров машин, что позволит повысить эффективность их применения.

4. Влияние изменения технического состояния гидропривода в процессе эксплуатации на производительность проходческого комбайна должно учитываться при проектировании.

Список литературы

1. **ОСТ 12.47.001–73.** Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика. С. 8–16.

2. **Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М.** Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. М.: Недра, 1982. С. 118–122.

3. **Барон Л.И., Глатман Л.Б., Губенков Е.К.** Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Т. 1. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом. М.: Наука, 1968.

4. **Берон А.И., Казанский А.С., Лейбов Б.М., Позин Е.З.** Резание угля. М.: Государственное научно-техническое издательство по горному делу, 1962. С. 147–160.

Вниманию читателей!

Редакционная коллегия предполагает опубликовать ряд статей, представленных научными семинарами в рамках «Недели горняка 2008». Две из них опубликованы в майском номере (*Андреева Л.И.* Комплексная оценка деятельности ремонтного производства горно-добывающего предприятия; *Рябков Н.В., Довженок А.С., Хажиев В.А.* Влияние регламентации ремонтных процессов на аварийность ремонтного производства горно-добывающего предприятия).

В настоящем номере публикуются еще четыре статьи, обозначенные (НГ). Этот символ будет использован и в дальнейшем.

УДК 622.233.05

А.В. Гилёв, д-р техн. наук, проф., Сибирский федеральный университет, **Ф.Э. Шейн,** горный инж., ООО "Торговый Дом", г. Красноярск

Механизированный комплекс для добычи строительных материалов на обводненных месторождениях

Рассмотрены схемы механизации добычи песчано-гравийных материалов на обводненных нерудных месторождениях. В качестве выемочно-погрузочного оборудования предложен шагающий канатный скрепер, опытно-промышленные испытания которого проведены на карьерах Красноярского края.

Около 60 % песчано-гравийных карьеров имеют обводненные залежи полезного ископаемого. Выбор механизации и схем разработки этих карьеров определяется степенью обводненности, содержанием гравийно-валунных фракций и горно-геологическими условиями месторождений.

В большинстве случаев добытые из-под воды песчано-гравийные породы укладывают на рабочей площадке в штабель для обезвоживания. Из штабеля породу экскаваторами или одноковшовыми погрузчиками отгружают в автомобильный, а иногда конвейерный транспорт.

Широкое применение на выемке обводненных песчано-гравийных пород получили экскаваторы-драглайны. Существенным недостатком добычи строительных материалов при разработке обводненных пород экскаватором-драглайном является необходимость его частых передвижек по фронту забоя. Это обусловливает обрушение уступа на границе с зеркалом воды при подтягивании ковша к экскаватору, что снижает возможную глубину отработки обводненных месторождений. Кроме того, рабочие параметры экскаватора-драглайна не позволяют отрабатывать месторождения заходками большой ширины (как правило, она не превышает 30...40 м). Эффективность применения экскаваторов-драглайнов при разработке обводненных месторождений также снижается при наличии в породе большого содержания валунных отложений [1].

При разработке обводненных месторождений с большим содержанием крупных валунов более эффективно применение обратных механических лопат. Однако эффективность применения указанных горных машин также снижается вследствие небольших по размерам рабочих параметров этой техники, что существенно ограничивает параметры карьера и снижает объемы добычи полезных ископаемых.

При разработке обводненных нерудных месторождений часто применяют земснаряды и землечерпалки. Однако область применения этой техники также ограничена ее невысокой производительностью и большими экономическими затратами, особенно при низких температурах эксплуатации.

На ряде зарубежных карьеров для отработки обводненных песчано-гравийных пород используют цепные многочерпаковые экскаваторы совместно с ленточными конвейерами. Иногда эти экскаваторы оборудуют перерабатывающими устройствами, позволяющими отделять неиспользуемую часть пород полезной толщи (валуны), и устройствами для перемещения их в выработанное пространство.

При добыче песчаных и песчано-гравийно-валунных пород из-под воды на зарубежных карьерах широко применяют башенные экскаваторы и канатные скреперы. Достоинства этих средств механизации заключаются в следующем:

- отсутствие внутрикарьерных транспортных коммуникаций, которые сооружаются только на поверхности, а карьер является открытым котлованом без внутреннего оборудования;
- эффективность работы в сложных горно-технических условиях;
- мобильность, позволяющая легко переключиться с добычных работ на вскрышные и наоборот;
- возможность отработки всего месторождения одним или несколькими однотипными механизмами по схеме "скрепер (башенный экскаватор)–карьер".

Приведенный анализ средств механизации по извлечению песчаных и песчано-гравийных пород позволяет систематизировать механизированные комплексы добычных работ на обводненных нерудных месторождениях (см. таблицу).

На зарубежных нерудных карьерах широкое применение получили канатные скреперные установки, которые могут работать по следующим схемам:

- с погрузкой добытой породы непосредственно в транспорт;
- с укладкой добытой породы в штабель для обезвоживания;
- с погрузкой добытой породы в обезвоживающий бункер-питатель и дальнейшей перегрузкой в транспортное средство.

Один из представленных вариантов механизированного комплекса с использованием канатного скрепера применен в г. Красноярске при освоении нерудных месторождений.

На карьере "Песчаный" для добычи песчано-гравийной смеси применяют скрепер канатный шагаю-

Систематизация механизированных комплексов добычных работ на обводненных нерудных месторождениях

Вариант	Выемочно-погрузочная машина	Объект перегрузки	Погрузочная машина	Транспортная машина
1	Экскаватор-драглайн	Обезвоживающий бункер-питатель Штабель	Экскаватор-мехлопата Одноковшовый погрузчик Экскаватор-драглайн	Автотранспорт Конвейерный транспорт
2	Экскаватор-мехлопата обратная	Обезвоживающий бункер-питатель Штабель	Экскаватор-мехлопата Одноковшовый погрузчик Экскаватор-драглайн	Автотранспорт Конвейерный транспорт
3	Башенный экскаватор	Обезвоживающий бункер-питатель	–	Автотранспорт Конвейерный транспорт
4	Земснаряд Землечерпалка	Штабель	Экскаватор-мехлопата Одноковшовый погрузчик Экскаватор-драглайн	Автотранспорт Конвейерный транспорт
5	Многоковшовый экскаватор	–	–	Конвейер
6	Канатный скрепер	Обезвоживающий бункер-питатель	–	Автотранспорт Конвейерный транспорт

Рис. 1. Скрепер канатный шагающий СКШ-3 на глубинной добыче песчано-гравийной смеси в нерудном карьере

щий, сконструированный и изготовленный в производстве нерудных строительных материалов ООО "Торговый Дом" (рис. 1).

Скрепер канатный шагающий СКШ-3 имеет ковш вместимостью 3 м^3. Он предназначен для поверхностной и глубинной экскавации песка, гравия и других сыпучих материалов. СКШ-3 может быть применен в горно-транспортном комплексе с транспортирующими средствами цикличного и непрерывного действия (автомобили, конвейеры, ковшовые скреперы и др.) для разработки месторождений нерудных полезных ископаемых, угля и россыпных (золотоносных) месторождений.

Скреперный агрегат состоит из непосредственно шагающего скрепера СКШ-3, ковша, концевого блока, выполненного в двух вариантах – стационарного и плавающего, а также рабочего и холостого канатов. Техническая характеристика канатного скрепера представлена ниже.

Шагающий скрепер включает: верхнюю, среднюю и нижнюю секции. В верхней секции находятся головной блок для направления рабочего каната, приемный бункер с колосниковой решеткой.

Средняя секция является основной частью скрепера, содержащей желоб для подъема ковша к приемному бункеру, скреперную лебедку и насосную станцию. В опорном каркасе средней секции установлен механизм шагания с двумя шагающими лыжами и гидроцилиндрами.

Нижняя секция СКШ-3 содержит два борта, днище, приемный желоб и стрелу с конечным блоком для холостого каната.

Перфорированный ковш скрепера состоит из двух частей – верхней и нижней (рис. 2, *а*), соединенных между собой болтами.

Техническая характеристика скрепера СКШ-3

Максимальное расстояние драгирования, м 125
Максимальная глубина выемки, м 25
Вместимость ковша, м^3 3
Емкость приемно-разгрузочного бункера, м 5

Рис. 2. Общий вид ковша (*а*) и механизма шагания (*б*) скреперной установки СКШ-3

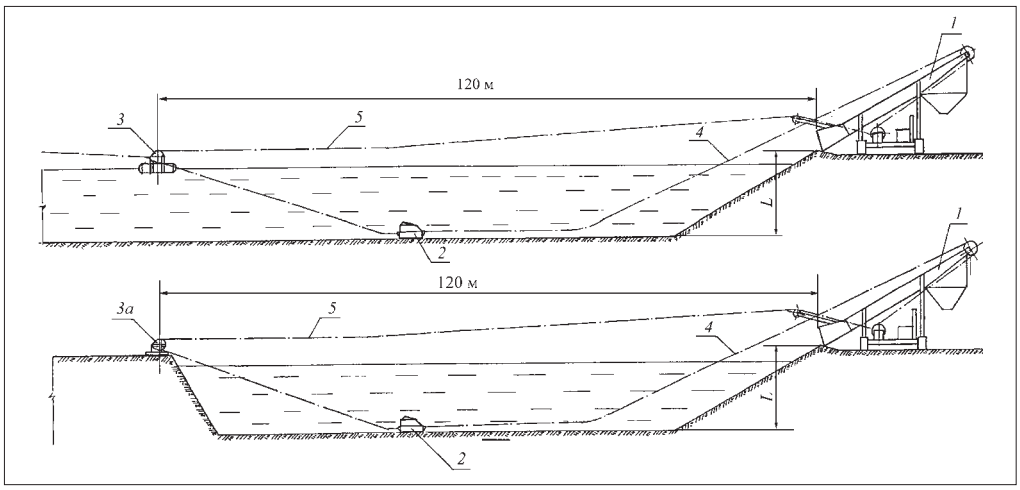


Рис. 3. Схема работы скреперной установки СКШ-3 в карьере:
1 – скрепер канатный шагающий СКШ-3; *2* – ковш скрепера; *3* – концевой блок плавающий; *3а* – концевой блок стационарный; *4* – канат тяговый; *5* – канат холостого хода

Скреперная лебедка:
- тип . . . . . 100 ЛС
- тяговое усилие, max, кН 100
- средняя скорость каната, м/с:
  - рабочего хода 1,37
  - холостого хода 1,90

мощность электродвигателя, кВт 110

Механизм шагания гидравлический:

насосная установка :
- тип С400
- номинальная подача, л/мин 200
- вместимость бака, л. 37
- номинальное давление, МПа 20

Диаметр канатов (тягового и холостого хода), мм . . . . . 22...26

На верхней части ковша установлены направляющие для каната, в нижней части расположено днище, к которому крепится сменный нож.

Шагающая лыжа (см. рис. 2, *б*) является опорным элементом механизма шагания и состоит из кронштейна для крепления штока тягового гидроцилиндра и двух кронштейнов для крепления штоков подъемных гидроцилиндров.

Скрепер канатный шагающий используется в двух вариантах (рис. 3): с плавающим концевым блоком (верхняя позиция) и со стационарным концевым блоком (нижняя позиция).

В скрепере ковш транспортирует породу по желобу нижней и средней секций. В верхней секции ковш доходит до упора и переворачивается. Порода просыпается через колосниковую решетку и попадает в приемный бункер, откуда направляется в транспортирующее средство (автомобиль или конвейер). Крупные куски породы скатываются по ребрам решетки за приемный бункер в отвал.

Шагающий механизм приводится в действие с помощью специального управляющего устройства как в автоматическом режиме, так и вручную с пульта местного управления.

Эффективность механизированных комплексов добычных работ на обводненных нерудных месторождениях, представленных в таблице, определяется в первую очередь технико-экономическими показателями применения выемочно-погрузочных машин, входящих в тот или иной комплекс. Для комплекса с применением скрепера канатного шагающего СКШ-3 технико-экономические показатели зависят от его технической производительности [1]:

$$Q_c = \frac{3600 E h_c}{l\left(\frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2}\right) + t_1 + t_2}, \text{ м}^2/\text{ч}, \qquad (1)$$

где E – вместимость ковша, м^3; h_c – коэффициент скреперования (h_c = 0,7...0,8); l – средняя длина скреперования, м; v_1 и v_2 – скорости соответственно рабочего и холостого хода, м/с; t_1 и t_2 – время на перемену направления движения ковша соответственно в забое и на пункте разгрузки, с (обычно t_1 и t_2 = 15...30 с).

С учетом выражения (1) эффективность механизированного скреперного комплекса определяется выражением, м^3/ч:

$$Q_c = k_1 Q_{бп} = k_2 Q_{тр}, \qquad (2)$$

где $Q_{бп}$ – пропускная способность обезвоживающего бункера-питателя; $Q_{тр}$ – производительность транспортного средства; k_1 – коэффициент резерва пропускной способности обезвоживающего бункера-перегружателя (k_1 = 1,1...1,2); k_2 – коэффициент резерва производительности транспортного средства (k_2 = 1,2...1,3).

При разработке нерудных месторождений, когда водопонижение невозможно (или нецелесообразно), механизированный комплекс с применением канатного скрепера (см. вариант 6 в таблице) является наиболее целесообразным. Если учесть конструктивное исполнение приведенного скрепера СКШ-3 с применением механизма шагания, обеспечивающего эффективное перемещение в забое, его устойчивость, мобильность и небольшие затраты времени на вспомогательные операции, то следует считать предложенную конструкцию скреперной установки наиболее перспективной при добыче строительных материалов на обводненных нерудных месторождениях.

Список литературы

1. **Шпанский О.В.** Технология и комплексная механизация добычи нерудного сырья для производства строительных материалов / О.В. Шпанский, Ю.Д. Буянов // Учебн. пособие для вузов. М.: Недра, 1996. 462 с.

УДК 622.271.4:621.316.34

А.Я. Микитченко, д-р техн. наук, проф., директор по научной работе, **М.В. Могучев,** канд. техн. наук, зам. директора по научной работе, **А.Н. Шевченко,** ст. науч. сотр., **А.Н. Шоленков,** инж. по наладке и испытаниям, ОАО "Рудоавтоматика", г. Железногорск, Курская обл., **Э.Л. Греков,** канд. техн. наук, доц., Оренбургский государственный университет

Разработки ОАО "Рудоавтоматика" в области перспективных систем экскаваторных приводов

Приведены краткая история и характеристика предприятия, описано НКУ, выпускаемой сегодня системы экскаваторного электропривода с электромашинными преобразователями и цифровым управлением, рассмотрены некоторые технические решения, связанные с созданием перспективной системы экскаваторного электропривода на базе полупроводниковых преобразователей.

Специализированное производственно-техническое предприятие (СПТП) "Рудоавтоматика" создано Министерством черной металлургии СССР в 1976 г. Основное его предназначение – наладка электротехнического оборудования горно-рудных предприятий центра России. В 1992 г. СПТП преобразовалось в АООТ "Рудоавтоматика". Создана группа перспективных разработок совместно с Московским энергетическим институтом под руководством академика РАЭН, д-ра техн. наук, проф. В.И. Ключева. Началась разработка системы управления электроприводами экскаватора (низковольтного комплектного устройства – НКУ) для ЭКГ-10. Проведены первые перспективные разработки "сердца" этого НКУ – преобразователя тиристорного экскаваторного моноблочного (ПТЭМ). В 1993 г. изготовлен первый образец НКУ для экскаватора ЭКГ-10 на базе ПТЭМ и установлен на ОАО "Михайловский горно-обогатительный комбинат" (МГОК). В 1998 г. начата комплектация НКУ для серийного производства экскаваторов ЭКГ-10 на ОАО "Ижорские заводы". В 1999 г. предприятие преобразовано в ОАО "Рудоавтоматика". В 2001 г. проведена первая модернизация экскаватора ЭШ-10/70 в г. Междуреченске на базе моноблоков ПТЭМ. Начато серийное изготовление и поставка НКУ на экскаваторы ЭКГ-8, ЭКГ-10, ЭШ-6/45, ЭШ-10/70 на базе тиристорных преобразователей на предприятия России, Украины, Казахстана, Узбекистана. В 2002 г. проведена модернизация экскаваторов ЭШ-15/90, ЭКГ-15.

В 2003 г. предприятие отметило 10-летний юбилей на рынке экскаваторных приводов. Начато серийное изготовление и поставка НКУ для экскаваторов ЭКГ-15. Введен в эксплуатацию экскаватор ЭКГ-8И тропического исполнения в Республике Вьетнам. Состоялась презентация сотого НКУ. Это был комплект, выполненный с полностью цифровой микропроцессорной системой управления.

На сегодняшний день ОАО "Рудоавтоматика" является крупнейшим производителем экскаваторных НКУ в России. Всего с 1993 г. выпущено 300 комплектов. Сто из них установлены на новых экскаваторах Ижорского завода (г. Колпино). Двести из выпущенных комплектов имеют цифровую систему управления. Ежегодный выпуск и реализация НКУ приближаются в цифре 50.

Во всех НКУ для карьерных экскаваторов производства ОАО "Рудоавтоматика" реализован принцип моноблочного построения электрооборудования. Эту идею предложил В.И. Ключев и многолетняя эксплуатация изготовленных НКУ подтвердила ее жизнеспособность и преимущества.

Основным элементом главных и вспомогательных электроприводов является тиристорный преобразователь ПТЭМ, представляющий собой полнофункциональное устройство, способное работать в различных системах электропривода с различными структурами управления: возбуждение генераторов и двигателей, тиристорный преобразователь – двигатель открывания днища ковша, возбуждение синхронного генератора. Функциональная схема микроконтроллерного ПТЭМ представлена на рис. 1. Преобразователь состоит из реверсивной силовой схемы *РСС* и блока управления. Плата гальванической развязки *ПГР* предназначена для формирования импульсов отпирания тиристорами и развязки силовой схемы. Для контроля проводящего состояния силовых ключей датчиками проводимости *ДП* непосредственно измеряется напряжение на них и передается в плату управления. На этой плате установлен микроконтроллер *МК* с соответствующим программным обеспечением, гальванически развязанный интерфейс *RS-485*, коммутатор входных аналоговых сигналов *К* и усилитель с изменяемым коэффициентом усиления. При этом диапазон измеряемых сигналов достаточно широк, от 15 В

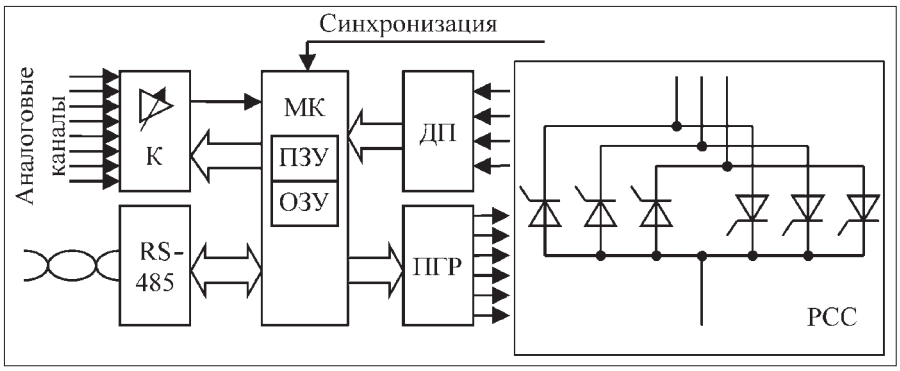


Рис. 1. Функциональная схема тиристорного преобразователя с микропроцессорным управлением

до 1 В с одинаковой относительной погрешностью аналого-цифрового преобразования. Универсальность схемотехнических решений и конструкции позволяет реализовать принцип взаимозаменяемости моноблоков. Не важно, где будет установлен ПТЭМ, внешняя обвязка "создаст" необходимую структуру управления с помощью перемычек и подстроечных элементов настроек регуляторов. При этом моноблок выступает в роли конструктора, где каждый блок обособлен и имеет определенное назначение – система импульсно-фазового управления (СИФУ), логика переключения реверсивных групп тиристоров, задатчик интенсивности, набор типовых регуляторов. Соединяя эти блоки между собой, можно конструировать систему управления применительно к конкретному приводу.

До 2003 г. предприятие выпускало НКУ, реализованные на ПТЭМ с аналоговой схемотехникой. Такая технология имеет неоспоримое достоинство – с помощью принципиальных схем любому наладчику можно разобраться в работе блока и устранить неисправность. Но есть и недостатки – "жесткая" схема не позволяет вносить изменения в работу устройства без значительных трудозатрат, и затруднена совокупная диагностика рабочего состояния НКУ. Для "смягчения" второго недостатка в схему НКУ вводится множество дополнительных элементов релейно-контакторной схемы в виде промежуточных реле и блок-контактов, что ведет за собой увеличение эксплуатационных затрат.

В 2003 г. было спроектировано, изготовлено и установлено НКУ по совершенно новой технологии (ЭКГ-10, № 133, Лебединский ГОК). Не только СИФУ и логика, но и регуляторы были выполнены на базе микроконтроллерной техники. В этом случае реализуются дополнительные возможности: встроенная расширенная диагностика; согласование работы различных приводов и сбор диагностических данных по цифровой информационной сети; более "четкая" работа регуляторов СИФУ и логики, независимость их параметров от условий работы.

В то же время концепция моноблочного построения электроприводов сохранена. На рис. 2 представ-

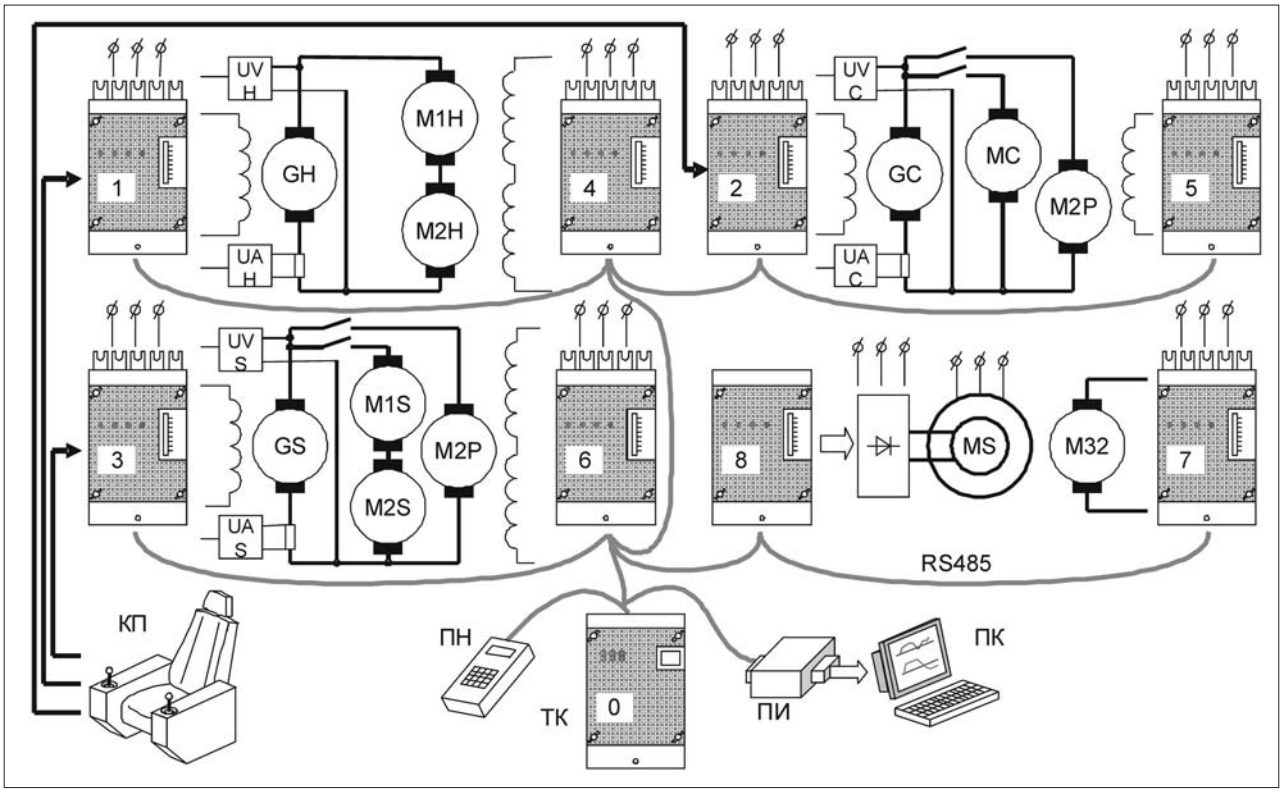


Рис. 2. Функциональная схема цифровой системы управления НКУ ЭГ-10РЦ-У2

лена функциональная схема цифровой системы управления НКУ ЭГ-10РЦ-У2. Цифровые моноблоки *1–3* питают обмотки возбуждения генераторов главных приводов и реализуют структуру управления. К ним подключаются датчики обратных связей по токам якорей, напряжениям на выходах генераторов, сигналы задания от цифровых джойстиков управления, установленных на кресло-пульте *КП*. Моноблоки *4–6* предназначены для возбуждения двигателей главных приводов. В них реализована структура с обратной связью по току, которая предназначена для стабилизации тока возбуждения и его регулирования (в приводе подъема). Моноблок *7* используется для питания якорной цепи двигателя открывания днища ковша и работает в режиме источника тока (подмотки или дергания). Обмотка возбуждения синхронного двигателя питается от отдельного мостового тиристорного преобразователя, управляемого БУТом (блок управления тиристорами). Конструктивно БУТ представляет собой интеллектуальную часть ПТЭМ без силовых тиристоров.

Для уменьшения количества промежуточных реле в НКУ применен технологический контроллер *ТК*, имеющий 16 входов, предназначенных для контроля напряжения в релейно-контакторных цепях напряжением 110 В, и 16 выходов, коммутирующих силовые и питающие контакторы. Помимо этого у *ТК* имеются и другие функции. Это прежде всего контроль за работой всех ПТЭМ, подключенных к информационной сети. Периодически (0,02 с) *ТК* производит последовательное чтение слова состояния каждого моноблока. По этому слову *ТК* распознает возникающие аварийные ситуации (пробой тиристора, максимально-токовая защита по возбуждению и якорю).

Второй функцией *ТК* является начальная конфигурация программы ПТЭМ в зависимости от места его установки. Структурная схема программного обеспечения ПТЭМ-2Р-22Ц приведена на рис. 3. В состав заводской прошивки входят подпрограммы СИФУ, логики и защиты, драйвера интерфейса RS-485, сканирования аналоговых сигналов АЦП, набора регуляторов, задатчика интенсивности и определения положения энкодера цифрового джойстика. Все подпрограммы обмениваются между собой информацией через оперативное запоминающее устройство микроконтроллера. Но направления потоков информации определяются специальной таблицей соединений, которую можно менять в процессе работы преобразователя через интерфейс RS-485. Данная таблица выполняет те же функции, что и перемычки на разъеме обвязки аналогового преобразователя. Информация о настройках регуляторов и задатчика интенсивности хранится в специальной таблице настроек, которая тоже доступна через информационную сеть. Аналогом этой таблицы являются номиналы сопротивлений и конденсаторов на внешней плате гальванической развязки аналогового ПТЭМ.

Благодаря такому построению программного обеспечения соблюдается принцип взаимозаменяемости, но на более высоком уровне. Так как программа всех блоков одинакова, то не имеет значения, куда будет установлен преобразователь. При начальном сканировании *ТК* определяет адрес каждого из них в информационной сети и программирует таблицы настроек и соединений под конкретную задачу. Более того, так как настройки системы управления являются виртуальными, то возможно их изменение с помощью пульта настройки *ПН* (см. рис. 2) при работающем экскаваторе. То есть нет необходимости останавливать машину для того, чтобы "перепаять" сопротивление или конденсатор, как это делалось на аналоговых НКУ.

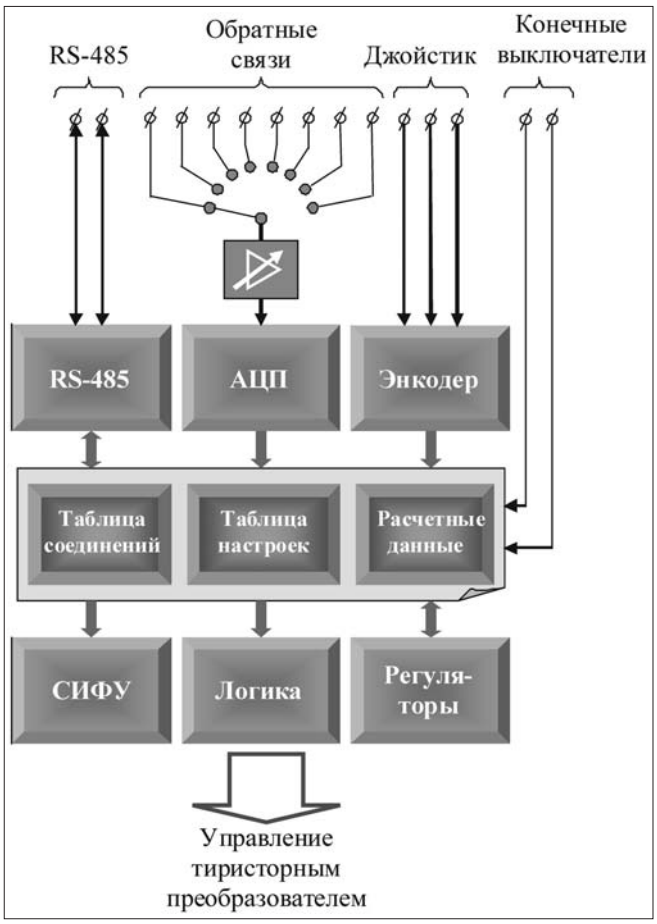


Рис. 3. Структурная схема программного обеспечения ПТЭМ-2Р-22Ц

С помощью *ПН* можно менять такие параметры, как ток стопора, напряжение холостого хода, форму механической характеристики, момент ослабления магнитного потока в приводе подъема.

В цифровом НКУ имеется возможность регистрации сигналов через промышленный компьютер *ПК*, для чего разработан специальный преобразователь интерфейса *ПИ*. С помощью программного обеспечения, установленного на *ПК*, можно на экране одновременно регистрировать токи якоря, напряжение на двигателях, токи возбуждения и возникающие аварийные ситуации.

На рис. 4 и 5 показаны осциллограммы переходных процессов электропривода подъема при работе в забое

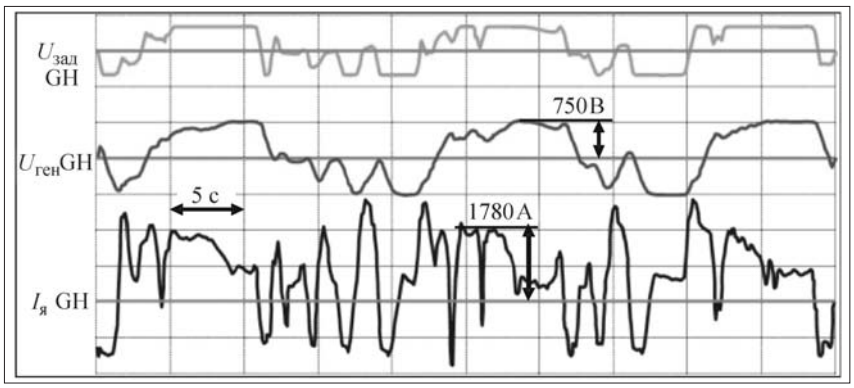


Рис. 4. Переходные процессы электропривода подъема в аналоговой системе управления НКУ ЭГ-10Р-У2

в аналоговой системе управления НКУ ЭГ-10Р-У2 и цифровой НКУ ЭГ-10РЦ-У2. Как видно, цифровая система более четко отрабатывает сигнал задания и ограничение стопорного тока (в аналоговой системе наблюдаются "выбросы" тока якоря за стопорное значение). Более того, в цифровой системе управления при значительном перерегулировании тока якоря, который может возникнуть при резком стопорении, встроенная система защиты быстро отключает привод и сигнализирует об этом машинисту.

На сегодняшний момент ОАО "Рудоавтоматика" выпускает цифровые НКУ для различных типов экскаваторов. Однако, сколь привлекательной и современной не выглядела бы система управления, силовая часть электропривода – система генератор–двигатель (Г–Д) все равно остается неизменной. Электромеханические преобразователи имеют низкий КПД и трудоемки в обслуживании. Поэтому основной потребитель экскаваторных НКУ ООО "ИЗ-КАРТЭКС" поставил в 2007 г. задачу перед производителями НКУ о переходе на более современные системы электропривода с полупроводниковыми преобразователями. Но на сегодняшний день в России нет ни разработок, ни производителей экскаваторных регулируемых двигателей на переменном токе. Эту индустрию еще предстоит создавать, а в этот переходный период, вероятно, потребуется создавать и эксплуатировать полупроводниковые системы с двигателями постоянного тока.

Из полупроводниковых преобразователей тиристорные (как на постоянном, так и на переменном токе) обладают наиболее высоким КПД, но для них характерны пульсации тока на выходе (т.е. в двигателе). Транзисторные преобразователи имеют меньший КПД, но обеспечивают практически идеальный (гладкий) ток в двигателе. Для повышения коэффициента мощности на входе преобразователя в тиристорных преобразователях используются фильтрокомпенсирующие устройства (ФКУ), в транзисторных преобразователях – устройство "активного переднего фронта" (AFE).

Основная неприятность от полупроводникового преобразователя состоит в искажении выходного напряжения. Это относится как к тиристорному, так и к транзисторному преобразователям, как на постоянном, так и на переменном токе. Но если тиристорные преобразователи допускают использование обычных серийных двигателей, то транзисторные требуют машин специальных исполнений (усиленная изоляция, специальные подшипники).

В научной группе нашего предприятия было выполнено теоретическое сравнение энергетической эффективности процессов преобразования электрической энергии в основных системах экскаваторного электропривода при регулировании частоты вращения двигателя с постоянным моментом сопротивления на валу (рис. 6). На рисунке $K_{ээ} = P_2/S_1$ – коэффициент энергетической эффективности, где P_2 – активная мощность на валу двигателя, S_1 – полная мощность, потребляемая преобразователем из сети, D – диапазон регулирования частоты вращения. Сравнивались системы:

- синхронный двигатель–генератор–двигатель постоянного тока (СД–Г–Д – эксплуатируемая сегодня на всех отечественных экскаваторах);
- асинхронный двигатель–генератор–двигатель постоянного тока (АД–Г–Д – такая система эксплуатируется на единственном экскаваторе ЭКГ-5);
- тиристорный преобразователь с ФКУ–двигатель постоянного тока (ТП–Д с ФКУ);
- тиристорный непосредственный преобразователь с ФКУ–асинхронный двигатель (НПЧ–АД с ФКУ);
- транзисторный преобразователь с "передним активным фронтом", автономным инвертором напряжения с широтно-импульсным регулированием–двигатель постоянного тока ТрП–Д (AFE–АИН(ШИМ)–Д);
- транзисторный преобразователь частоты с "передним активным фронтом", автономным инвертором напряжения с широтно-импульсным регулиро-

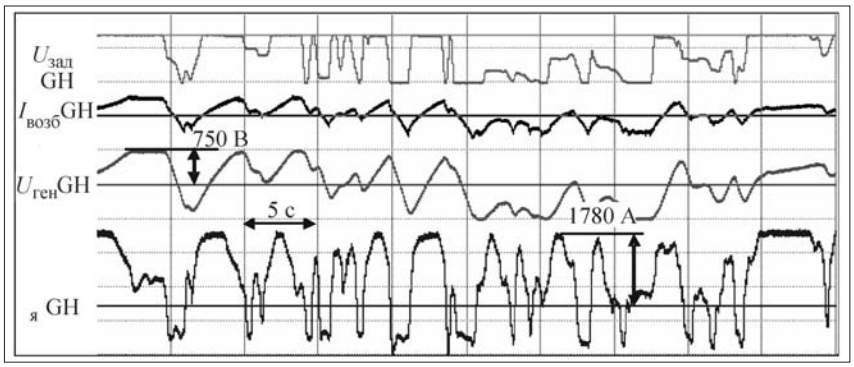


Рис. 5. Переходные процессы электропривода подъема в цифровой системе управления НКУ ЭГ-10РЦ-У2

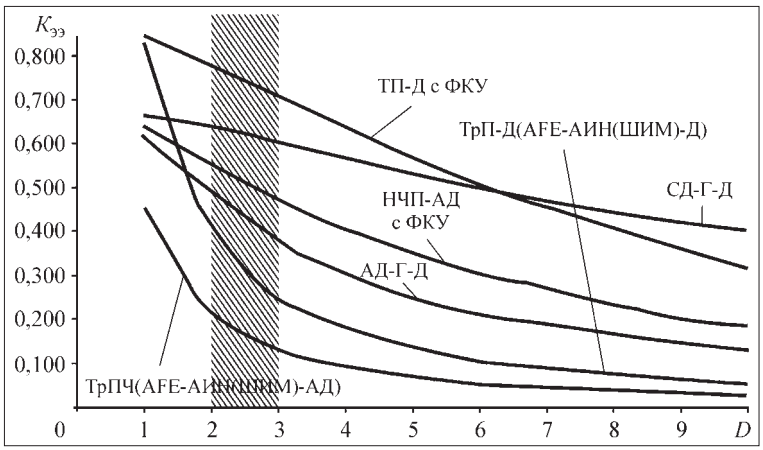


Рис. 6. Зависимости коэффициента энергетической эффективности от диапазона регулирования

ванием–асинхронный двигатель ТрПЧ (AFE–АИН (ШИМ)–АД).

Заметим, что средневзвешенные значения диапазона регулирования для основных механизмов экскаваторов располагаются в интервале $D = 2...3$. Очевидно: единственной системой, превосходящей по энергоэффективности СД–Г–Д, является для экскаваторного электропривода система ТП–Д с ФКУ. Что касается капитальных затрат, то они для СД–Г–Д и ТП–Д с ФКУ приблизительно равны. Поэтому в этот переходный период мы выбираем курс на разработку системы ТП–Д с ФКУ.

На рис. 7 приведена скелетная схема якорных цепей, разрабатываемого в настоящее время в ОАО "Рудоавтоматика" НКУ экскаватора ЭКГ-12К (на базе ЭКГ-10), а также проиллюстрированы некоторые соображения по принимаемым техническим решениям для системы ТП–Д. Все наработки по созданию цифровой системы управления ЭКГ-10 будут сохранены и дополнительно развиты.

Для того чтобы сохранить максимальное число тиристоров при возможных внутренних коротких замыканиях, все тиристоры во всех приводах (*ТП1...ТП8*) выбираются одинаковыми на один допустимый по условиям сети ударный ток короткого замыкания. Одновременно при этом решаются вопросы унификации оборудования.

Из-за больших значений стопорных токов питание каждого двигателя (например, *П1*) будем осуществлять от двух мостовых реверсивных преобразователей (*ТП1* и *ТП2*), включенных относительно двигателя параллельно. Питание каждого из этих двух мостовых преобразователей будет осуществляться от отдельных вторичных обмоток трансформатора (*Тр-р*) – это исключает проблемы с включением тиристоров в разных мостах при их параллельной работе. Вторичные обмотки трансформаторов будут иметь фазовый сдвиг 30° за счет разных групп включения трансформаторов, что обеспечит при симметричном управлении мостами 12-пульсные токи в двигателях и отсутствие 5-й и 7-й высших гармоник (ВГ) в потребляемом сетевом токе.

Для того чтобы обеспечить выравнивание токов по всем параллельно работающим преобразователям во всех приводах, принята следующая структура построения. Один из преобразователей в приводе (например, *ТП1* в приводе подъема, *ТП5* и *ТП7* в приводах напора-хода и вращения-хода) содержит регулятор напряжения и выполняет функции "мастера", задавая сигнал задания на ток в остальные преобразователи, отрабатывающие эти задания (так называемые "слэйвы"). Так, в приводе подъема предполагается три "слэйва" (*ТП2, ТП3, ТП4*), а в приводах напора и поворота – по одному (*ТП6* и *ТП8*). Каждый из "слэйвов", как и "мастер", имеет свой контур регулирования тока и поддерживает свой ток по сигналу задания с "мастера".

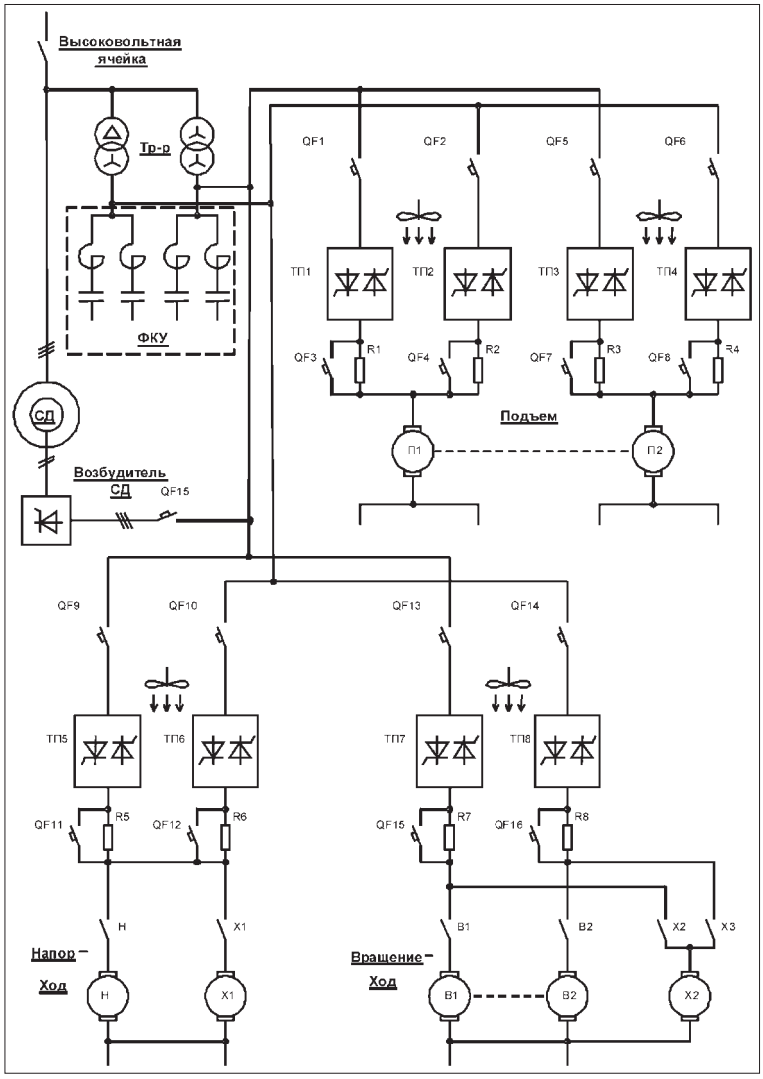


Рис. 7. Схема якорных цепей по системе ТП–Д ЭКГ-12К

Каждая пара реверсивных мостовых преобразователей (например, *ТП1, ТП2*) сгруппирована в один типовой шкаф. При этом двухдвигательный привод подъема будет содержать два шкафа, а привода напора и поворота – по одному. Все четыре шкафа между собой идентичны.

В каждом шкафу расположены нереверсивные мостовые преобразователи цепей возбуждения соответствующих двигателей (на схеме не показаны). Регулирование момента и частоты вращения для всех главных приводов во всех режимах и квадрантах для лучшего использования двигателей предполагается двухзонным.

Для защиты от сверхтоков при опрокидывании инвертора и других возможных авариях предусмотрены в качестве радикальной меры резисторы *R1...R8*, шунтированные в рабочих режимах соответствующими автоматами (*QF3, QF4, QF7, QF8, QF11, QF12, QF15, QF16*) с небольшой кратностью уставок по отношению к стопорным токам. Эти резисторы выполняют роль "последних парашютов", когда все другие меры исчерпаны. Если автомат сработал и резистор введен, то одновременно с блокировкой импульсов преобразователя снимается задание управления на привод. Для возобновления работы привод придется отключить и взвести автомат.

Между уставкой стопорного тока и упомянутой уставкой срабатывания автомата предполагаются еще две уставки аварийных защит. Первая из них будет обеспечивать восстановление инвертора после случайного пропуска импульса, а вторая – емкостное прерывание аварийного тока с автоматическим повторным включением (АПВ) без остановки привода.

Дополнительно резисторы *R1...R8* вводятся при отключении соответствующих автоматов (*QF1, QF2, QF5, QF6, QF9, QF10, QF13, QF14*) в линиях питания преобразователей, например, по условиям безопасности (срабатывание *РУП*-реле утечки питания) или другим причинам – в помощь механическим тормозам. Осуществляется это закорачиванием моста преобразователя, например, сдвигом импульсов управления в группах преобразователя.

В системе ТП–Д предполагается оставить синхронный двигатель (СД) от агрегата системы СД–Г–Д экскаватора ЭКГ-10. Назначение его будет двоякое. С одной стороны, работая без нагрузки на валу, он будет выполнять роль "электростанции" на случай незапланированного отключения сети. Нескольких секунд, пока идет выбег СД, достаточно, чтобы в автоматическом режиме выполнить операции, обеспечивающие безаварийную остановку экскаватора. С другой стороны, при работе экскаватора СД будет выполнять роль компенсатора реактивной мощности, регулируя ее в очень широком интервале, примерно равном по абсолютной величине номинальной мощности этого СД. При пусках вхолостую СД имеет момент инерции в 3–4 раза меньше, чем полный агрегат постоянной скорости, соответственно потери энергии при его пуске пропорционально меньше. Следовательно, в случае необходимости пускаться в работу он может многократно чаще, чем в агрегате в системе СД–Г–Д.

Одной из проблем синхронной машины является ее высокая чувствительность к высшим гармоникам в системе питания. Однако в данном случае в сетевом токе 12-пульсных преобразователей главных приводов 5-я и 7-я гармоники отсутствуют, он близок по форме к синусоидальному и мало вредит "синхроннику".

Несмотря на широкий диапазон регулирования реактивной мощности, наибольшая емкостная ее составляющая при допустимом максимальном возбуждении не превышает половины номинальной мощности СД: $Q_{\text{сд.с.м}} \le \frac{1}{2} P_{\text{сд.н}}$. Чтобы расширить абсолютную величину емкостной реактивной мощности, необходимо на низкой стороне питающего трансформатора установить дополнительное ФКУ. Его целесообразно разбить надвое для каждого трансформатора и выполнить в каждой части фильтры на 5-ю и 7-ю гармоники. Такие фильтры надо выбрать, потому что несколько относительно небольших по мощности преобразователей: привода открывания днища ковша, поворота (из-за выравнивания нагрузок) и возбудителей двигателей, остаются 6-пульсными и генерируют в сеть ВГ, начиная с 5-й и 7-й. Если не подавить их, то это может оказаться опасным для СД.

Совместно СД и ФКУ смогут перекрыть требуемый максимум емкостной реактивной мощности и обеспечить плавную косвенную компенсацию индуктивной реактивной мощности в очень широком диапазоне: $0 < Q_{\text{с}\Sigma} < \frac{1}{2} P_{\text{сд.н}} + Q_{\text{фку}\,\Sigma}$.

Большой запас напряжения возбудителя (до 440 В при питании его от силового трансформатора) обеспечивает коэффициент форсировки по напряжению до $k_{\text{ф.}u} \approx 10$ и создает высокое быстродействие компенсатора – до $1{,}5 I_{\text{в.н}}$ за период частоты сети ($T_{\text{с}} = 0{,}02$ с). Здесь $I_{\text{в.н}}$ – номинальный ток возбуждения СД.

Наличие ФКУ на низкой стороне преобразовательных трансформаторов позволяет дополнительно скомпенсировать значительную часть реактивной мощности тиристорных преобразователей и разгрузить трансформаторы, понизив тем самым их типовую мощность. Рассмотрим это подробнее (рис. 8, *а*). Потребляемая всеми приводами экскаватора за цикл активная мощность $P_{\text{ср.ц}}$ оказывается несколько меньше установленной мощности всех двигателей $P_{\text{уст}}$. Потребляемая всеми тиристорными преобразователями реактивная мощность $Q_{\text{тп}\Sigma}$ за цикл равна $Q_{\text{ср.ц}}$. Большая часть этой мощности должна быть скомпенсирована фильтрокомпенсирующим устройством $Q_{\text{фку}\Sigma}$. Для того чтобы обеспечить этот баланс мощностей, трансформаторы должны иметь суммарную типовую мощность $S_{\text{тр}\Sigma}$. Остаток индуктивной реактивной мощности тиристорных преобразователей может быть снят на высокой стороне трансформаторов синхронным компенсатором $Q_{\text{сд}-} \le \le \frac{1}{2} P_{\text{сд.н}}$. При этом токосъемник и питающий кабель

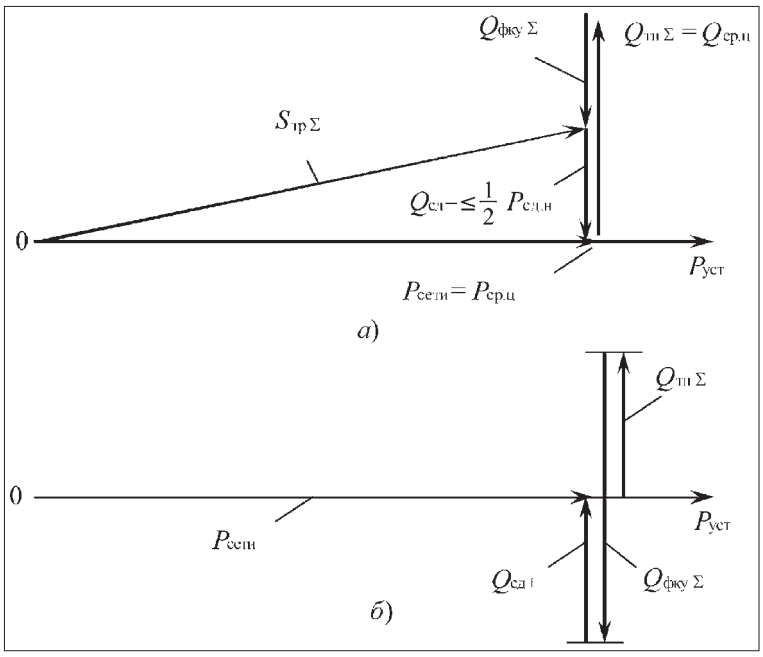


Рис. 8. Энергетическая диаграмма мощностей на элементах силовой схемы: *а* – $Q_{тп\Sigma} > Q_{фку\Sigma}$; *б* – $Q_{тп\Sigma} < Q_{фку\Sigma}$

экскаватора будут полностью разгружены от реактивных токов. В динамике, изменяя ток возбуждения СД, мы можем изменять $Q_{сд}$ плавно, отслеживая уровень $Q_{тп\Sigma}$: $Q_{сд-} = Q_{тп\Sigma} - Q_{фку\Sigma}$. Причем, если $Q_{тп\Sigma} < Q_{фку\Sigma}$ (см. рис. 8, *б*), уменьшив возбуждение, мы можем перевести "синхронник" в режим потребления индуктивной реактивной мощности и скомпенсировать излишек емкостной реактивной мощности ФКУ, т.е. $Q_{сд+} = Q_{фку\Sigma} - Q_{тп\Sigma}$.

Наличие ФКУ, глухо подключенного к выходу трансформатора, оказывает чрезвычайно благотворное влияние на линию и трансформатор при подключении его к сети на холостом ходу. Броски токов и перенапряжения на высокой стороне резко уменьшаются. На рис. 9 и 10 показаны осциллограммы первичных токов и напряжений при включении трансформатора на холостом ходу без ФКУ и с ФКУ. Материалы получены на макете $S_{тр}$ = 63 кВА; $Q_{фку(\nu=5)}$ = 48 кВАр, здесь ν – порядок гармоники фильтра.

Кроме того, наличие ФКУ в сети совместно с синхронным двигателем уменьшает сетевые токи при асинхронном пуске, облегчая его. На рис. 11 и 12 представлены одни и те же осциллограммы переменных в разных масштабах времени при пуске асинхронного двигателя (55 кВт) с подключенными трансформатором (63 кВА) и ФКУ (48 кВт) без других нагрузок. Осциллограммы на рис. 12 позволяют рассмотреть фазы токов. Очевидно, емкостной ток ФКУ вычитается из пускового тока двигателя, уменьшая ток в сети.

Исследования на макетах позволили выявить еще одну важную деталь. Оказывается исключение уравнительных дросселей на стороне постоянного тока тиристорных преобразователей при их параллельном соединении, служащих для выравнивания нагрузок (на рис. 7 не показаны), позволяет резко улучшить гармонический состав сетевых токов. Так, на рис. 13 показаны токи двухмостового преобразователя с уравнительными дросселями. В сетевом фазном токе $I_{сA}$ отчетливо просматриваются 11-я и 13-я гармоники, в виде "лесенки" на синусоиде, что вполне закономерно для 12 пульсных схем. Исключение уравнительных дросселей (рис. 14) приближает фазный ток по форме практически к идеальной синусоиде. Таким образом, эффект оказывается двойным, дроссели не требуются ни на стороне постоянного тока, что утяжеляло и усложняло бы преобразователь, ни на стороне переменного тока – для подавления 11-й и 13-й гармоник в соответствующих фильтрах. За такое упрощение приходится платить увеличением пульсаций токов в отдельных мостах (см. рис. 13 и 14, токи I_1, I_2) и завышением тиристорных модулей по току.

Для усиления помехозащищенности преобразователей следует использовать драйверы с отрицатель-

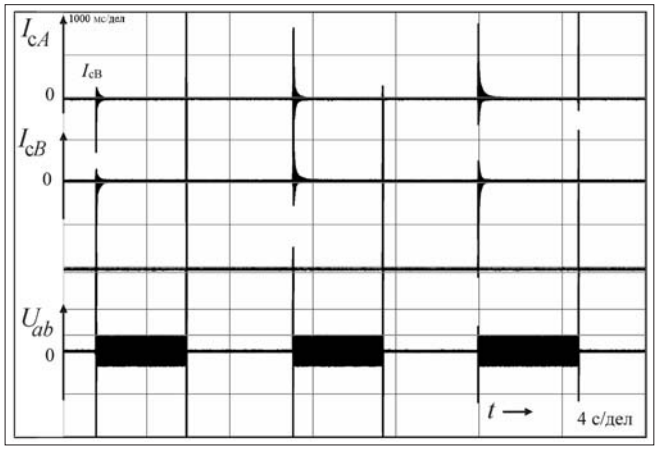


Рис. 9. Включение трансформатора на холостом ходу без ФКУ: $I_{сA}$, $I_{сB}$ – сетевые токи в фазах *A* и *B*; U_{ab} – напряжение первичной обмотки трансформатора

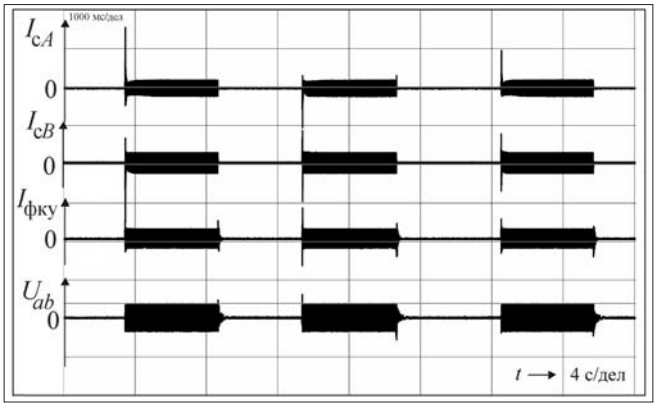


Рис. 10. Включение трансформатора с ФКУ: $I_{сA}$, $I_{сB}$ – сетевые токи в фазах *A* и *B*; $I_{фку}$ – ток одной фазы ФКУ; U_{ab} – напряжение первичной обмотки трансформатора

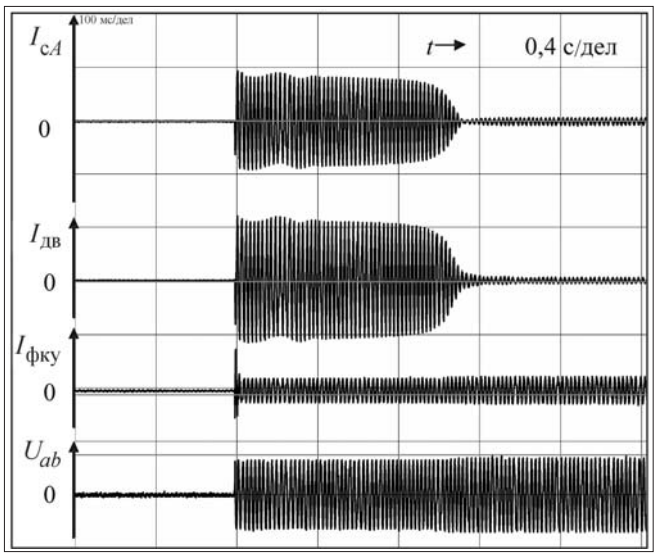


Рис. 11. Прямой пуск АД при подключении ФКУ через трансформатор без нагрузки:

I_{cA} – сетевой ток фазы A; $I_{дв}$ – ток фазы двигателя; $I_{фку}$ – ток одной фазы ФКУ; U_{ab} – напряжение первичной обмотки трансформатора

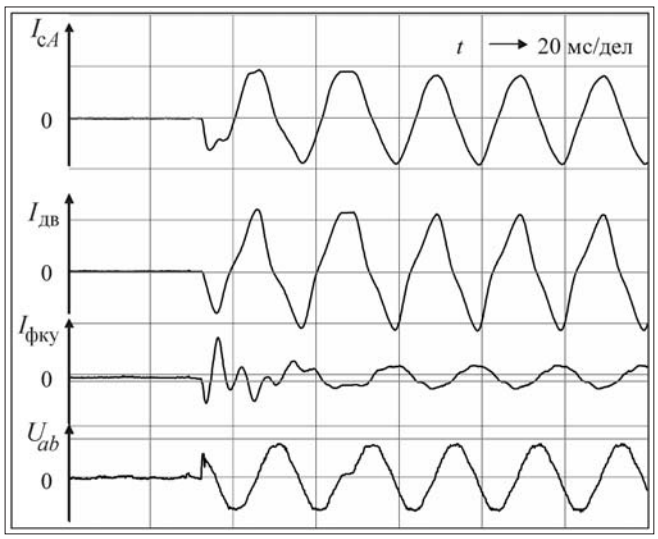


Рис. 12. То же, что и рис. 10, при другой развертке

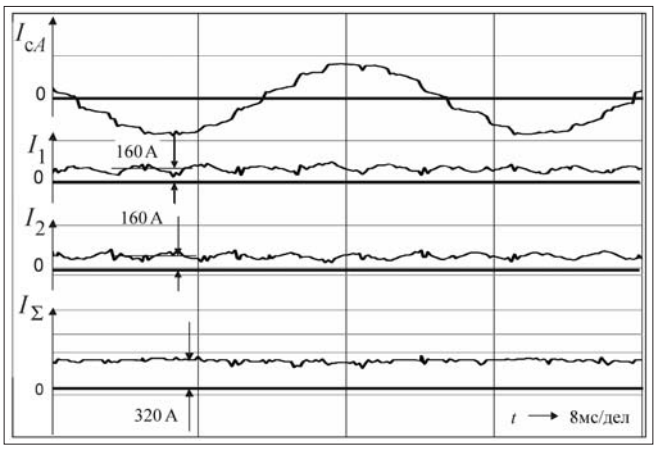


Рис. 13. Токи двухмостового преобразователя с уравнительными дросселями:

I_{cA} – сетевой ток фазы A; I_1 – ток первого преобразователя; I_2 – ток второго преобразователя; I_Σ – суммарный ток двухмостового преобразователя

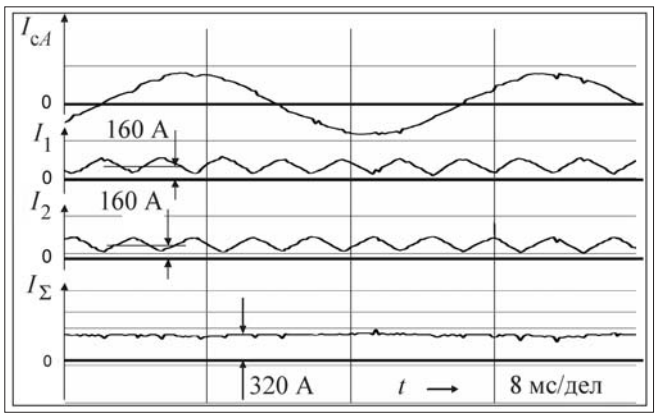


Рис. 14. Токи двухмостового преобразователя без уравнительных дросселей:

I_{cA} – сетевой ток фазы A; I_1 – ток первого преобразователя; I_2 – ток второго преобразователя; I_Σ – суммарный ток двухмостового преобразователя

ным смещением. Для тех же целей управляющие цепи, информационная сеть между шкафами (а частично и в шкафах) будут выполнены оптоволоконными.

Система импульсно-фазового управления предусматривает линеаризацию токов в прерывистом, пульсирующем и непрерывных режимах. Для дополнительного повышения надежности логики используется адаптивный регулятор.

Экскаватор ЭКГ-12К в отличие от своего предшественника ЭКГ-10 будет оборудован развитой информационно-диагностической системой.

Мы полагаем, что комплекс предложенных технических решений позволит создать совершенный, действительно соответствующий своему времени отечественный экскаватор – высоконадежный, с улучшенными энергетическими и эксплуатационными показателями.

УДК 621.879: 621.3.015.1

И.Ш. Кадыров, канд. техн. наук, доц., филиал БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, г. Бишкек, Республика Кыргызстан

Исследование динамических процессов в передачах механизма поворота экскаватора-драглайна при внезапном отключении питающего напряжения

Рассматриваются динамические процессы, происходящие в механизме поворота экскаватора ЭШ-20/55, приводимого в движение с помощью электроприводов по системам ТП–Д и НПЧ–АД. Дается сравнительный анализ этих процессов на основании данных, полученных в результате математического моделирования на АВМ.

Характерной особенностью экскаваторных электроприводов по системе "управляемый преобразователь–двигатель" (УП–Д) является работа двигателя в генераторном режиме, обусловленная активным характером нагрузки, когда значительное время в цикле отводится для рекуперации энергии в сеть. Слабая сеть и возникающие сбои в энергосистеме являются причиной возникновения режима опрокидывания инвертора, который оказывает неблагоприятное влияние на условие работы электропривода. За счет возникающих в результате удара механических колебаний максимальная нагрузка передач возрастает в сравнении со средней нагрузкой. Поэтому этот режим для основных механизмов экскаватора является аварийным, так как в их кинематических цепях возникают удары, ускоряющие износ в передачах.

Превышение нагрузки относительно средней можно оценить с помощью коэффициента динамичности, характеризующей максимум упругого момента в режиме опрокидывания инвертора [1].

Экспериментальное исследование влияния, возникающего в процессе опрокидывания инвертора ударных моментов на механизм поворота экскаватора, ограничено вследствие возможности выхода дорогостоящего оборудования из строя. Поэтому этот режим следует рассмотреть методом математического моделирования с использованием аналоговой вычислительной машины (АВМ). Математическое моделирование позволяет получить более полное представление о степени опасности ударных нагрузок на механизм поворота экскаватора, дает возможность провести сравнительный анализ аварийного режима в электроприводах по системе ТП–Д и НПЧ–АД при внезапном отключении питающего напряжения.

Расчетная схема механизма поворота экскаватора обычно представляется четырьмя существенными массами, динамика которых зависит от наличия между ними упругих механических связей (рис. 1).

Первая масса имеет суммарный момент инерции $J_{1\Sigma}$, состоящий из моментов инерций двигателя, тормозного шкива и редуктора, жестко связанных между собой, а вторая масса относится к массе поворотной платформы с моментом инерции J_2. Упругая связь между этими массами обусловлена жесткостью гибкого выходного вала редуктора, на конце которого закреплена ведущая шестерня. Зазор в передачах $\Delta\varphi_3$ учитывает изношенность зубьев ведущей шестерни и зубцового венца. Третьей массой обладает стрела с моментом инерции J_3, связанная с платформой через упругую связь c_{23}. К четвертой массе J_4 относится масса груза и масса подвешенного к стреле через упругий канат с жесткостью c_{34} ковша.

Для исследования степени опасности ударного момента на механизм поворота экскаватора в режиме опрокидывания инвертора в электроприводах по системе ТП–Д и НПЧ–АД следует структурную схему на рис. 1 существенно упростить введением следующих допущений:

– приведенная к валу двигателя жесткость вала шестерни c_{12} много меньше параметров c_{23} и c_{34};

– при наличии активного момента на валу механизма или большого запаса кинетической энергии во вращающихся массах механизма зазоры в установившихся режимах всегда выбраны, поэтому $\Delta\varphi_3$ можно считать равным нулю.

Эти допущения дают основание расчетную схему механизма поворота, например экскаватора ЭШ-20/55, изобразить в виде простейшей схемы двухмассовой механической системы с упругой связью (рис. 2, *а*).

На схеме рис. 2, *а*: $J_{1\Sigma}$ – суммарный момент инерции эквивалентного однодвигательного привода; $J_{2\Sigma} = J_2 + J_3 + J_4$ – приведенный к валу двигателя момент инерции платформы; c_{12} – эквивалентная

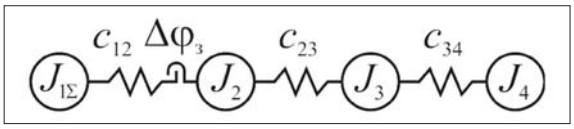


Рис. 1. Расчетные механические схемы электроприводов механизмов поворота

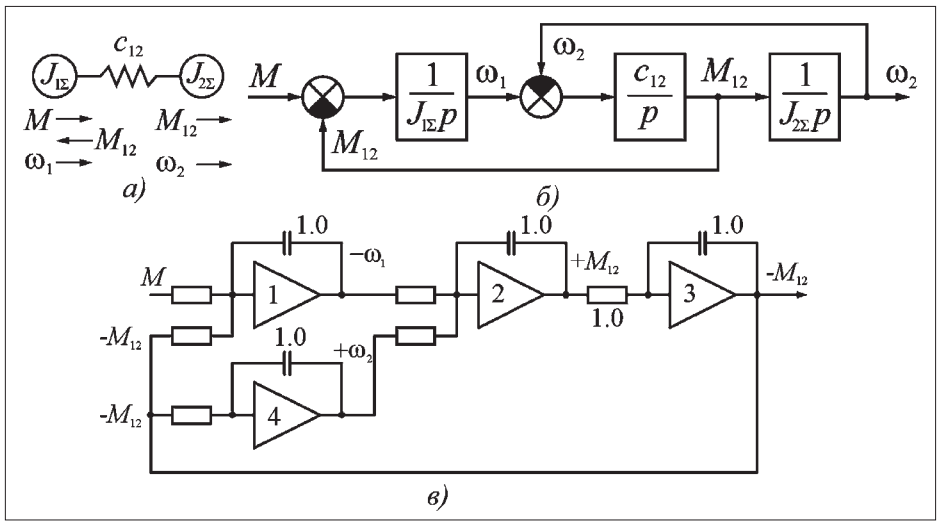


Рис. 2. Расчетная схема двухмассовой упругой системы

жесткость валопровода; M_{12} – момент упругого взаимодействия между массами $J_{1\Sigma}$ и $J_{2\Sigma}$; M – электромагнитный момент.

Обобщенная двухмассовая схема (см. рис. 2, *а*) описывается следующими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} M - M_{12} &= J_{1\Sigma}(d\omega_1/dt); \\ M_{12} &= J_{2\Sigma}(d\omega_2/dt), \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$, φ_1, φ_2 – угловые перемещения масс $J_{1\Sigma}$ и $J_{2\Sigma}$.

Структурная схема и схема модели, составленная по уравнениям (1), представлены на рис. 2, *б* и *в*.

Степень опасности выхода из строя основных механизмов экскаватора в режиме опрокидывания инвертора различна. Например, для механизмов подъема и тяги, обладающих малым приведенным моментом инерции J_2, ожидать значительных механических ударов в передачах в этих режимах нет оснований. Наиболее тяжелые режимы опрокидывания инвертора происходят в электроприводе поворота экскаваторов-драглайнов средней и большой производительности, поскольку величина приведенного момента инерции механизма в 10–20 раз превышает момент инерции двигателя, т.е. $J_2 >> J_{1\Sigma}$, а аварийные динамические процессы в механическом оборудовании осложняются наличием кинематических зазоров, погрешностей передач и упругих механических связей.

На рис. 3 представлена осциллограмма переходного процесса опрокидывания инвертора в электроприводе поворота экскаватора ЭШ-20/55 по системе ТП–Д, полученная на модели для случая, когда зазор в передачах к моменту опрокидывания инвертора был выбран в направлении движения платформы. Из анализа осциллограммы видно, что нарастание момента (тока) в этом режиме происходит достаточно быстро из-за малости суммарной индуктивности в якорной цепи и достигает значения $3{,}5M_{стоп}$, чем вызывается интенсивный спад скорости, которая за время отключения двигателя снижается значительно. Скорость инерционной платформы при этом не успевает измениться и отключение двигателя защитным автоматом за время $\Delta t = 0{,}05$ с даже до окончания выбора зазора не предотвращает опасного динамического удара, так как возникшая к этому моменту весьма большая разность скоростей масс двигателей и масс платформы вызывает нарастание упругого момента до $2{,}5M_{стоп}$, что опасно из-за возможности поломки зубьев.

Кроме того, график коэффициента динамичности от времени срабатывания защитных аппаратов $k_д = f(\Delta t)$, полученный в результате анализа осциллограмм моделирования аварийных режимов опрокидывания инвертора электропривода поворота экскаватора ЭШ-20/55 (рис. 4), показывает, что

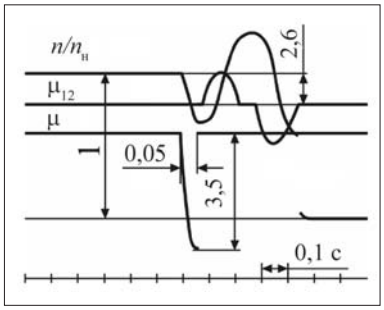
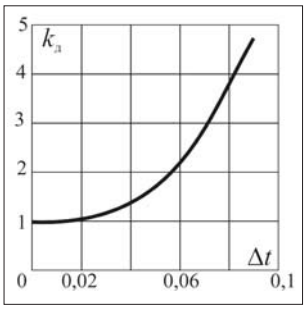


Рис. 3. Осциллограмма переходного процесса опрокидывания инвертора в экскаваторном электроприводе по системе ТП–Д

Рис. 4. Зависимость коэффициента динамичности от времени срабатывания защитных аппаратов



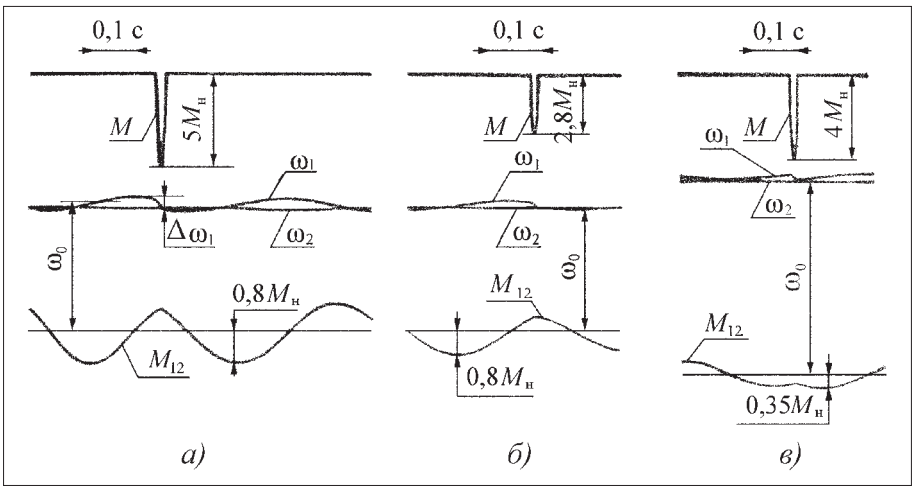


Рис. 5. Переходные процессы в двухмассовой системе с упругой связью

возникающие в этом режиме динамические удары могут доходить до значительных величин.

Таким образом, можно утверждать, что до сих пор не решена проблема процесса опрокидывания инвертора при внезапном отключении питающего напряжения в экскаваторном электроприводе по системе ТП–Д, являющаяся одной из главных причин, сдерживающей широкое использование системы ТП–Д на экскаваторах.

Значительный практический интерес представляет анализ степени опасности ударного момента на механизм поворота экскаватора в режиме опрокидывания инвертора в электроприводе по системе НПЧ–АД. Можно ожидать, что в реальных системах нарастание момента в режиме опрокидывания инвертора из-за ограниченной длительности переходного процесса закончится раньше времени выбора зазоров в передачах. Это предположение позволяет исследовать поставленную задачу без учета электромеханической связи.

Механизм поворота экскаватора ЭШ-20/55 приводится в движение с помощью двухдвигательного электропривода с последовательно включенными двигателями типа МПЭ 450...900 с суммарной мощностью $P_{\Sigma н}$ = 900 кВт. Поэтому для моделирования режима опрокидывания инвертора в системе НПЧ–АД ориентировочно был выбран асинхронный двигатель серии А3-I2-52-4 со следующими паспортными данными: $P_н$ = 800 кВт; $I_н$ = 182 А; $n_н$ = 1480 мин$^{-1}$; η = 94 %; $I_п/I_н$ = 5,2; $M_{max}/M_н$ = 2,1.

Подавая на вход модели в качестве управляющего воздействия сигнал полуволны синусоиды с амплитудой и длительностью, равной ударному значению момента, определим реакцию механической системы на режим опрокидывания инвертора в системе.

Полученные осциллограммы на рис. 5 показывают, что в результате подачи на вход модели ударных значений момента, соответствующих $5M_н$ из рис. 5, *а*, $2{,}8M_н$ из рис. 5, *б* и $4M_н$ из рис. 5, *в*, получен перепад скорости, не превышающий 10 % от ω_0. При этом динамические нагрузки, опасные для механизма, не возникают.

На основании полученных результатов моделирования на АВМ можно сделать следующие выводы:

1. По сравнению с электроприводом поворота экскаватора по системе ТП–Д в системе НПЧ–АД величина упругого момента в режиме опрокидывания инвертора снижается более чем в четыре раза.

2. Выбросы момента асинхронного двигателя, возникающие при отключении напряжения сети, благодаря кратковременности воздействия не могут вызывать существенных динамических нагрузок механического оборудования.

Список литературы

1. **Ключев В.И.** Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: Энергия, 1971. 320 с.

УДК 658.511.2.003.12

Л.А. Зверева, канд. экон. наук, директор по экономике горного производства, ОАО "СУЭК",
С.И. Захаров, экономист, **Т.А. Коркина,** канд. экон. наук, доц., ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск

Нормирование расхода материально-технических ресурсов на угольных шахтах: мотивационный подход (НГ)

Описана методика нормирования материальных ресурсов, основанная на мотивационном подходе, предусматривающем наличие механизма вовлечения в процесс разработки и освоения стандартов производственных процессов сотрудников предприятия.

Актуальность задачи нормирования расхода материально-технических ресурсов (МТР) на угледобывающих предприятиях обусловлена следующими причинами:

• существующая нормативная база предприятий направлена в основном на сокращение затрат в производстве и практически не влияет на эффективность результатов;

• применяемые методики нормирования основаны на принципах администрирования и не заинтересовывают персонал в повышении эффективности использования ресурсов, которое является условием обеспечения конкурентоспособности предприятия;

• практически отсутствуют новые разработки по нормированию ресурсов в условиях освоения новой техники и технологии, появления новых расходных материалов и запасных частей к горному оборудованию, что приводит к несоответствию между используемыми технологиями и нормативной базой предприятия.

Для усиления мотивации работников шахты к достижению требуемого уровня безопасности и эффективности производства разработан новый методический подход. Этот подход к нормированию расхода ресурсов, названный мотивационным (табл. 1), реализуется посредством стандартизации производственных процессов. Его основой является согласование интересов работников, руководства предприятия и компании и их представлений по поводу достижения целевого уровня безопасности и эффективности. Нормы являются составной частью стандартов производственных процессов.

Усиление мотивации персонала достигается при условии:

• осознания каждым работником своей роли и значимости в производственном процессе;

• личного участия в стандартизации и получения доли от фактического экономического эффекта.

Реализация данного подхода на угольных шахтах включает два основных этапа:

1. Отбор нормируемых позиций, анализ наличия документов по нормированию (методик расчета, инструкций и т.д.).

Для выделения в структуре потребления МТР нормируемых позиций анализируется весь перечень затрат шахт.

Разработка норм и методик их расчета начинается с выявления ресурсов, доля которых в структуре расходов МТР за исследуемый период составляет 80...90 %. Отобранные ресурсы группируются по их назначению в производстве:

• МТР на технологические нужды: ресурсы, используемые для обеспечения производственного процесса, не связанные с работой оборудования, к которым относятся крепежные материалы, металлопродук-

Таблица 1

Подходы к нормированию материально-технических ресурсов

Характеристика подхода	Подход, основанный на администрировании	Мотивационный подход
Концепция	Установление норм расхода материальных ресурсов от достигнутого уровня	Стандартизация производственных процессов на основе вовлечения персонала предприятия и реализация его интересов
Реализуемые функции управления	Планирование, контроль	Планирование, организация, мотивация, контроль
Предназначение	Инструмент планирования и контроля затрат в производстве	Инструмент планирования, организации, мотивации и контроля повышения эффективности производства
Предмет управления	Затраты ресурсов	Затраты ресурсов и результаты производства

Таблица 2

Оценка состояния нормативной базы по шахтам

Группа МТР	Количество позиций		Обеспеченность нормами, %		Метод нормирования
	Шахта им. С.М. Кирова	Шахта Котинская	Шахта им. С.М. Кирова	Шахта Котинская	
Ресурсы на технологические нужды	180	70	80	90	Расчетный
Ресурсы на эксплуатацию и ремонтные нужды, в том числе:	120	70	20	25	Статистический и экспертный
на эксплуатацию	75	30	30	50	Статистический и экспертный
на ремонт	45	40	→0	→0	Экспертный
Итого	300	140	55	55	

ция, кабельная продукция. Нормы расхода указанных ресурсов определяются технологическими паспортами и инструкциями. Доля этих ресурсов в структуре расходов по шахте составляет 65...70 %;

• МТР, связанные с эксплуатацией и ремонтом оборудования. Нормы расхода указанных ресурсов определяются на основе инструкций по эксплуатации оборудования. Доля таких ресурсов составляет 15...20 %, они делятся на две подгруппы:

а) МТР на эксплуатацию – ресурсы, необходимые для обеспечения текущей деятельности единицы оборудования;

б) МТР на ремонтные нужды – ресурсы на проведение планово-предупредительных ремонтов.

Анализ состояния нормативной базы проводился на примере двух шахт (табл. 2). Установлено, что в наибольшей степени регламентирован документами расход ресурсов на технологические нужды, так как они влияют на безопасность производства.

2. Разработка стандартов производственных процессов.

Структура стандарта производственного процесса

Для реализации мотивационного подхода следует учесть, что стандарт производственного процесса представляет собой:

• нормативно-технический документ компании, в котором на основе инженерных расчетов, экспертных оценок и хронометражных наблюдений документально закрепляется минимально допустимый уровень производительности оборудования и расхода ресурсов, а также уровень организации труда персонала, ниже которого работа недопустима;

• образец (модель) взаимодействия персонала в производственном процессе на основе согласования интересов и ответственности, применяемый для повышения уровня организации производства;

• типовая модель (шаблон) производственного процесса, применяемая для планирования организации производства, мотивации персонала и контроля результатов.

Структура стандарта производственного процесса представлена на рисунке.

Основные требования к стандарту производственного процесса:

• достоверность отражения производственного процесса;

• простота использования.

Необходимым условием реализации мотивационного подхода является механизм вовлечения в процесс разработки и освоения стандартов производственных процессов таких категорий персонала, как бригадир, начальник участка, специалист по нормированию, инженер-технолог, главный инженер, директор шахты. Заинтересованное участие высшего руководства предприятия в разработке стандартов обеспечивает повышение статуса процесса стандартизации. Участие таких руководителей, как бригадир, начальник участка, повышает достоверность и простоту в использовании стандартов.

Реализация мотивационного подхода к нормированию расхода ресурсов посредством стандартизации обеспечивает повышение качества планирования производственных процессов и дает возможность работникам и руководству согласованно и целенаправленно повышать безопасность и эффективность предприятия.

УДК 622.016.23

С.Н. Буторин, инж., **Н.Г. Егоров,** д-р техн. наук, **А.В. Ермаков,** инж., ОАО "Тульское НИГП", г. Тула

Оборудование и приспособления для механизации проходки шурфов

Приведен анализ технологических операций уборки породы при проведении геологоразведочных шурфов в части производственных опасностей, возникающих при их выполнении. Сформулированы требования к средствам механизации спускоподъемных операций при уборке породы. Описаны созданные по этим требованиям технические средства: шурфопроходческие подъемники типа ПМШ, шурфопроходческие краны типа КШ. Также приведены сведения о грейферных шурфопроходческих установках напорного типа на гусеничной и колесной базах.

Считаем целесообразным предварить предлагаемые материалы информацией, что описываемые технические средства созданы достаточно давно и в свое время были широко известны. Их мелкосерийным производством занимался Фрунзенский опытно-экспериментальный завод Управления геологии Киргизской ССР.

Однако во второй половине 1990-х гг. и в начале 2000-х гг. организованное производство было утрачено в связи с тем, что спрос на них исчез из-за практически полного прекращения горно-разведочных работ, а организации, их проводившие, или прекратили свое существование, или перепрофилировались. Завод-изготовитель оказался в другом государстве, конструкторская документация не обновлялась и утратила свою легитимность.

В последние годы наблюдается оживление геологоразведочных работ, в том числе и горно-разведочных. Но этими работами занимаются новые организации, как правило, мало знакомые с техническими средствами, которые применялись ранее, и не знающие, где их теперь можно прибрести. Получить эту информацию им практически негде.

В 2003 г. на нашу организацию вышло ООО "Эдельвейс", которое в 2004 г. приобрело шурфопроходческий кран КШ-3М, а в 2005 г. – Закрытое акционерное общество "Пермгеологодобыча", которое приобрело два подъемника ПМШ. От них мы и узнали, с какими трудностями эти организации столкнулись при поиске нужной информации. По полученным от них сведениям, технические средства для механизации спускоподъемных операций при проведении геологоразведочных шурфов в настоящее время никем не производятся.

В этих условиях нам представляется полезным и своевременным проинформировать инженерно-техническую общественность предприятий, планирующих возродить горно-разведочные работы, о существующем специальном шурфопроходческом оборудовании, полностью отвечающем правилам безопасности.

Горно-разведочные работы и сегодня остаются важным и необходимым звеном в общей системе геологоразведочных работ при поисках и разведке месторождений золота, благородных, цветных, редких металлов и алмазов, некоторых других полезных ископаемых, так как позволяют получить наиболее достоверную геологическую информацию об условиях залегания полезных ископаемых, об их содержании и распределении. Они позволяют провести технологическое опробование, заверку результатов буровых работ, подсчет запасов полезных ископаемых в разведуемых месторождениях.

При разведке золотоносных и алмазоносных россыпей, залегающих на глубинах 10...40 м, проходка шурфов сечением 2...8 м^2 является одним из основных видов горно-разведочных работ, несмотря на высокую трудоемкость, стоимость и относительно медленные темпы этого способа разведки. Это объясняется тем, что при таком способе возможно непосредственное визуальное обследование вскрытого участка месторождения и отбор достаточно большого количества материала для получения представительной пробы при визуальном контроле за процессом отбора.

Из основных операций шурфопроходческого цикла уборка породы является одной из самых трудоемких и травмоопасных операций, поэтому механизация спускоподъемных операций имеет первостепенное значение для обеспечения безопасных условий труда, повышения темпов проходки и ее удешевления.

В спускоподъемной операции можно выделить три основных фазы:

- подъем груженой бадьи с забоя шурфа на дневную поверхность;
- отвод поднятой груженой бадьи от устья шурфа и ее установка на дневной поверхности. Эта фаза является наиболее травмоопасной из-за возможности падения рабочего в шурф;

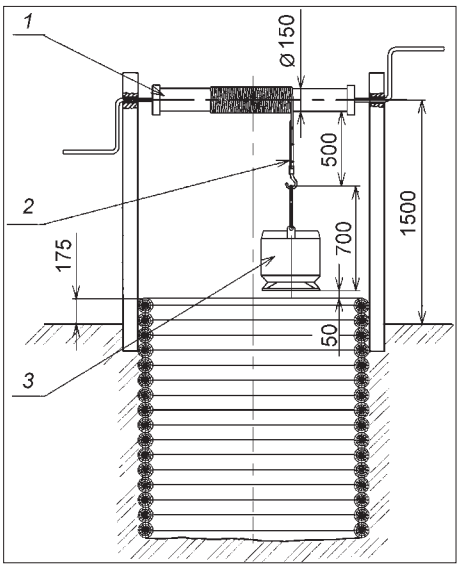


Рис. 1. Схематическое изображение размещения ручного воротка на шурфе:
1 – барабан воротка; *2* – участок подъемного каната, занятый жимками (не должен наматываться на барабан); *3* – шурфопроходческая бадья

• транспортирование бадьи с породой к отвалу и ее разгрузка. Эта фаза является наиболее трудоемкой. Еще больше возрастают трудоемкость и длительность этой фазы, когда требуется разложить поднятые пробы поинтервально.

Несмотря на кажущуюся простоту и даже элементарность, создание технического средства для механизации спускоподъемных операций при проходке шурфов, действительно обеспечивающего безопасность, уменьшающего трудоемкость и реально ликвидирующего тяжелый ручной труд, оказалось непростой и интересной технической задачей.

Наиболее древним и простейшим устройством для выполнения первой фазы – подъема бадьи с породой является ручной вороток с храповым остановом, приводимый мускульной силой воротовщиков. Несмотря на широкое распространение в прошлом, применение ручного воротка создавало весьма травмоопасную обстановку на поверхности в зоне устья шурфа. Дело в том, что (рис. 1) даже маленькая бадья объемом 0,02 м^3 в подвешенном состоянии от места крепления к подъемному канату до дна имеет размер порядка 700 мм, минимальная длина прицепного устройства вместе с участком каната, занятого жимками, составляет 500 мм, а минимальный диаметр вала (барабана) воротка – 150 мм. Следовательно, возможное расстояние от оси воротка до дна бадьи составляет 1275 мм, а максимально возможное расстояние от поверхности до оси воротка не должно превышать 1450...1550 мм, иначе вороток будет неудобно вращать; получается, что днище поднятой бадьи будет возвышаться над дневной поверхностью всего на 225 мм и, следовательно, высота устья шурфа в этих условиях не может быть больше 175 мм, что явно недостаточно.

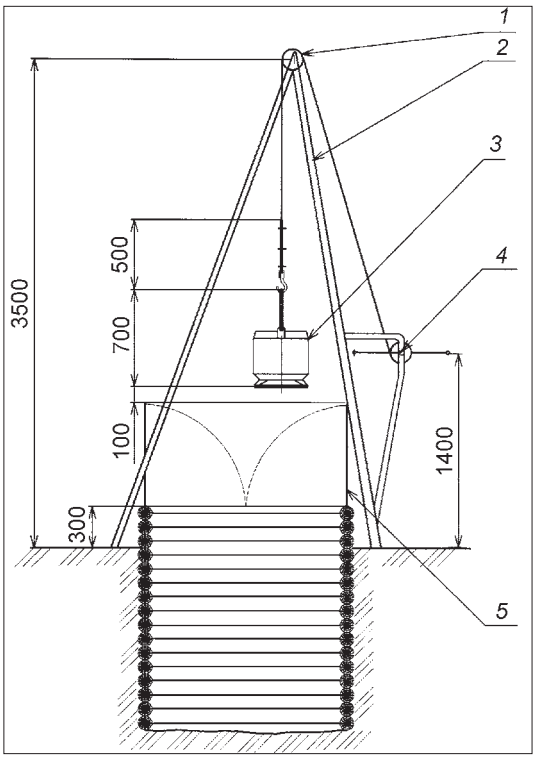


Рис. 2. Копровая схема подъемного устройства для шурфов:
1 – блок отклоняющий; *2* – копер; *3* – шурфопроходческая бадья; *4* – лебедка (вороток); *5* – створки ляд, закрывающих устье шурфа

Правилами безопасности при геологоразведочных работах (ПБГР) предусматривается, что высота устья шурфа над поверхностью должна быть не менее 0,3 м. Эти требования могут быть обеспечены при копровой схеме подъемного устройства (рис. 2). Над шурфом устанавливается трех- или четырехногий копер, к которому подвешивается подъемный блок на высоте, позволяющей обеспечить необходимый подъем бадьи над уровнем поверхности, чтобы обеспечить устройство устья в соответствии с требованиями ПБГР, а ось воротка разместить на удобной для рабочего высоте от поверхности на одной из ног копра (треноги).

По такой схеме была разработана конструкция и изготовлен опытный образец воротка (рис. 3), получивший шифр ВМШ (вороток механизированный шурфопроходческий). Однако в процессе предварительных и приемочных испытаний были выявлены серьезные недостатки, которые, как оказалось, органически присущи копровой схеме подъемного устройства. Суть их в следующем:

во-первых, не решаются задачи второй и третьей фаз спускоподъемной операции, а именно отвод поднятой груженой бадьи от устья шурфа, транспортировка ее к месту разгрузки и сама разгрузка либо в отвал, либо на поинтервальную выкладку;

во-вторых, при проходке шурфа с применением буровзрывных работ в течение каждого цикла перед взрыванием необходимо демонтировать треногу, так как в противном случае она повреждается взрывами, а затем снова монтировать ее над шурфом. Как показала практика, ежесменный демонтаж–монтаж треноги

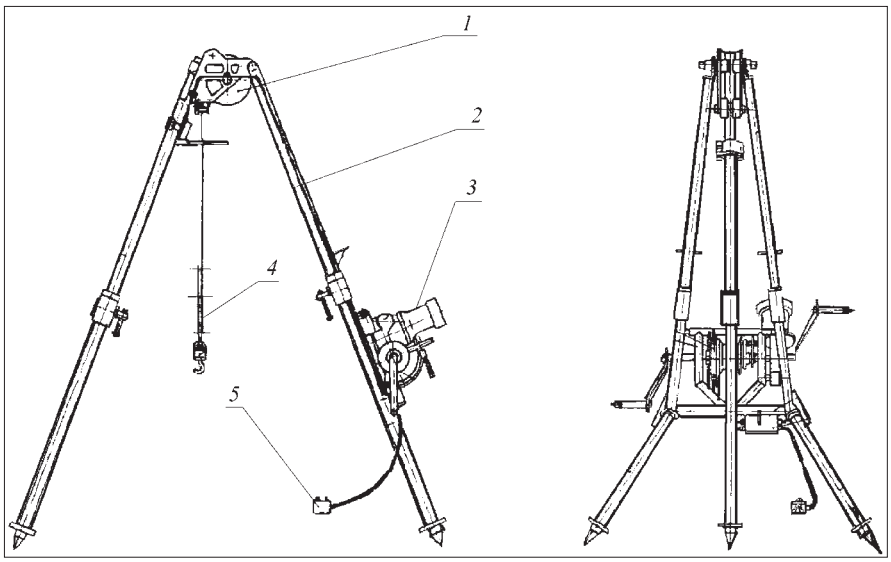


Рис. 3. Вороток механизированный шурфопроходческий ВМШ:
1 – блок отклоняющий; *2* – копер; *3* – комбинированная грузолюдская лебедка с механическим и ручным приводом; *4* – прицепное устройство; *5* – выносной пульт управления

над частично пройденным шурфом оказался операцией весьма тяжелой, занимающей много времени, и небезопасной.

В связи с наличием перечисленных недостатков комиссия не рекомендовала ВМШ к серийному производству, отметив в то же время актуальность создания технического средства, свободного от вышеуказанных недостатков.

В результате проведенного анализа различных конструктивных схем было признано, что наиболее полно решает все поставленные задачи крановая схема подъемного устройства.

Суть ее в следующем (рис. 4): на прочном устойчивом основании *1* на вертикальной оси устанавливается поворотная платформа (рама) *2* прямоугольной формы, которая может вращаться в горизонтальной плоскости относительно основания. На одной стороне поворотной платформы крепится стрела *3*, удерживаемая в наклонном положении растяжками *4*, а на другой устанавливается грузолюдская двухскоростная лебедка *5*. На верхнем конце стрелы располагаются шкив *6* для подъемного каната и разгрузочный крюк *7* для опрокидывания поднятой груженой бадьи для ее разгрузки. Длина стрелы и угол ее наклона выбираются с таким расчетом, чтобы расположение верхнего шкива, через который переброшен подъемный канат, обеспечивало:

во-первых, необходимое, по требованиям ПБГР, расстояние от верхнего края оборудованного лядами устья шурфа до поднятого в крайне верхнее положение прицепного устройства подъемного каната;

во-вторых, расположение вертикальной части подъемного каната, сходящей с верхнего шкива, по вертикальной оси шурфа, при расположении основания на безопасном расстоянии от устья шурфа;

в-третьих, расположение нижнего края опрокинутой на разгрузочном крюке бадьи на высоте, достаточной для размещения в отвале выданной из шурфа породы.

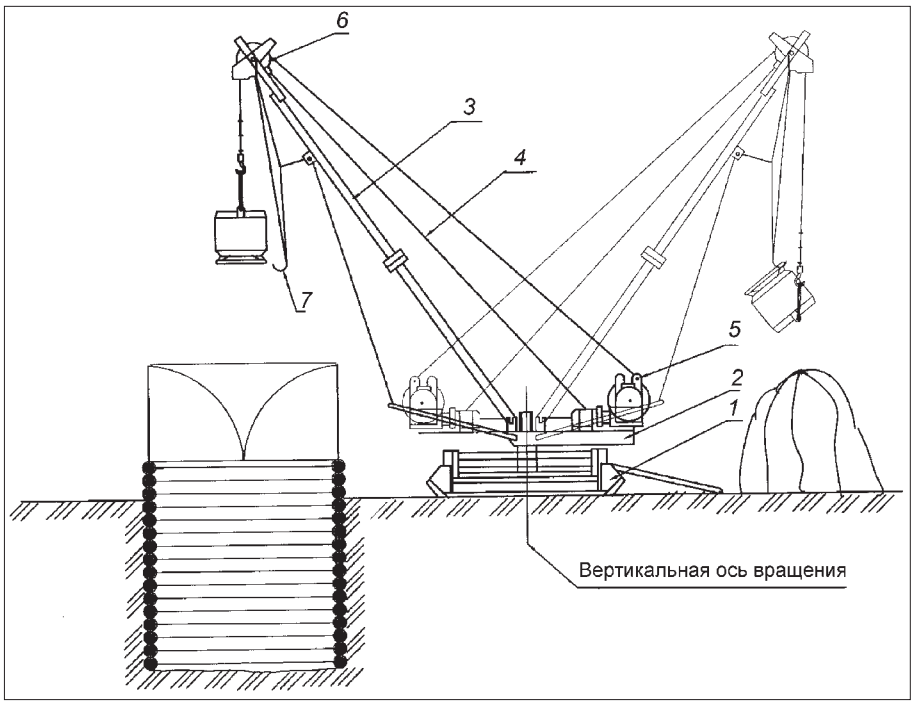


Рис. 4. Крановая схема подъемного устройства для шурфов

Предложенная крановая схема подъемного устройства, при соблюдении перечисленных условий, своей кинематикой обеспечивает:

1) освобождение надустьевого пространства от элементов конструкции подъемного устройства посредством простого поворота подвижной части относительно неподвижного основания, позволяя проводить буровзрывные работы на забое шурфа, при этом монтажно-демонтажные операции исключаются из состава шурфопроходческого цикла;

2) одновременный отвод груженой бадьи от устья шурфа и перемещение ее к месту разгрузки, при этом исключаются такие промежуточные операции, как установка груженой бадьи на закрытые ляды устья шурфа, отцеп-

ка-прицепка бадьи к подъемному канату, волочение к месту разгрузки и т.п.;

3) сборку подъемного устройства, доставленного с базы к месту работ, в стороне от устья шурфа в безопасных условиях;

4) перемещение подъемного устройства на новый шурф буксировкой без монтажно-демонтажных работ, что существенно сокращает трудоемкость этой операции.

Недостатком крановой схемы является то, что по удельному показателю грузоподъемности (отношению массы поднимаемого груза к массе самой установки) она значительно (в 3–4 раза) уступает копровой схеме.

По крановой схеме было разработано и изготовлено два типоразмера подъемных устройств:

• подъемник механизированный ПМШ-2М – для шурфов сечением S = 1,5...2 м^2, глубиной до 20 м;

• краны шурфопроходческие КШ-2М – для шурфов сечением S = 4...8 м^2, глубиной до 40 м.

Кроме того, был разработан комплект оснастки, приспособлений и сопутствующего оборудования для подъема породы, спуска-подъема людей, крепления и проветривания.

Подъемник (рис. 5) представлял собой неполноповоротную крановую установку со стрелой постоянного вылета и грузолюдской двухскоростной подъемной лебедкой. Он состоял из поворотной рамы *2*, смонтированной на санном основании *1* так, что рама может поворачиваться относительно саней на 180° в ту и другую стороны.

На поворотной раме установлены двухскоростная грузолюдская лебедка *3*, стрела постоянного вылета *4* и магнитная станция *5* . На стреле установлен разгрузочный крюк *6*. Для поворота рамы и управления разгрузочным крюком служит водило *7*. Для буксировки подъемника в пределах участка работ санное основание оснащено сцепкой.

Подъемник оборудован защитой от переподъема, отключающей двигатель лебедки при подъеме крюка выше допустимого уровня. Шкив на стреле заключен в обойму, не позволяющую канату выпадать из желоба шкива при снятии нагрузки с крюка; барабан лебедки также оборудован обоймой, не допускающей "вспухания" каната и выход его за реборды при снятии нагрузки с крюка.

Поворот подъемника осуществляется машинистом вручную за водило. Разгрузка бадьи производится путем ее опрокидывания разгрузочным крюком. Управление грузолюдской лебедкой – дистанционное, с выносного пульта *8*, который машинист держит в руках при спускоподъемных манипуляциях и вешает на водило при повороте подъемника для отвода бадьи от устья шурфа.

Шурфопроходческий кран КШ-2М (рис. 6) принципиально аналогичен подъемнику ПМШ-2М и отличается от него наличием кабины для крановщика, защищающей его от атмосферных воздействий, и механического привода поворота.

Рис. 5. Подъемник ПМШ-2М на проходке шурфов на Полярном Урале:
1 – санное основание; *2* – поворотная рама; *3* – двухскоростная грузолюдская лебедка; *4* – стрела постоянного вылета; *5* – магнитная станция; *6* – разгрузочный крюк; *7* – водило; *8* – выносной пульт управления; *9* – растяжка, удерживающая стрелу; *10* – подъемный канат; *11* – обойма со шкивом; *12* – шурфопроходческая бадья

Оба эти устройства успешно прошли ведомственные приемочные испытания и были рекомендованы к мелкосерийному производству.

Всего было выпущено около 80 подъемников ПМШ-2М и 40 кранов КШ-2М. Они зарекомендовали себя как простые и надежные конструкции. У нас есть сведения, что два крана КШ-2М, выпущенные более 20 лет тому назад, успешно работают и в настоящее время в Пермской области.

На базе подъемника ПМШ-2М для использования при проходке с разработкой забоя шурфа отбойными молотками в целях применения одного вида энергии – сжатого воздуха была выпущена модификация с пневматическим приводом, получившая шифр ПМШ-2МП. Эта модификация также успешно прошла приемочные испытания и была рекомендована к мелкосерийному производству. Была выпущена установочная серия в количестве пяти образцов, один из которых, по нашим сведениям, долгое время эксплуатировался в Узбекистане.

Для оснащения подъемников и кранов был разработан, испытан с участием представителя Госгортех-

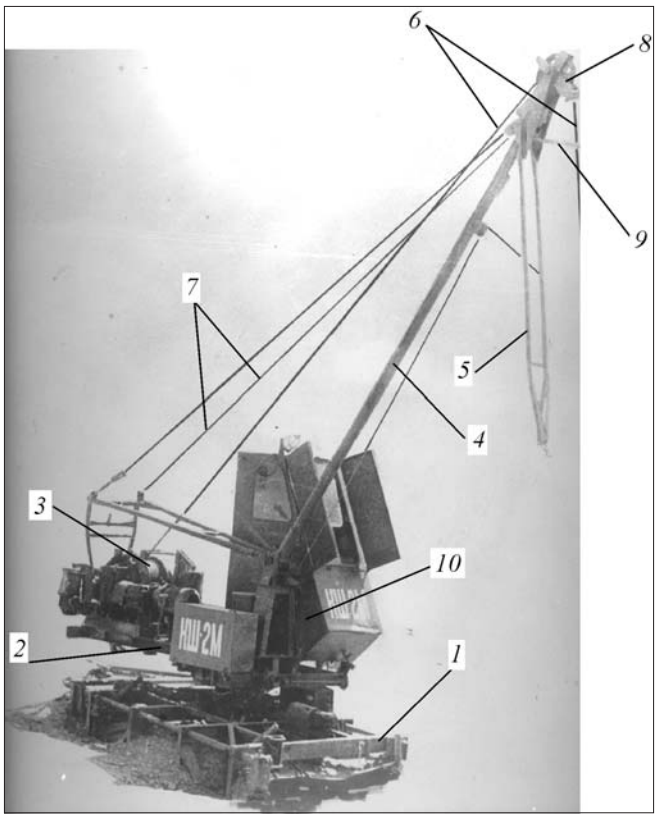


Рис. 6. Кран шурфопроходческий КШ-2М:
1 – санное основание; *2* – поворотная рама; *3* – двухскоростная грузолюдская лебедка; *4* – стрела постоянного вылета; *5* – разгрузочный крюк; *6* – подъемный канат; *7* – растяжки, удерживающие стрелу; *8* – шкив в обойме, предотвращающей соскакивание подъемного каната; *9* – рычаг устройства, контролирующего переподъем; *10* – кабина

надзора СССР и узаконен (получил разрешение на постоянное промышленное применение) типоразмерный ряд шурфопроходческих бадей. Суть в том, что разработанные бадьи по прочностным характеристикам и форме корпуса полностью отвечали требованиям ПБГР. Для спуска и подъема людей было разработано специальное седло, в котором человек располагался сидя и был пристегнут специальным прочным поясом к спинке седла, что исключало его падение в шурф.

Технические характеристики подъемников ПМШ-2М и кранов КШ-2М

	ПМШ-2М	КШ-2М
Грузоподъемность, Н	1960	3136
Вылет стрелы, м	3,5	3,5
Скорость спуска-подъема, м/с:		
людей	0,29	0,28...0,3
груза	0,73	0,8...0,87
Высота разгрузки бадьи, м	2	2,2
Мощность электродвигателя, кВт	3	4
Габаритные размеры, мм:		
длина	5100	5400
ширина	800	2690
высота	5500	5720
Масса установки, кг	947	2500

В 2001 г. кран КШ-2М был модернизирован. Суть модернизации заключалась в замене сложного двухскоростного зубчато-червячного редуктора грузолюдской лебедки на стандартный червячный, а обеспечение двухскоростного режима лебедки для людского и грузового подъема обеспечивалось применением двухскоростного кранового двигателя. Это значительно упростило конструкцию лебедки, повысило ее надежность и безопасность в эксплуатации. Модернизированный кран получил шифр КШ-3М.

Позже был модернизирован подъемник ПМШ-2М. Суть модернизации та же. Он получил шифр ПМШ-3М.

Применение подъемников ПМШ-2М и кранов КШ-2М позволило за счет удаления воротовщиков от опасной зоны устья шурфа на расстояние 1...2 м практически полностью исключить несчастные случаи, связанные с падением человека в шурф при выполнении спускоподъемных операций. Была полностью механизирована тяжелая и опасная операция отвода груженой бадьи от устья шурфа, а также ее разгрузка. Это позволило вдвое уменьшить трудоемкость операции и вместо двух воротовщиков оставить на поверхности одного.

Еще одним и очень интересным направлением механизации шурфопроходческих работ было создание технических средств, обеспечивающих проходку шурфа без присутствия человека в забое, специальными напорными грейферами на телескопических штангах, при этом сама установка находится на дневной поверхности. Были разработаны и изготовлены головные образцы грейферных шурфопроходческих установок напорного типа УГШН-6 и УГШН-10, первый на колесном ходу (на шасси автомобиля КамАЗ-4310), второй – на гусеничном ходу (на базе трелевочного трактора ТБ-1). Эти установки предназначались для проходки шурфов глубиной до 8...10 м, сечением ≥2,0 м^2. Их грейферное оборудование позволяло производить проходку шурфа прямой экскавацией в породах I–III категорий крепости и уборку разрыхленных буровзрывными работами пород IV–XX категорий крепости. Обе эти установки разработаны по поворотной схеме, аналогичной схеме подъемника ПМШ-2М и крана КШ-2М, которая позволяла отводить поднятый с породой грейфер от устья шурфа для разгрузки и одновременно освобождать надустьевое пространство без перемещения самой установки.

Грейферная шурфопроходческая установка УГШН-10 (рис. 7) состоит из гусеничной базы *1*, в качестве которой использован трелевочный трактор ТБ-1, и установленной на ней поворотной платформы *2*. На одном конце поворотной платформы укреплена наклонная рукоять *3*, а на другом – вспомогательное подъемное устройство *9*. На верхнем конце рукояти шарнирно крепится направляющий механизм напорной штанги *4*, удерживаемый в вертикальном положении гидроцилиндрами *7*. В направляющем механизме перемещается напорная штанга *5*, на нижнем конце которой установлен напорный грейфер *6*. Перемещение штанги с грейфером осуществляется приводными канатами от лебедки, располо-

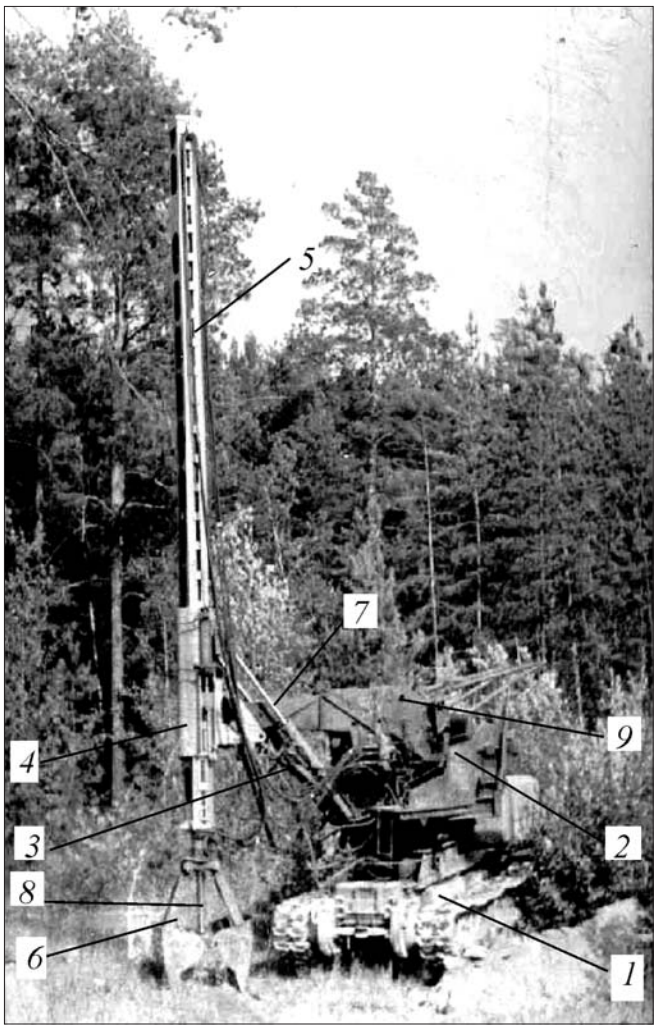


Рис. 7. Грейферная шурфопроходческая установка УГШН-10:
1 – гусеничная база; *2* – поворотная платформа; *3* – рукоять; *4* – направляющий механизм напорной штанги; *5* – напорная штанга; *6* – напорный грейфер; *7* – гидроцилиндры перевода направляющего механизма напорной штанги из транспортного положения в рабочее (вертикальное) и обратно; *8* – гидроцилиндр привода челюстей грейфера; *9* – вспомогательное подъемное устройство

женной на поворотной платформе (на рисунке не видно). Закрытие челюстей грейфера осуществляется гидроцилиндром *8*.

Вспомогательное подъемное устройство *9* предназначено для спуска-подъема грузов, необходимых для использования шурфа и людей, эксплуатирующих шурф. Оно представляет собой подъемник, аналогичный подъемнику ПМШ. Установка ВПУ на шурф производится разворотом поворотной платформы на необходимый угол.

Грейферная шурфопроходческая установка УГШН-10 аналогична установке УГШН-6 и, в основном, отличается транспортной базой.

Технические характеристики установок УГШН-6 и УГШН-10

	УГШН-6	УГШН-10
Глубина проходки шурфов, м	8	10
Усилие напора, Н	49 000	49 000
Вылет стрелы (рукояти), м	3,7	3,4
Скорость спуско-подъема напорной штанги, м/с	1,0	0,4
Высота разгрузки грейфера, м	2,5	0,8
Размер валунов при прямой экскавации, мм	250	250
Размер кусков предварительно разрыхленной породы, мм	100	100
Масса установки, кг	16 000	14 000

Авторы надеются, что приведенная в настоящей статье информация будет полезна организациям, занимающимся горно-разведочными работами.

Вниманию авторов!

Президиум Высшей аттестационной комиссии Минобрнауки России принял решение от 7 марта 2008 г. "О мерах по повышению эффективности использования Перечня ведущих рецензируемых журналов и изданий".

Президиум Высшей аттестационной комиссии Минобрнауки России решил:

1. Утвердить систему критериев для включения изданий в Перечень ведущих рецензируемых журналов и изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.
2. Ввести систему критериев для включения изданий в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук с 01.10.2008 г.
3. Осуществить полный переход на использование индексов Web of Science для всех отраслей наук, кроме гуманитарных и общественных, с 01.01.2012 г.
4. Начать полномасштабную эксплуатацию системы Российского индекса научного цитирования (РИНЦ) с 01.09.2008 г.
5. Объявить решение настоящего президиума ВАК Минобрнауки России в "Бюллетене Высшей аттестационной комиссии Минобрнауки России" и на официальном сайте ВАК.

Продолжение темы см. на стр. 55.

УДК 622.684:629.114.42

А.В. Глебов, канд. техн. наук, заместитель директора по научным вопросам, Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург

Уровень потребительских качеств и конкурентоспособность автосамосвалов в условиях карьера "Комсомольский" Айхальского ГОКа

Приведен пример формирования автомобильного парка карьерными автосамосвалами грузоподъемностью 40...55 т на базе разработанной методики оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности моделей карьерных автосамосвалов в целях выбора лучшей для карьера "Комсомольский" Айхальского ГОКа Акционерной компании "АЛРОСА".

Карьер "Комсомольский" Айхальского ГОКа – это кимберлитовое месторождение северо-западного региона Республики Саха (Якутия). Для отработки карьера принят автомобильный транспорт, представленный в настоящее время автосамосвалами БелАЗ-7548 грузоподъемностью 42 т. Опыт эксплуатации этих машин в условиях кимберлитовых месторождений Якутии свидетельствует об их хорошей приспособленности и достаточно высокой эффективности.

В соответствии с разработанной Институтом горного дела УрО РАН методикой [1] выбор лучшей модели автосамосвала для конкретных условий карьера "Комсомольский" проводился по максимальному относительному значению коэффициента конкурентоспособности, определяемого по критериям: цена автосамосвала – технический уровень (ТУ); стоимость сервисного обслуживания – уровень сервисного обслуживания (УСО); затраты на приобретение и сервисное обслуживание – уровень потребительских качеств (УПК).

Обобщенный показатель уровня потребительских качеств автосамосвала (УПК) в системе "автосамосвал–карьер" оценивается на основе частных уровней качества: технического (ТУ), сервисного обслуживания (УСО), пригодности горно-транспортным условиям карьера (УП), производственной эффективности работы (УПЭ).

Выбор моделей автосамосвалов

Для оценки УПК автосамосвалов было выбрано 10 моделей грузоподъемностью 40...55 т: БелАЗ-7548 и БелАЗ-7555, Cat-771 и Cat-773 (Caterpillar), EH 750 и EH 1000 (Euclid), HD405-6 и HD465-5 (Komatsu), TR 45 и TR 60 (Terex). Все сравниваемые модели (кроме HD465-5), в том числе и БелАЗ, оснащены двигателями производства фирм Cummins и Caterpillar, имеют гидромеханическую трансмиссию и способны преодолевать 8%-ный уклон на неограниченную высоту.

В ходе предварительной оценки модель HD405-6 была исключена из списка сравниваемых автосамосвалов, так как по утверждению представителя фирмы Komatsu (г. Москва) она пригодна только для эксплуатации в легких условиях (неглубоких строительных карьерах).

Сбор информации

Для оценки конкурентоспособности выбранных моделей автосамосвалов необходима информация об оценочных индикаторах в соответствии с табл. 2, 4, 6 и 7 [1], ценах и ежегодном коэффициенте удорожания, затратах на сервисное обслуживание по годам эксплуатации.

На момент оценки (2003 г.) фирмы-производители не представили всю необходимую информацию. Переданная ими информация по составу не соответствовала необходимому для оценки УПК сравниваемых автосамосвалов. Полная информация (95 %) была представлена лишь ПО "БелАЗ". Представители фирм Euclid и Komatsu откликнулись на запрос, но представили крайне мало информации (25 %). Остальные фирмы после письменного запроса и устных переговоров информацию так и не представили.

Цены на автосамосвалы ПО "БелАЗ" представлены отделом маркетинга ПО "БелАЗ", для фирмы Caterpillar рассчитаны, исходя из стоимости 11,2 долл.* за 1 кг массы автосамосвала по данным представительства в г. Екатеринбурге (1998 г.), фирм Euclid и Komatsu – из стоимости 10 долл.* за 1 кг массы автосамосвала по данным представительств в г. Москве. Фирма Terex данные не представила.

*Далее везде в статье – доллары США.

Таблица 1

Затраты на ТОиР автосамосвалов БелАЗ

Модель	Стоимость, долл.	Затраты на ТОиР за период эксплуатации в годах, долл.				
		2	4	6	8	10
754831	150000	36000	69000	112500	142500	150000
7555B	250000	60000	115000	187500	237500	250000

Таблица 2

Часовые издержки на ТОиР автосамосвалов фирмы Caterpillar

Модель	Издержки в зависимости от условий, долл./ч	Базовое значение издержек, долл./ч	Издержки в зависимости от ресурса автосамосвала в часах, долл./ч			
			10000	15000	20000	30000
771C	5,0...10,5	9	9	9,36	9,9	11,07
773B	5,0...12,0	10,5	10,5	10,92	11,55	12,92

Таблица 3

Часовые издержки на ТОиР автосамосвала EH 750 фирмы Euclid

Год эксплуатации	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й
Ресурс автосамосвала, ч	4000	8000	12000	16000	20000	24000	28000
Часовые издержки на ТОиР, долл./ч	2,48	3,51	7,08	11,22	13,75	13,32	11,97

Для определения цен автосамосвалов на расчетный период времени (7 лет) был принят ежегодный коэффициент удорожания (в долл.) 11 %, эквивалентный коэффициенту инфляции 14,4 %. Все представленные фирмами и рассчитанные цены являются усредненными, так как цена на карьерные автосамосвалы зависит от целого ряда внешних факторов.

Затраты на сервисное обслуживание автосамосвалов состоят из нескольких составляющих. По данным представительств фирм и ПО "БелАЗ", отобранные ранее индикаторы для оценки УСО либо являются коммерческой тайной, либо определяются контрактом на поставку автосамосвалов и запасных частей и узлов. Поэтому затраты на ТОиР рассчитаны на период эксплуатации 7 лет (расчетный период времени) для сравниваемых автосамосвалов: ПО "БелАЗ" по данным [2], исходя из процентного соотношения с ценой автосамосвала по годам его эксплуатации (табл. 1), фирмы Caterpillar – исходя из нормы часовых издержек [3] (табл. 2); фирмы Euclid – по данным представительства в г. Москве (подготовленных для участия в тендерных торгах, проводимых компанией "АЛРОСА"), исходя из общих часовых затрат на ТОиР по годам эксплуатации (табл. 3). Фирмы Komatsu и Terex данные не представили.

На момент оценки зарубежные модели автосамосвалов грузоподъемностью 40...55 т на карьерах РФ применялись крайне редко, поэтому фактических данных по технико-экономическим показателям их работы, необходимых для оценки уровня производственной эффективности (УПЭ), не было. В связи с этим оценка УПЭ будет проведена только для автосамосвалов БелАЗ, имеющих опыт эксплуатации на различных карьерах РФ, в том числе и на карьерах АК "АЛРОСА".

В связи с вышеизложенным, УПК оценивался по имеющейся информации (проспекты карьерных автосамосвалов, статистические данные и опыт эксплуатации на карьерах АК "АЛРОСА"), которая позволяет оценить все выбранные модели автосамосвалов только по 13 индикаторам (табл. 4) из 54 (см. табл. 2, 4, 6 и 7) [1]. По максимальному количеству индикаторов, характеризующих все частные качест-

Таблица 4

Возможность оценки моделей автосамосвалов в зависимости от наличия информации

Уровень	Количество индикаторов	Количество оцениваемых автосамосвалов
ТУ	7	**9**
	10	4
	18	**2**
УСО	1	6
	8	2
	18	**0**
УП	6	**9**
	7	3
	9	2
	13	**0**
УПЭ	1	6
	4	2
	5	**0**
УПК	13	**9**
	14	6
	36	2
	54	**0**

венные уровни (36 индикаторов), можно оценить всего две модели автосамосвалов: БелАЗ-754831 грузоподъемностью 42 т и БелАЗ-7555В – 55 т.

Отсутствие необходимой информации по индикаторам для определения УСО и УПЭ не позволило дать полную оценку, поэтому УПК рассчитан по двум частным уровням качества автосамосвалов: техническому (ТУ) и пригодности к условиям эксплуатации (УП). По этой же причине ТУ оценен по трем групповым индикаторам из пяти, а УП – по двум из четырех.

Оценка значимости групповых индикаторов, ТУ и УП

Исследованиями [4] установлено, что значимость индикаторов изменяется во времени в зависимости от условий эксплуатации автосамосвалов и требований потребителя. Для оценки ТУ и УП по имеющейся информации определены ранги оцениваемых групповых индикаторов для конкретных условий карьера "Комсомольский" (табл. 5, 6). Период прогнозирования принят равным семи годам. Ранжирование проводилось методом экспертного опроса, а значимость определена методом безэкспертных оценок. Из табл. 5 видно, что на прогнозируемый год приоритеты экспертов изменились и на первое место они поставили группу технологических индикаторов. Значимость уровней ТУ и УП на текущий момент времени и прогнозируемый год при оценке УПК (табл. 7) также различна. Это связано с изменением условий эксплуатации автосамосвалов (увеличение высоты подъема горной массы, расстояния транспортирования и т.д.). В стесненных условиях глубоких горизонтов карьеров большую значимость приобретают индикаторы, влияющие на параметры транспортных коммуникаций, погрузочных площадок и других, определяющих объемы дополнительных вскрышных работ или объемы недобытой горной массы. Поэтому, по мнению экспертов, через 7 лет значимость индикаторов, входящих в состав УП, возрастет по сравнению с ТУ.

Оценка уровня потребительских качеств

Показатели ТУ и УП определялись по формулам (1–8) [1], а УПК – по формуле (16), но без учета УСО и УПЭ.

Результаты оценки автосамосвалов представлены в табл. 8, из которой видно, что сравниваемые модели имеют разброс значений по техническому уровню (ТУ) на 0,6...21,2 %, по уровню пригодности к горно-транспортным условиям эксплуатации в карьере "Комсомольский" – на 5,6...10,7 %, по уровню потребительских качеств – на 0,1...10,2 %. Это означает, что автосамосвалы данного класса, численные значения единичных индикаторов которых отличаются в 1,04–2,08 раза, при совместном их учете имеют сравнительно небольшое отличие по показателю УПК.

В итоге на расчетный период времени лучшей моделью является автосамосвал фирмы Komatsu модели HD465-5 грузоподъемностью 55 т. На втором месте модель EH 1000 (Euclid). На третье место можно поставить два автосамосвала Cat-773 и БелАЗ-7555В, от-

Таблица 5

Значимость групповых индикаторов по ТУ

№ пп.	Группы индикаторов	Текущий момент		Прогнозируемый год	
		ранг	значимость	ранг	значимость
1	Технические	1	0,6640	2	0,2436
2	Технологические	2	0,2436	1	0,6640
3	Эргономические	3	0,0924	3	0,0924

Таблица 6

Значимость групповых индикаторов по УП

№ пп.	Группы индикаторов	Текущий момент		Прогнозируемый год	
		ранг	значимость	ранг	значимость
1	Транспортных коммуникаций	1	0,743	1	0,743
2	Погрузочно-разгрузочных	2	0,257	2	0,257

Таблица 7

Значимость уровней при оценке УПК

№ пп.	Уровень	Текущий момент		Прогнозируемый год	
		ранг	значимость	ранг	значимость
1	Технический (ТУ)	1	0,743	2	0,257
2	Пригодности (УП)	2	0,257	1	0,743

Таблица 8

Результаты расчета УПК автосамосвалов

Уровень	Значение уровней сравниваемых моделей автосамосвалов								
	БелАЗ-7548	БелАЗ-7555	Cat-771	Cat-773	EH 750	EH 1000	HD465-5	TR 45	TR 60
На текущий момент времени									
ТУ	0,915	0,986	0,877	1,000	0,854	0,990	0,994	0,854	0,939
УП	0,922	0,934	0,938	0,906	1,000	0,944	0,941	0,956	0,893
УПК	0,935	0,992	0,910	0,995	0,909	0,998	1,000	0,898	0,945
На прогнозируемый год									
ТУ	0,846	0,887	0,893	1,000	0,788	0,898	0,962	0,788	0,856
УП	0,922	0,934	0,938	0,906	1,000	0,944	0,941	0,956	0,893
УПК	0,953	0,974	0,979	0,983	0,999	0,985	1,000	0,964	0,933
На расчетный период времени*									
ТУ	0,880	0,937	0,885	1,000	0,821	0,944	0,978	0,821	0,897
УП	0,922	0,934	0,938	0,906	1,000	0,944	0,941	0,956	0,893
УПК	0,944	0,983	0,944	0,989	0,953	0,991	1,000	0,930	0,939

*Расчетный период равен периоду прогнозирования, а количественные значения уровней в этот период определяются как среднее арифметическое между текущим моментом и прогнозируемым годом.

Таблица 9

Уровень конкурентоспособности сравниваемых моделей автосамосвалов

Показатель	ПО "БелАЗ"		Caterpillar		Euclid	
	БелАЗ-754831	БелАЗ-7555В	Cat-771	Cat-773	EH 750	EH 1000
На текущий момент времени						
УПК	0,935	0,992	0,910	0,995	0,909	0,998
Цена, долл.	150000	250000	400000	524700	354000	412000
Цена 1 т грузоподъемности автосамосвала, долл./т	3571	4545	10000	9900	9171	6878
Относительное значение цены 1 т грузоподъемности автосамосвала	1,000	0,786	0,357	0,361	0,389	0,519
Затраты на ТОиР, долл.	18214	30357	41820	51660	36160	36160
Затраты на ТОиР на 1 т грузоподъемности, долл./т	434	552	1046	975	937	771
Относительное значение затрат на ТОиР за 1 т грузоподъемности	1,000	0,786	0,415	0,445	0,463	0,563
$K_{упк}$	0,467	0,631	1,179	1,235	1,067	0,922
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,351**	**2,522**	**2,643**	**2,282**	**1,973**
На прогнозируемый год						
УПК	0,953	0,974	0,979	0,983	0,999	0,985
Цена, долл.	255000	425000	680000	891990	601800	700400
Цена 1 т грузоподъемности автосамосвала, долл./т	6071	7727	17000	16830	15591	11693
Относительное значение цены 1 т грузоподъемности автосамосвала	1,000	0,786	0,357	0,361	0,389	0,519
Затраты на ТОиР, долл.	18214	30357	41820	51660	36160	36160
Затраты на ТОиР на 1 т грузоподъемности, долл./т	737	938	1777	1657	1593	1310

Продолжение табл. 9

Показатель	ПО "БелАЗ"		Caterpillar		Euclid	
	БелАЗ-754831	БелАЗ-7555В	Cat-771	Cat-773	EH 750	EH 1000
Относительное значение затрат на ТОиР за 1 т грузоподъемности	1,000	0,786	0,415	0,445	0,463	0,563
$K_{упк}$	0,476	0,620	1,268	1,220	1,172	0,910
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,301**	**2,661**	**2,560**	**2,459**	**1,910**
На расчетный период времени						
$K_{упк}$	1,000	1,326	2,592	2,601	2,371	1,941
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,326**	**2,592**	**2,601**	**2,371**	**1,941**

личающихся от лучшей модели всего на 1,1 и 1,7 % соответственно.

Оценка уровня конкурентоспособности автосамосвалов

Уровень конкурентоспособности автосамосвалов определен по формулам (17)–(19) [1], а результаты сравнения 6 моделей (по представленной информации) приведены в табл. 9. Расчеты показывают, что из-за низкой стоимости и затрат на ТОиР автосамосвалы БелАЗ-754831 и БелАЗ-7555В, имеющие показатель $K_{упк}$ 1,0 и 1,326, находятся на 1-м и 2-м месте. Конкурентоспособность лучшей среди сравниваемых автосамосвалов по показателю УПК модели HD 465-5 не оценивалась, так как фирма не представила необходимую информацию.

По критериям конкурентоспособности, по показателю $K_{упк}$ отобрано две модели автосамосвалов. По данным табл. 9, это БелАЗ-754831 и БелАЗ-7555В, а в качестве альтернативной модели может быть применен автосамосвал модели EH 1000 фирмы Euclid.

Как показали расчеты УПК и конкурентоспособности 9 сравниваемых моделей по 13 индикаторам, автосамосвалы ПО "БелАЗ" незначительно уступают зарубежным аналогам по качеству, но существенно

Таблица 10

УПК сравниваемых моделей автосамосвалов

Уровень	БелАЗ-754831	БелАЗ-7555В
На текущий момент времени		
Технический	0,972	1,000
Сервисного обслуживания	1,000	1,000
Пригодности	1,000	0,995
Производственной эффективности	1,000	0,916
Потребительских качеств	0,991	1,000
На прогнозируемый год		
Технический	0,974	1,000
Сервисного обслуживания	1,000	1,000
Производственной эффективности	1,000	0,915
Потребительских качеств	1,000	0,995
На расчетный период времени (7 лет)		
Технический	0,973	1,000
Сервисного обслуживания	1,000	1,000
Пригодности	1,000	0,995
Производственной эффективности	1,000	0,915
Потребительских качеств	**0,998**	**1,000**

Таблица 11

Конкурентоспособность сравниваемых моделей автосамосвалов

Показатель	БелАЗ-754831	БелАЗ-7555В
На текущий момент времени		
УПК	1,000	0,992
Цена, долл.	150000	250000
Цена 1 т грузоподъемности автосамосвала, долл./т	3571	3091
Относительное значение цены 1 т грузоподъемности автосамосвала	0,865	1,000
Затраты на ТОиР, долл.	18214	30357
Затраты на ТОиР на 1 т грузоподъемности, долл./т	434	552
Относительное значение затрат на ТОиР за 1 т грузоподъемности	1,000	0,786
$K_{упк}$	0,536	0,555
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,036**
На прогнозируемый год		
УПК	1,000	0,978
Цена, долл.	210000	350000
Цена 1 т грузоподъемности автосамосвала, долл./т	5000	4327
Относительное значение цены 1 т грузоподъемности автосамосвала	0,865	1,000
Затраты на ТОиР, долл.	30964	51607
Затраты на ТОиР на 1 т грузоподъемности, долл./т	737	938
Относительное значение затрат на ТОиР за 1 т грузоподъемности	1,000	0,786
$K_{упк}$	0,536	0,548
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,022**
На расчетный период времени (7 лет)		
$K_{упк}$	1,000	1,029
Относительное значение $K_{упк}$	**1,000**	**1,029**

выигрывают по цене и стоимости ТОиР, поэтому для формирования парка карьерных автосамосвалов в карьере "Комсомольский" рекомендуются модели производства ПО "БелАЗ".

Для более объективной оценки обе модели автосамосвалов ПО "БелАЗ" были оценены по всем четырем уровням качества (36 индикаторов). Результаты этой оценки (табл. 10 и 11) показали, что по показателю УПК на расчетный период времени (7 лет) модель БелАЗ-754831 уступает модели БелАЗ-7555В всего на 0,2 %.

По показателю конкурентоспособности на расчетный период времени лучшей является модель БелАЗ-754831, а модель БелАЗ-7555В уступает ей всего на 2,9 %.

Нами был сделан вывод, что стоимость новой модели автосамосвала БелАЗ-7555В завышена и при ее уменьшении (что автоматически приведет к снижению затрат на ТОиР) конкурентоспособность по отношению к модели БелАЗ-754831 существенно повысится.

Список литературы

1. **Глебов А.В.** Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники (на примере карьерных автосамосвалов) // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 5. С. 15.

2. **Гаравский А.О., Бондарев И.Ф.** Критерии эффективности использования карьерного автотранспорта // Горная промышленность. 2002. № 6. С. 47–48.

3. **Технико-эксплуатационные** характеристики машин фирмы Caterpillar: Справочник / Caterpillar inc., Пеория, Иллинойс, США. 1996. § 17. С. 17–37.

4. **Разработать** методику оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности моделей карьерных автосамосвалов с целью выбора лучшей для Айхальского ГОКа / Отчет о научно-исследовательской работе по договору № 58/01 от 1 октября 2002 года с АК "АЛРОСА" (ЗАО). Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2002. 87 с.

УДК 621.867.2

Ф.В. Федоров, асп., **Ю.Д. Тарасов,** д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Улавливающие устройства для ленточных конвейеров с подвесной лентой (НГ)

Приведены классификация устройств для улавливания оборвавшихся лент наклонных конвейеров и описание новых разработанных конструкций ловителей для конвейеров с подвесной лентой с улучшенными технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Развитие транспорта кусковых и сыпучих грузов с использованием ленточных конвейеров на горных и металлургических предприятиях, предприятиях энергетического комплекса, строительной индустрии, химической и других отраслей промышленности обусловлено потребностью увеличить такие показатели, как производительность, длина транспортирования, ширина и скорость движения конвейерной ленты. Эти тенденции развития конвейерного транспорта, в свою очередь, требуют решать на принципиально ином качественном уровне проблемы улавливания ленты конвейеров с подвесной лентой с большими значениями кинетической энергии.

В соответствии с Правилами безопасности на горных предприятиях все наклонные ленточные конвейеры с углом наклона более 6°, как бремсберговые, так и уклонные, должны быть оснащены техническими средствами для улавливания лент в случае их обрыва в процессе эксплуатации. Это требование относится к подземным конвейерам и конвейерам поверхностного комплекса. Аналогичное требование предъявляется к наклонным ленточным конвейерам на дробильно-сортировочных заводах, обогатительных и агломерационных фабриках горно-металлургической, нерудной и других отраслей промышленности.

Существующие и находящиеся в стадии исследований и разработки технические средства для улавливания оборвавшихся лент наклонных конвейеров на роликовых опорах и с подвесной лентой могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

1. *По назначению*: а) для использования на уклонных конвейерах; б) для бремсберговых конвейеров; в) универсальные для уклонных и бремсберговых конвейеров; г) только для грузовых конвейеров; д) для грузолюдских конвейеров.

2. *По области использования*: а) для улавливания только грузонесущей ветви ленты; б) для улавливания только нерабочей ветви ленты; в) для одновременного улавливания обеих ветвей ленты.

3. *По принципу действия системы улавливания*: а) при автоматическом срабатывании сразу после обрыва ленты; б) при срабатывании по сигналу датчика обрыва ленты.

4. *По способу улавливания*: а) с использованием специальных устройств, которыми должен быть оснащен конвейер; б) с использованием модернизированных элементов самого конвейера; в) с использованием конструктивных особенностей самого ленточного конвейера (без каких-либо дополнительных конструктивных элементов).

5. *По способу создания тормозного усилия для улавливания оборвавшейся ленты*: а) без деформации лотка ленты; б) с деформацией лотка ленты.

6. *По месту приложения тормозного усилия по длине конвейера*: а) с дискретным (точечным) приложением тормозных сил; б) с распределенным приложением тормозного усилия.

7. *По направлению воздействия затормаживающего органа на конвейерную ленту*: а) с активным взаимодействием с поверхностью ленты снизу и пассивным – сверху; б) с активным взаимодействием с поверхностью ленты сверху и с пассивным – снизу; в) с активным взаимодействием с поверхностью ленты сверху и снизу; г) при воздействии с боков конвейерной ленты; д) при воздействии снизу конвейерной ленты.

8. *По виду источника энергии*, затрачиваемой на создание потребного тормозного усилия: а) с использованием внешнего источника энергии; б) с использованием кинетической энергии движущейся вниз оборвавшейся конвейерной ленты.

Ниже дана краткая характеристика разработанных на кафедре горных транспортных машин СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова улавливающих устройств для наиболее перспективных ленточных конвейеров с подвесной лентой – с опиранием ленты на ходовые катки с их перемещением по трубчатым и желобчатым направляющим и для конвейеров с опиранием бортов ленты на стационарные дисковые ролики. Отдельные конструкции разработанных улавливающих устройств могут быть использованы и для широко применяемых в настоящее время конвейеров с опиранием ленты на желобчатые и прямые роликоопоры.

Стопорно-рычажное улавливающее устройство (рис. 1, пат. РФ № 2184066). Предназначено для улавливания грузонесущей ветви ленты уклонного грузового конвейера с подвесной лентой и ходовыми кат-

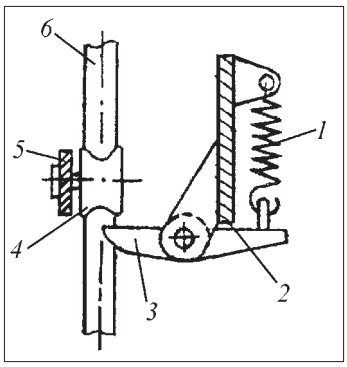


Рис. 1. Стопорно-рычажный ловитель (вид сверху):
1 – пружина; *2* – упор; *3* – двуплечный рычаг; *4* – ходовой каток с кронштейном; *5* – закрепленные на бортах ленты; *6* – трубчатая направляющая для ходовых катков

ками. Срабатывает при изменении направления движения ленты. Основано на захвате ходовых катков поворотными подпружиненными рычагами.

Канатно-петлевые ловители (рис. 2, пат. РФ № 2285649, 2285650). Предназначены для улавливания грузонесущей и нерабочей ветвей уклонных грузовых и грузолюдских конвейеров с подвесной лентой при любых схемах опирания бортов ленты, а также для конвейеров с традиционными роликовыми опорами. Срабатывают автоматически при изменении направления движения ленты. Основаны на подхвате снизу и вывешивании на гибких канатных подвесках участков ленты при отклонении подвесок в направлении скатывания ленты после обрыва.

Роликовые улавливающие устройства (рис. 3, пат. РФ № 2184064, 2281900). Предназначены для одновременного улавливания грузонесущей и нерабочей ветвей ленты уклонных и бремсберговых грузовых конвейеров с подвесной лентой при любом способе опирания бортов ленты, в том числе для конвейеров с роликовыми опорами и с подвесной лентой с закрепленными на ней ходовыми катками. Срабатывают автоматически после обрыва ленты. Принцип действия основан на формировании тормозной силы (трения) при взаимодействии обеих ветвей с размещенными между ними на гибких подвесках роликами и чере-

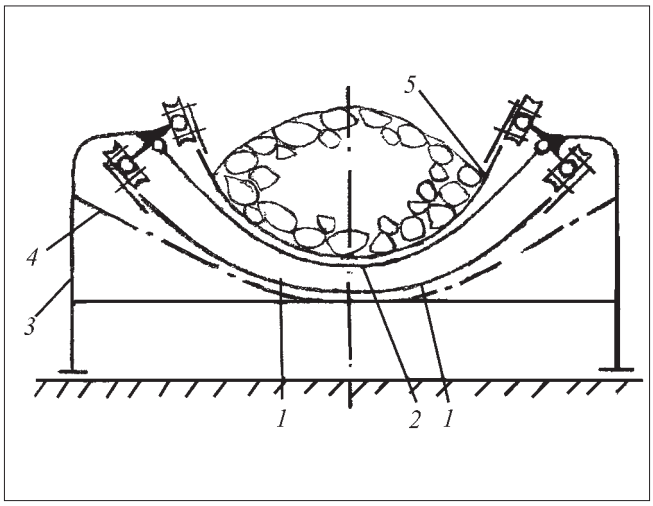


Рис. 2. Канатно-петлевые ловители:
1, *5* – нерабочая и грузонесущая ветви; *2*, *4* – канаты ловителя; *3* – рама конвейера

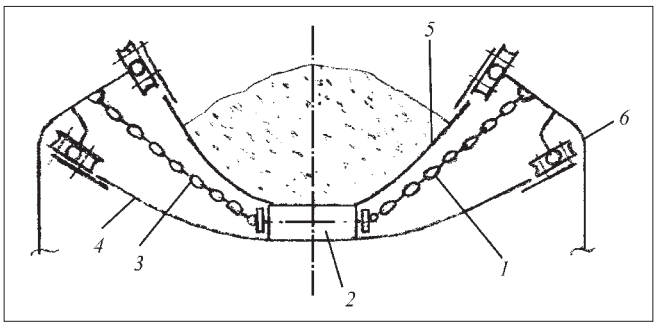


Рис. 3. Роликовые ловители:
1, *3* – цепные элементы; *2* – тормозные ролики; *4*, *5* – нерабочая и грузонесущая ветви ленты; *6* – рама

дующимися с ними поперечинами, подвешенными к раме конвейера с помощью гибких элементов (круглозвенных цепей или канатов).

Улавливающая система на основе боковых опорных роликов (рис. 4, пат. РФ № 2287472). Предназначена для одновременного улавливания грузонесущей и нерабочей ветвей уклонных и бремсберговых грузовых конвейеров с подвесной лентой с ее опиранием на стационарные боковые цилиндрические ролики *1, 4*. В данной системе улавливания использована особенность конструкции самого ленточного конвейера при отсутствии собственно улавливающих элементов. Улавливание ленты обеспечивается за счет сил трения между размещенными между ветвями ленты дисковыми роликами *5*, которые при скатывании обеих ветвей ленты вниз выполняют функцию неподвижных опор скольжения.

Помимо рассмотренных конструкций в настоящее время ведутся разработки улавливающих устройств для конвейеров с подвесной лентой нового поколения с опиранием бортов ленты на стационарные дисковые ролики.

Нагрузки на элементы улавливающих устройств, как разработанных, так и разрабатываемых, могут быть определены при решении дифференциального

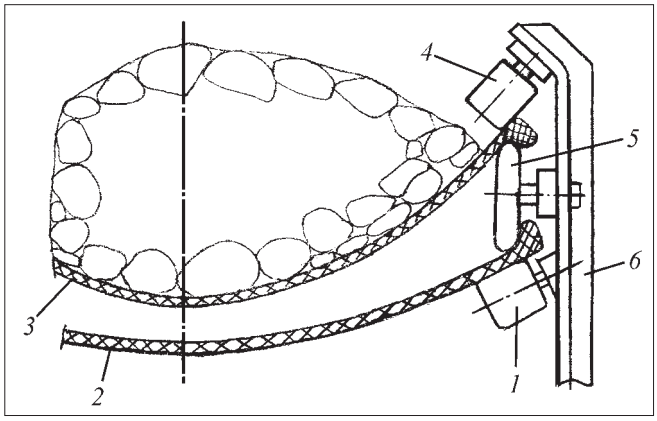


Рис. 4. Улавливающая система на основе использования боковых опорных роликов:
1, *4* – цилиндрические ролики; *2*, *3* – нерабочая и грузонесущая ветви ленты; *5* – дисковый ролик; *6* – рама

уравнения, описывающего процесс улавливания оборвавшейся ленты:

$$\sum m\frac{dv}{dt}+\sum W+W_{т}(l)-k\frac{T}{2}=0,$$

где $\sum m$ – приведенная масса поступательно движущихся элементов конвейера после обрыва ленты, кг; v, t – мгновенная скорость, м/с, движения ленты и временная координата, с; $\sum W$ – суммарные статические сопротивления движению конвейерной ленты, Н; $W_{т}$ – тормозное усилие, создаваемое ловителем, Н; l – мгновенная координата тормозного пути, м, которая, в свою очередь, является функцией времени t, с; T – натяжение ленты, создаваемое натяжным устройством конвейера, Н; k – коэффициент, определяющий тип натяжного устройства и способ улавливания ветви оборвавшейся ленты.

При раздельном улавливании ветвей ленты:

для грузонесущей ветви

$$\sum m=L(q+q_{л}+Kq'_{р});$$

для нерабочей ветви

$$\sum m=L(q_{л}+Kq''_{р}),$$

где L – длина конвейера, м; q, $q_{л}$, $q'_{р}$, $q''_{р}$ – линейные массы соответственно транспортируемого груза (максимально возможная), ленты и вращающихся частей роликоопор на грузонесущей и нерабочей ветвях ленты, кг/м; K – коэффициент, определяющий режим транспортирования груза. Для уклонных и подъемных конвейеров можно принять $K \cong 0$, а для бремсберговых (тормозных) $K = 1$.

Суммарные сопротивления движению грузонесущей и нерабочей ветвей ленты:

$$\sum W_{г}=gL[(q+q_{л})(w'\cos\beta-\sin\beta)+q'_{р}w'];$$

$$\sum W_{х}=gL[q_{л}(w''\cos\beta-\sin\beta)+q''_{р}w''],$$

где β – угол наклона конвейера, °; w', w'' – коэффициенты сопротивления движению грузонесущей и нерабочей ветвей ленты.

Параметр $W_{т}(l)$ зависит от способа улавливания ленты. Тормозное усилие, обеспечиваемое ловителем, может быть постоянно по величине или меняться во времени по мере смещения ленты вниз под уклон в процессе ее захвата рабочим органом ловителя. Характер функции $W_{т}(l)$ может быть определен при исследованиях на стенде.

Что касается влияния натяжного устройства конвейера на параметры улавливания оборвавшейся ленты, то при использовании автоматических натяжных устройств с грузовой натяжкой, размещенных в нижней части конвейера, в приведенном выше дифференциальном уравнении коэффициент $k = 1$. При использовании других способов натяжения ленты $k = 0$ (влияние натяжного устройства отсутствует).

При одновременном улавливании грузонесущей и нерабочей ветвей ленты параметры, определяющие этот процесс, должны выбираться в зависимости от конкретной схемы улавливания.

Решение дифференциального уравнения позволяет подобрать число ловителей, определить величину тормозного пути и продолжительность цикла улавливания конвейерной ленты.

Выводы

1. Предлагаемые конструкции улавливающих устройств в значительной мере лишены недостатков существующих в настоящее время и используемых на горных предприятиях улавливающих устройств, к которым относятся ограниченная величина единичного тормозного усилия, что предполагает необходимость установки ловителей на конвейерах большой протяженности в достаточно большом количестве. Это не только удорожает систему улавливания и поддержание ее в надлежащем работоспособном состоянии, но и неизбежно снижает надежность ее срабатывания из-за больших затруднений, связанных с синхронизацией включения всех элементов этой системы, а практически просто из-за невозможности обеспечить их синхронное срабатывание, что часто приводит к полному скатыванию ленты с грузом в нижнюю часть става, завалу выработок и травматизму обслуживающего персонала.

2. Разработанные конструкции улавливающих устройств по сравнению с существующими обладают следующими преимуществами:

- отличаются значительной величиной развиваемого ими тормозного усилия, что на порядок сокращает потребное число ловителей для установки на конвейере;
- улавливание ленты обеспечивается при минимальном тормозном пути, что снижает нагрузки на элементы улавливающего устройства и на саму ленту;
- обладают повышенной надежностью и безопасностью процесса улавливания ленты;
- сокращаются капитальные затраты и эксплуатационные расходы, связанные с системой улавливания лент наклонных конвейеров (для двух последних типов они вообще отсутствуют);
- могут быть использованы на наклонных конвейерах практически любой длины.

3. Расчет и выбор параметров улавливания оборвавшихся лент должны проводиться с учетом характера взаимодействия рабочих органов ловителей с конвейерной лентой в процессе ее захвата и затормаживания. Такие результаты могут быть получены в результате исследований на разработанном в СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова специальном стенде.

Список литературы

1. **Тарасов Ю.Д.** Тормозные и улавливающие устройства ленточных конвейеров. СПб.: Политехника, 1999. 141 с.

2. **Шахмейстер Д.Г., Ляшкевич П.А., Фохтин В.Г.** Ловители для наклонных ленточных конвейеров. М.: ЦНИЭИУголь, 1972. 53 с.

УДК 622.24.051

А.Н. Давиденко, д-р техн. наук, проф., **А.А. Кожевников,** д-р техн. наук, проф., **В.Л. Хоменко,** канд. техн. наук, доц., **А.К. Судаков,** канд. техн. наук, доц., Национальный горный университет, г. Днепропетровск, Украина

Планетарная конструкция долот безударного действия НГ

Описаны конструкции долот безударного действия, применяемых при глубоком бурении на нефть и газ, обоснована специфика этого вида бурения. Приведены запатентованные решения по совершенствованию указанных долот.*

Увеличение объемов бурения без отбора керна, вызванное хорошей изученностью месторождений полезных ископаемых, которые находятся на относительно небольшой глубине, и увеличение объема бурения эксплуатационных скважин на нефть и газ, которые находятся на больших глубинах, повышает требования к технико-экономическим показателям работы долот. Специфика бурения глубоких скважин требует в первую очередь высоких значений проходки на породоразрушающий инструмент. Большая часть всего объема бурения без отбора керна приходится на шарошечные долота. Между тем шарошечные долота, которые совершают преимущественно ударное воздействие, не имеют достаточно высокой стойкости и недостаточно эффективно разрушают целый ряд горных пород.

В свою очередь конструктивные недостатки снижают область применения и объем бурения долотами, которые осуществляют безударное разрушение горной породы.

В настоящее время при бурении нефтяных и газовых скважин на больших глубинах применяют долота безударного действия, армированные алмазами или их аналогами, которые обладают высокой износостойкостью. При работе этого инструмента разрушение преимущественно происходит не под действием ударных нагрузок, а под действием резания, микрорезания, истирания и т.п. Такие долота, не обладая большой механической скоростью бурения, отличаются высокой проходкой, благодаря чему получили широкое распространение при бурении скважин на больших глубинах. Однако современные конструкции таких долот имеют ряд важных недостатков, которые снижают эффективность их применения. В первую очередь это их склонность к неравномерному износу, т.е. снятию с работы при наличии большого количества работоспособных породоразрушающих элементов из-за полного износа вооружения на других участках.

Аномальный износ бывает трех видов: износ торцевой части с образованием кольцевой выработки; ускоренный износ породоразрушающих элементов в центральной части; ускоренный износ по диаметру. Это вызвано следующими факторами. Во-первых, существенным образом отличаются условия работы единичных породоразрушающих элементов, расположенных на разном расстоянии от оси долота. Породоразрушающие элементы в центральной части долота двигаются с минимальными окружными скоростями и находятся в худших условиях работы, а элементы на периферии двигаются с максимальными скоростями. Во-вторых, породоразрушающие элементы находятся в постоянном контакте с породой забоя, что ухудшает условия их охлаждения и очистки, выноса разрушенной породы из-под торца инструмента, приводит к повышению их усталостного износа. В-третьих, невозможность максимального армирования инструмента по диаметру заставляет принимать дополнительные (не всегда достаточно эффективные) меры по предупреждению сужения ствола скважины при износе инструмента.

Одним из наиболее перспективных направлений усовершенствования породоразрушающих инструментов является соединение достоинств планетарной конструкции шарошечных долот с режущим или истирающим действием, которые оказывают другие типы долот.

Одним из первых опытов планетарного принципа выполнения исполнительного органа алмазного породоразрушающего инструмента следует считать долото, запатентованное в 1959 г. американцами Х. Камероном и Б. Хаффнером [1]. Оно содержит полый корпус с соединительной резьбовой головкой и цилиндрическую шарошку с вертикальной осью вращения (сателлит). В процессе работы под действием сил реакции забоя и стенок скважины сателлит вращается в сторону, противоположную вращению долота.

Такая конструкция позволяет добиться ряда важных преимуществ, которых не имеют обычные алмаз-

*Редакция полагает, что представленный в настоящей статье материал будет полезен и специалистам, занимающихся разработкой и эксплуатацией оборудования для бурения в условиях горных предприятий.

ные долота. В центральной части отсутствует зона нулевых скоростей; разрушение породы осуществляется алмазными зернами, которые двигаются в разном направлении, что снижает энергоемкость разрушения; наличие элемента, который осуществляет плоскопараллельное движение, препятствует образованию кольцевой выработки в торцовой части; алмазы, которыми армирована боковая поверхность сателлита, в процессе работы контактируют со стенками скважины не всей площадью, как у обычных долот, а только по вертикальной линии, что улучшает условия охлаждения и очистки этих алмазов. Кроме того, это позволяет несколько повысить количество алмазов, которые принимают участие в поддержании диаметра бурения, препятствуя тем самым аномальному износу по диаметру.

Несмотря на указанные преимущества, конструкция не была внедрена в производство. Это, очевидно, связано со следующими недостатками, присущими данному долоту. Из-за того что алмазы, расположенные на корпусе, осуществляют вращательное движение, а на сателлите – плоскопараллельное, их скорости значительно отличаются в зависимости от расстояния от оси вращения. Как следствие, нагрузки, которым они подвергаются, также существенным образом разнятся, что приводит к неравномерному износу породоразрушающих элементов.

Интересные разработки планетарных долот безударного действия были сделаны в 1970-х гг. в Полтавском отделении Украинского научно-исследовательского геологоразведочного института. Это, в частности, долота, предложенные П.С. Литвиненко [2] и В.П. Дверием [3].

Они имели схожую конструкцию, которая включала корпус с промывочными каналами; сателлиты, выполненные в виде цилиндров с плоским торцом, которые армированы породоразрушающими элементами. При вращении долота сателлиты вращаются вокруг своих осей за счет сил реакции калибрования стенок и забоя скважины. Кроме того, они вращаются вокруг оси долота. Благодаря двойному вращению в центре долота отсутствуют нулевые скорости, и происходит постоянная смена поверхностей, находящихся в контакте со стенкой скважины, что значительно снижает износ долота по диаметру.

Однако эти разработки не лишены недостатков, которые воспрепятствовали внедрению этих долот в серийное производство. Обе эти конструкции слабо армированы по торцу. Во-первых, это касается количества сателлитов, которое необходимо увеличивать, а во-вторых, и сами сателлиты несут на себе мало вооружения. Это не позволяет достигать основного преимущества долот с алмазным или сверхтвердым вооружением – высокой стойкости и, таким образом, ограничивает область их применения, в особенности для бурения глубоких скважин.

Системный подход к проектированию планетарных долот безударного действия был предложен в работе [4].

В частности в ней обосновано то обстоятельство, что при бурении планетарными долотами безударного действия отсутствуют факторы, приводящие к аномальному изнашиванию долот с движением породоразрушающих элементов по окружности: удается избежать раздавливания породоразрушающих элементов в центральной части долота, канавкообразования по торцу и преждевременного выхода долота из строя из-за изнашивания по диаметру. На основании анализа кинематики планетарных долот построены эпюры распределения давления по поверхности породоразрушающих сателлитов, что дало возможность утверждать, что условия работы единичных породоразрушающих элементов в планетарных долотах отличаются существенно меньшим диапазоном по сравнению с долотами с движением породоразрушающих элементов по окружности. Предложены уравнения для определения формы профиля торца породоразрушающих сателлитов в зависимости от условий работы. Все единичные породоразрушающие элементы в сателлитах с таким профилем торца находятся в равных условиях работы, благодаря чему сателлиты будут сохранять свою первоначальную форму в процессе бурения. Разработана математическая модель абразивного изнашивания в паре "породоразрушающий сателлит–горная порода", которая описывает изменение профиля торца породоразрушающего сателлита в зависимости от времени работы планетарного долота в заданных условиях. Проанализировано распределение осевого усилия на породоразрушающие сателлиты в планетарном долоте. Предложена методика проектирования конструктивных параметров планетарных долот безударного действия, которая обеспечивает создание долот, в которых благодаря созданию равных условий работы для всех единичных породоразрушающих элементов происходит максимально полная отработка сырья для армирования.

В ходе проведения исследований была предложена принципиально новая конструкция рабочего органа планетарного долота безударного действия, новизна которой подтверждена патентом Украины [5].

Основой изобретения является идея усовершенствования планетарного долота безударного действия, в котором принципиально новое конструктивное выполнение рабочего органа обеспечивает возможность увеличения энерговооруженности; повышения интенсивности ведения работ; проходки на долото; механической скорости бурения; улучшения условий работы алмазов; снижения мощности, затрачиваемой на бурение. За счет этого достигаются увеличение рейсовой скорости бурения, снижение удельного расхода алмазов, амортизация бурового станка и бурильных труб, повышение технико-экономических показателей бурения.

Поставленная задача решается благодаря тому, что в долоте, которое содержит полый корпус с соединительной нарезной головкой и рабочий орган, последний имеет дополнительные породоразрушающие сателлиты, армированные алмазами или сверхтвердыми материалами, которые расположены ступенчато вдоль оси долота, а на ступени – по периметру корпуса.

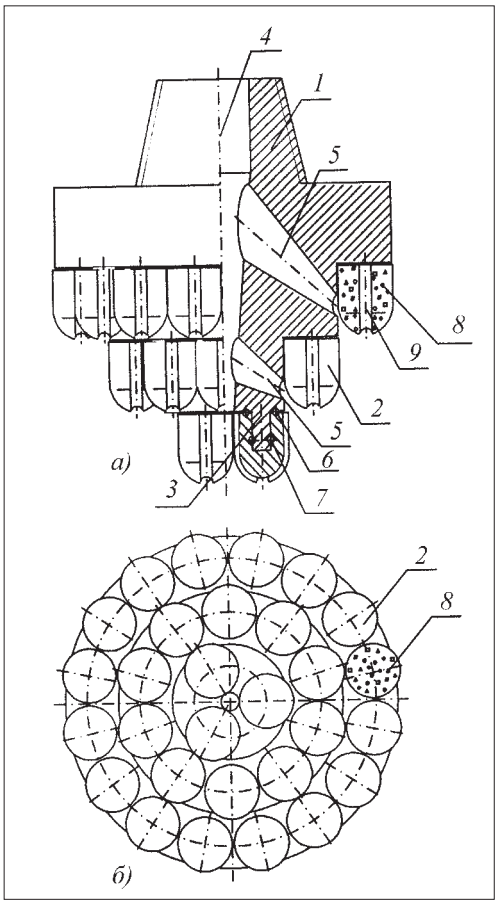


Рис. 1. Планетарное долото безударного действия:
а – вид сбоку; *б* – вид со стороны забоя

На рис. 1 изображено трехступенчатое планетарное долото безударного действия. Долото содержит полый корпус *1* с вертикальными осями вращения *3*. В корпусе есть центральный промывочный канал *4* и по два боковых промывочных канала *5* на каждой ступени, не учитывая наиболее близкорасположенную к забою. На осях с помощью подшипников *6* расположены сателлиты *2*, которые закреплены замками *7* и армированы породоразрушающими элементами *8*. В теле сателлитов находятся охлаждающие промывочные каналы *9*.

Разрушение породы при бурении происходит сателлитами *2*. При вторжении долота в горную породу сателлиты начинают вращаться вокруг оси корпуса *1* долота и за счет сил реакции забоя и стенок скважины – также вокруг собственной оси *3*. Промывочная жидкость на забой подается по центральному промывочному каналу *4* и боковым промывочным каналам *5*. Боковые промывочные каналы *5* направлены под углом на ступень забоя, что позволяет избежать гидроабразивного износа тела сателлитов *2* восходящим потоком промывочной жидкости, обогащенной выбуренной горной породой. При вращении долота промывочная жидкость из боковых каналов *5* действует на всю ступень, что содействует более эффективному выносу шлама. В процессе работы благодаря сателлитному выполнению рабочего органа контакт породоразрушающих элементов *8* со стенками скважины носит прерывчатый характер, что улучшает условия очистки инструмента и забоя, а также охлаждение породоразрушающих элементов. Для более эффективного очищения и охлаждения породоразрушающих элементов *8*, взаимодействующих с забоем скважины, в теле сателлитов *2* имеются охлаждающие промывочные каналы *9*, по которым из-под торца сателлитов *2* вымывается разрушенная порода.

При бурении единичные породоразрушающие элементы движутся по плоскопараллельным гипоциклоидным, а не круговым траекториям. При этом исключается кольцеобразный аномальный износ по торцу долота. В результате взаимного пересечения траекторий породоразрушающих элементов, находящихся на различных расстояниях от оси сателлита, образуется специфическая сетка разрушения. В результате породоразрушающие элементы разрушают горную породу, ослабленную воздействием породоразрушающих элементов, траектории которых пересекали траекторию движения исследуемого единичного элемента. При этом повышается скорость относительного перемещения в паре "породоразрушающий элемент–горная порода", что позволяет добиваться нужной окружной скорости на меньших частотах вращения долота, тем самым снижая мощность, затрачиваемую на бурение, амортизацию бурового станка и бурильных труб. Увеличение окружной скорости движения алмазов в сочетании со специфической сеткой разрушения позволяет также повысить механическую скорость бурения.

При планетарном движении породоразрушающих элементов отсутствует зона с нулевыми скоростями, а также происходит существенное выравнивание скоростей и нагрузок на алмазы (максимальный коэффициент неравномерности распределения скоростей на ступени составляет 1,273). Благодаря этому удается избежать раздавливания породоразрушающих элементов в центральной части долота, а также выровнять износ породоразрушающих элементов, расположенных на различном расстоянии от оси долота.

Наконец, планетарная конструкция долота позволяет максимально армировать инструмент, а также создать условия прерывистого контакта породоразрушающих элементов с горной породой. Благодаря этому удается избежать ускоренного износа долота по диаметру и, как следствие, сужения ствола скважины.

Долото выполнено ступенчатым. Это позволяет добиваться необходимого размера целика в центре долота, а также увеличить площадь подрезных породоразрушающих элементов, увеличивая тем самым износостойкость долота по диаметру.

Недостатками такого инструмента являются постоянный контакт алмазов в центральной части сателлитов с породой, что ухудшает условия их охлаждения и оказывает содействие повышенному износу, а также относительно малая вооруженность, что снижает проходку на долото.

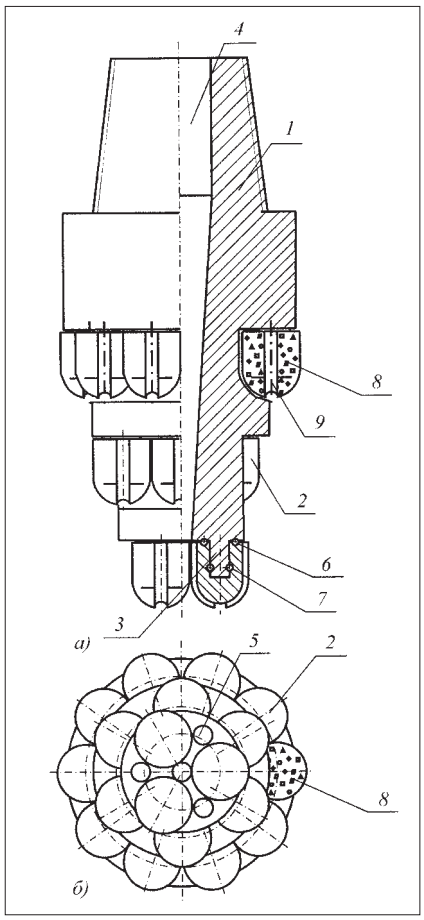


Рис. 2. Планетарное долото безударного действия усовершенствованной конструкции:
а – вид сбоку; *б* – вид со стороны забоя

На рис. 2 представлена усовершенствованная конструкция долота безударного действия. Основное отличие ее от конструкции на рис. 1 – перекрытие зоны действия между ступенями [6]. Кроме того, наряду с центральным промывочным каналом *4* есть три дополнительных канала *5* (цифровые позиции остальных узлов на рис. 1 и 2 совпадают).

Как видно из рис. 2, в отличие от конструкций без перекрытия зоны действия сателлитов в процессе работы около половины породоразрушающих элементов совсем не контактируют с забоем скважины. Благодаря этому они успевают полностью остыть, что делает невозможным спекание породоразрушающих элементов даже при ухудшении качества промывки скважины. Это позволяет более эффективно осуществлять термомеханическое влияние на горную породу, повышая эффективность разрушения и механическую скорость бурения.

Прерывчатый контакт позволяет также снизить нагрузки на породоразрушающие элементы, что способствует повышению проходки на долото.

В планетарных долотах с перекрытием зоны действия сателлитов расстояние между центрами сателлитов меньше, чем в долотах без перекрытия зоны действия сателлитов, что позволяет уменьшить неравномерность распределения скоростей движения породоразрушающих элементов сателлитов, расположенных на разных ступенях. Вследствие этого и нагрузка на эти элементы распределена более равномерно.

Следующим существенным преимуществом такой конструкции является то, что удается почти вдвое увеличить энерговооруженность долота. А это, в свою очередь, позволяет повысить проходку на долото, что особенно эффективно при бурении глубоких скважин.

Основными недостатками такой конструкции является повышенный риск заклинивания сателлитов, из-за того, что реакция забоя скважины направлена на прижатие сателлитов к оси долота; а также плохие условия работы ступени, которая расположена наиболее близко к забою скважины.

Одним из путей снижения риска заклинивания является усовершенствование профиля торца породоразрушающих сателлитов в целях изменения направления вектора реакции забоя.

Что касается плохих условий работы наиболее низкой степени, то этот недостаток имеют абсолютно все долота безударного действия с вертикальной осью вращения породоразрушающих элементов, поэтому решение этой проблемы в настоящее время осложнено. Отметим лишь, что в сравнении с непланетарными конструкциями у анализируемой конструкции размер части долота, которая работает в наиболее тяжелых условиях, значительно меньше.

Выводы

1. Конструкция планетарных долот с перекрытием зоны действия сателлитов позволяет улучшить охлаждение породоразрушающих элементов, что особенно ценно в объединении с термомеханическим влиянием на горную породу.

2. Прерывчатый контакт и расположение сателлитов с перекрытием зоны их действия позволяют снизить нагрузки на породоразрушающие элементы и более равномерно их распределить по сравнению с долотами без перекрытия зоны действия сателлитов.

3. Планетарные долота с перекрытием зоны действия сателлитов имеют существенно большую энерговооруженность по сравнению с долотами без перекрытия зоны действия сателлитов.

4. Наиболее насущной потребностью в усовершенствовании планетарных долот безударного действия с перекрытием зоны действия сателлитов является разработка наиболее рационального профиля торца породоразрушающих сателлитов, который бы обеспечивал эффективное разрушение горной породы и сводил бы к минимуму риск заклинивания сателлитов.

Список литературы

1. **United States patent 2911196.** Diamond drill bit / H.M. Cameron, B.C. Haffner. № 656964. Завлено 03.05.57. Опубл. 03.11.59.

2. **А.с. 478930 СССР,** МКИ E21 b 9/08. Буровое долото / П.С. Литвиненко (СССР). № 1870679. Завлено 12.01.73. Опубл. 30.07.75. Бюл. № 28.

3. **Дверий В.П.** Бурение скважин лопастными долотами. М.: Недра, 1977. 188 с.

4. **Хоменко В.Л.** Обоснование конструктивных параметров планетарных долот безударного действия. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Днепропетровск, 2004. 137 с.

5. **Пат. 37549 Україна,** МКИ E 21 B 10/46. Бурове долото / А.Н. Давиденко, В.Л. Хоменко. № 99105546. Заявлено 12.10.99. Опубл. 15.05.01. Бюл. № 4. 3 с.

6. **Пат. 69062 А Україна,** МКІ E 21 B 10/46. Бурове долото / В.П. Бондаренко, О.М. Давиденко, А.О. Кожевников, М.О. Бондаренко, Р.К. Богданов, О.М. Ісонкін, В.Л. Хоменко. № 2003119977. Заявлено 05.11.03. Опубл. 16.08.04. Бюл. № 8.

УДК 621.926.2

Р.А. Саблин, инж., ОАО "НПК Механобр-техника", асп. СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Экспериментальные исследования режима работы вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления

Представлены результаты экспериментальных исследований вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления. Определен диапазон устойчивого режима работы дробилки и построены графики изменения технологических показателей от частоты вращения дебалансов.

Вибрационные щековые дробилки (ВЩД) обеспечивают эффективное дробление твердых и сверхтвердых материалов особенно на стадии крупного дробления. Известны следующие конструктивные схемы вибрационных щековых дробилок [1]: с одной подвижной щекой, с двумя подвижными щеками, с тяжелым корпусом и маятником, дробилки с вибратором на корпусе и вибрационные дробилки с волноотводами.

Многие организации ведут исследования и поиск вариантов их усовершенствования. В последнее время проявляется интерес исследователей к ВЩД с наклонной камерой дробления и нежестким креплением вибровозбудителей. При проведении экспериментальных исследований в работе [3] был установлен факт увеличения производительности в дробилки с наклонной камерой дробления (45°) в 2–3 раза по сравнению с аналогичной, но с вертикальной камерой дробления, при этом степень дробления почти не изменилась. При наклонном расположении камеры дробления уменьшается высота дробилки и последнюю можно устанавливать в местах с ограниченной высотой на одном горизонте с загрузкой. Такие дробилки могут быть весьма перспективными, но они недостаточно изучены.

Производительность ударно-вибрационной щековой дробилки принято определять исходя из объема призмы $ABCDA_1B_1C_1D_1$ выпадения раздробленного материала (рис. 1) и числа циклов в единицу времени. Суммарный путь, проходимый материалом за время раскрытия щели, или высоту призмы выпадения можно выразить зависимостью [1]:

$$Y_{\Sigma} = \frac{1}{2}gt^2 + \frac{2F}{M_{\text{ДР}}\omega^2} + \frac{2Ft}{M_{\text{ДР}}\omega}, \qquad (1)$$

где t – время раскрытия щеки; F – сила, развиваемая вибратором; $M_{\text{ДР}}$ – масса дробящего механизма; ω – частота вращения дебалансов.

Из формулы (1) видно, что с увеличением частоты вращения дебалансов высота призмы выпадения материала уменьшается, следовательно, уменьшается производительность.

По результатам экспериментальных исследований [2] вибрационной щековой дробилки с вертикальной камерой дробления был сделан вывод, что с ростом частоты вращения производительность дробилки падает, так как уменьшается период колебаний щек и увеличивается время пребывания материала в рабочей полости камеры дробления.

В НПК "Механобр-техника" были проведены испытания вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления (рис. 2). Цель данных испытаний – выявить изменение технологических показателей дробилки при увеличении частоты вращения дебалансов.

Частота вращения дебалансов изменялась преобразователем частоты в пределах от 20 до 30 Гц с шагом 2,5 Гц. В качестве измельчаемого материала был выбран гранит со средней крупностью 49 мм (гранулометрический состав навесок представлен на рис. 3).

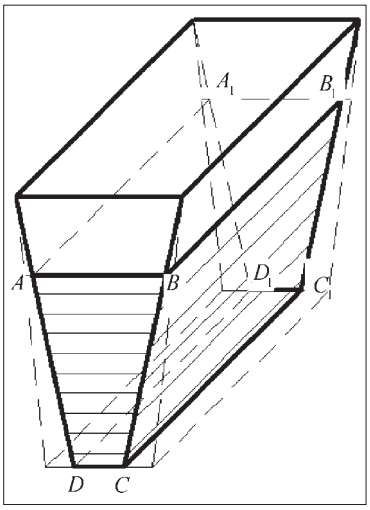


Рис. 1. Схема камеры дробления щековой дробилки

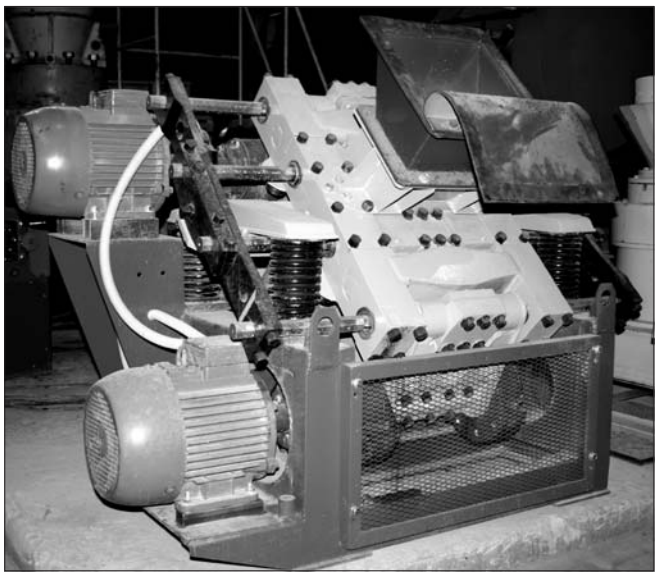


Рис. 2. Экспериментальная установка ВЩД 80х300

Материал загружался в камеру дробления при стабильной работе машины после ее запуска. В процессе эксперимента измерялись время прохождения материала через камеру дробления, напряжение и ток двигателей. Каждая навеска после дробления высыпалась в отдельную емкость. После этого устанавливался следующий уровень частоты, и опыт повторялся.

По результатам оценки гранулометрического состава дробленого материала (рис. 4) были построены экспериментальные зависимости (рис. 5) от частоты вращения дебалансов: *4* – производительности (т/ч), *1* – степени дробления *i*, *3* – "тонно-сокращения" (эффективности) (*i*т/ч), 2 – расхода электроэнергии на "тонно-сокращение", $\frac{\text{кВт}\cdot\text{ч}}{i\text{т}}$.

Как видно из графика (рис. 5), с увеличением частоты от 20 до 30 Гц производительность возрастает (кривая *4*), степень дробления *i* (кривая *1*) уменьшается. Эффективность (кривая *3*) при увеличении частоты от 20 Гц резко возрастает и при частоте 23 Гц достигает максимального значения. При дальнейшем увеличении частоты от 23 до 30 Гц эффективность незначительно снижается, при этом удельный расход энергии остается близким к минимальному. По значениям показателей качества (удельному расходу электроэнергии и эффективности) процесс в диапазоне частот *II* (см. рис. 5) 23...30 Гц можно считать рациональным и устойчивым. Из полученных результатов следует, что расчет производительности, основанный на вычислении только высоты призмы выпадения материала, не корректен применительно к ВЩД с наклонной камерой дробления.

При частотах выше 30 Гц (диапазон частот *III*) отсутствуют и процессы дробления и транспортирования. Это связано с негативным влиянием резонансных частот.

На частотах, близких к 20 Гц (диапазон частот *I*), процесс транспортирования материала практически

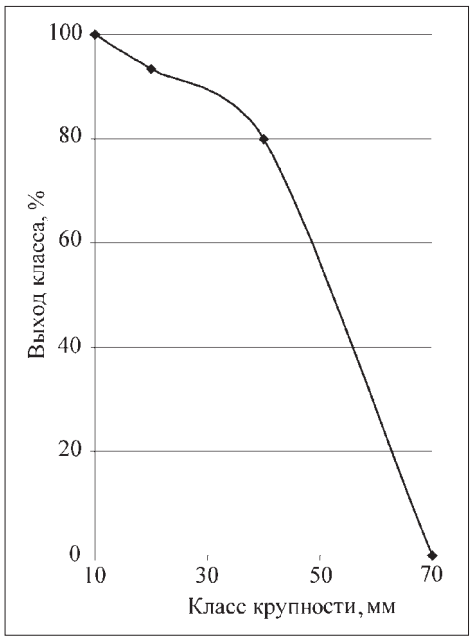


Рис. 3. Кривая гранулометрического состава исходного материала

отсутствует, что приводит к высокой степени дробления, но к низкой производительности.

По результатам испытаний экспериментальной вибрационной щековой дробилки ВЩД 80х300 с не-

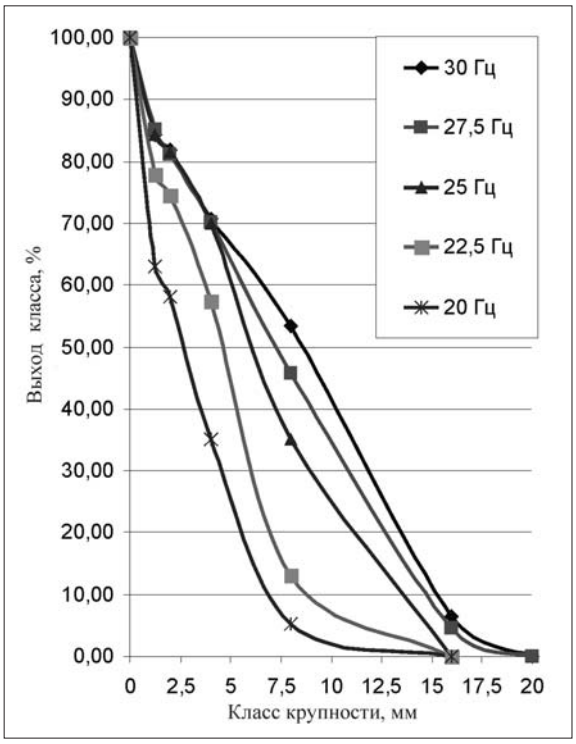


Рис. 4. Кривые гранулометрического состава гранита после дробления на ВЩД 80х300

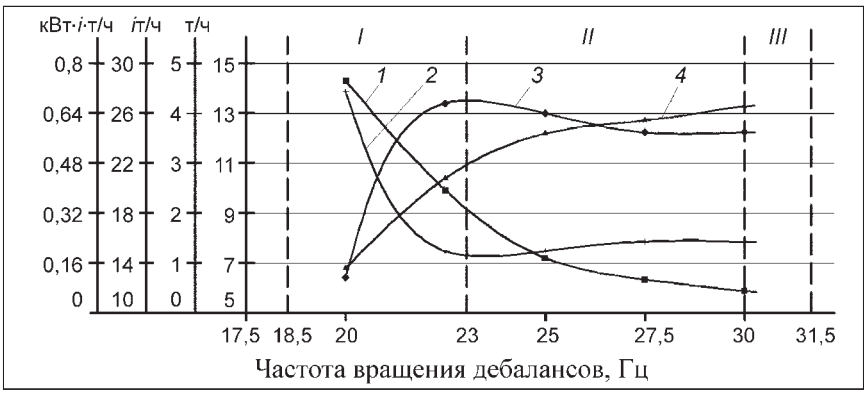


Рис. 5. Изменение технологических параметров ВЩД от частоты вращения дебалансов

жестким креплением вибровозбудителей можно сделать следующие выводы:

- устойчивый процесс дробления весьма прочных материалов в ВЩД с наклонной камерой дробления характерен для узкого диапазона частот движения щек 23...30 Гц и, с одной стороны, ограничен зоной резонансных частот (30 Гц), с другой стороны – зоной частот 20...22 Гц, при которой нарушаются условия транспортирования продукта в камере дробления;
- устойчивый режим работы дробилки при увеличении частоты вращения дебалансов от 23 до 30 Гц характеризуется увеличением производительности в 1,5 раза и снижением степени дробления материала в 2 раза.

Список литературы

1. **Вайсберг Л.А.** Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.
2. **Нагаев Р.Ф.** Энергетические характеристики нормального режима работы вибрационной щековой дробилки с нежестким креплением самосинхронизирующихся вибровозбудителей / Р.Ф. Нагаев, В.Я. Туркин, Е.В. Шишкин // Обогащение руд. 2005. № 1. С. 38–41.
3. **Тягушев М.Ю.** Обоснование устойчивого режима работы вибрационной щековой дробилки выбором ее рациональных конструктивных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. СПб. 2005.

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА!

Сердечно поздравляем с 70-летием Льва Александровича Пучкова, президента Московского государственного горного университета, члена-корреспондента РАН.

Желаем Льву Александровичу здоровья, творческого долголетия и успехов в научной и педагогической деятельности.

Редакционная коллегия
и редакция журнала
«Горное оборудование и электромеханика».

(*Начало см. на стр. 39*).

Вниманию авторов!

Среди Критериев, утвержденных решением президиума ВАК, предусматривается в частности, что в свободном доступе в Интернете должны находиться аннотации статей, ключевые слова, информация об авторах и пристатейные библиографические списки на русском и английском языке.

Просим при направлении статей в редакцию учитывать это требование ВАК РФ.

Более подробная информация о Критериях будет размещена на сайте журнала.

Поздравляем юбиляра!

БУТКИНУ ВЛАДИМИРУ ДМИТРИЕВИЧУ

80 ЛЕТ

27 июня исполняется 80 лет профессору кафедры "Горные машины и комплексы" Сибирского федерального университета, доктору технических наук, профессору Владимиру Дмитриевичу Буткину.

Окончив в 1950 г. электромеханический факультет Московского горного института и получив квалификацию горного инженера-электромеханика, работал на уранодобывающих предприятиях Германии, в том числе главным инженером и начальником карьера. С 1955 по 1981 г., будучи с.н.с., зав. научно-исследовательскими отделами, зам. директора по научной работе НИИОГР (г. Челябинск), Владимир Дмитриевич проводил целый комплекс работ по крупным направлениям горной науки, тесно связанным с потребностями производства. В результате были разработаны основы автоматизированной технологии бурения и созданы первые отечественные станки шарошечного и комбинированного бурения, которые полностью заменили устаревшую технику, обеспечив 5–6-кратное повышение производительности, рост масштабов взрывных работ и прогрессивное развитие всей технологии добычи полезных ископаемых открытым способом. В 1979 г. успешно защищена докторская диссертация на тему "Научные основы технологии высокопроизводительного бурения на открытых разработках угольной промышленности".

В 1981 г. В.Д. Буткин явился одним из инициаторов создания и стал первым директором Научно-исследовательского и проектно-конструкторского института по проблемам развития Канско-Ачинского угольного бассейна (КАТЭКНИИуголь). При его непосредственном участии разрабатывалась концепция развития крупнейшего в мире уникального угольного бассейна как основы будущей индустрии синтетических жидких и газообразных видов топлива, ценных углепродуктов и т.д. Было обосновано применение буровых машин-информаторов, новейшей геофизической технологии, а также технологии биопереработки и подземного газифицирования углей с использованием скважинных методов. С 1989 г. и по настоящее время Владимир Дмитриевич работает в Красноярской академии цветных металлов и золота (в последующем ГУЦМиЗ, а теперь СФУ), передавая свой богатый опыт молодежи, и успешно развивает новое перспективное научно-технологическое направление – аэротехнологию открытых горных работ с использованием аэростатических аппаратов и устройств легче воздуха.

Профессор В.Д. Буткин – автор более 300 научных работ, в том числе 15 книг и брошюр, 5 учебных пособий. Приоритет России, мировая известность и признание этих работ достигнуты получением авторских свидетельств и патентов по 102 изобретениям. Член-корреспондент Академии технологических наук, почетный член Академии горных наук, заслуженный деятель науки Российской Федерации – Владимир Дмитриевич гармонично сочетает научную работу с педагогической деятельностью, пользуется авторитетом и признанием коллег в нашей стране и за рубежом. Его многолетний труд отмечен многими правительственными и отраслевыми наградами.

Ректорат, профессорско-преподавательский состав Сибирского федерального университета, редакционный совет и редакционная коллегия журнала сердечно поздравляют Владимира Дмитриевича с юбилеем и от всей души желают ему крепкого здоровья, творческих успехов и всего самого доброго!

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

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

Сдано в набор 18.04.08 г. Подписано в печать 21.05.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,55. Заказ 496. 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.