

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ИВАНОВ С.Л.
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
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.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КУЛАГИН В.П.
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.
ТРИФАНОВ Г.Д.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:
(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

АВТОМАТИКА. ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Микитченко А.Я., Сафошин В.В., Греков Э.Л., Могучев М.В., Шевченко А.Н., Жирков А.А., Шоленков А.Н., Шевченко Д.Р., Филимонов С.И., Бессонов В.Г. Создание низковольтных комплектных устройств на базе системы "тиристорный преобразователь—двигатель" для серии электрических экскаваторов 2

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Тарасов Ю.Д. Усовершенствованные схемы приемных площадок надшахтныхзданий с обменом вагонеток 8

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Медведков В.И., Сидоренко А.А., Ланков П.Ю. Механогидравлический снаряд для проведения скважин 13

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю.А., Червяков С.А. Эффективность дробления рудных материалов 18

ДИАГНОСТИКА

Андреева Л.И., Красникова Т.И., Андреев А.А., Хан К.О. К вопросу мониторинга условий эксплуатации и технического состояния экскаваторов циклического действия 21

НАУЧНЫЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Суслов Н.М. Разработка перспективных схем механизмов шагания экскаваторов с гидроприводом 26

Мехтиев А.Д., Югай В.В., Эм Г.А. Использование наукоемких технологий для повышения прочности конструкций горных машин, находящихся в длительной эксплуатации 31

Минин А.А. Буровой секционный модуль для фронтальной зарубки очистных комбайнов 36

Исаков В.С., Балашов В.Б. Результаты экспериментальных исследований дробильно-измельчающих машин с напряженной замкнутой кинематической структурой 39

ИНФОРМАЦИЯ

Лагунова Ю.А. Основные тезисы II Международной научно-практической конференции "Техгормет—21 век" 44

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, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 621.31

А. Я. Микитченко, д-р техн. наук, директор по научной работе,
В. В. Сафошин, д-р электротехники, ген. директор,
Э. Л. Греков, канд. техн. наук, зам. директора по научной работе,
М. В. Могучев, канд. техн. наук, зам. директора по научной работе,
А. Н. Шевченко, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., **А. А. Жирков**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
А. Н. Шоленков, инж. по наладке и испытаниям, **Д. Р. Шевченко**, инж. науч. группы,
С. И. Филимонов, асп., **В. Г. Бессонов**, асп., ОАО "Рудоавтоматика", г. Железнодорожск

E-mail: rudavt@fesity.ru

Создание низковольтных комплектных устройств на базе системы "тиристорный преобразователь—двигатель" для серии электрических экскаваторов

Представлены материалы последних лет работы по созданию низковольтных комплектных устройств управления на серию экскаваторов, обеспечивающих уменьшение потребления активной энергии в 1,5–2 раза по сравнению с традиционными системами. Часть этих машин уже эксплуатируется в народном хозяйстве, другая будет введена в этом и следующих годах.

Ключевые слова: низковольтное комплектное устройство, электропривод, карьерный экскаватор, система "тиристорный преобразователь—двигатель".

A. Yu. Mikitchenko, V. V. Safoshin, E. L. Grekov, M. V. Moguchev, A. N. Shevchenko, A. A. Zhirkov, A. N. Sholenkov, D. R. Shevchenko, S. I. Filimonov, V. G. Bessonov

Development of Low-Voltage Assemblies Based on the System "Thyristor Converter—DC Motor" for the Series of Electric Power Excavators

This article represents the latest years work materials of the development of the low-voltage control assemblies for the series of electric power excavator, enabling 1,5–2 times active energy reduction in comparison with the traditional systems. Some of these machines are being used in the national economy system now, other will be operating next years.

Keywords: low-voltage assemblies, electric drive, excavator, thyristor converter—DC motors.

ОАО "Рудоавтоматика" — относительно небольшое, уникальное в своей отрасли, предприятие — чуть больше 200 человек работающих. Однако выручка от реализации продукции внушительна, 225 млн руб./год (2010 г.) — практически по миллиону на каждого.

Мы поставляем низковольтные комплектные устройства (НКУ) управления электрическими экскаваторами на три крупнейших завода, выпускающих экскаваторы: "ИЗ-КАРТЭКС", "УЗТМ", "НКМЗ", и 30 горно-обогатительных комбинатов (ГОКов) России, ближнего (Украина, Казахстан, Узбекистан и др.) и дальнего (Вьетнам, Монголия и др.) зарубежья.

Предприятию 35 лет, из которых 20 лет оно присутствует на рынке экскаваторов. Цифра поставок достигла 500 комплектов. Поскольку продукция весьма наукоемка, на предприятии создана сильная научная группа, выросшая из научной школы МЭИ, в которой трудятся два доктора и несколько сотрудников, четверо из которых кандидаты технических наук. Все они авторы данной статьи и разработки.

Разработка эта весьма высокого научного, технического и экономического уровня. Инновационная система управления, обеспечивая увеличение производительности на 15...20 %, позволяет потреблять энергию из сети улучшенного качества



Рис. 1. НКУ для экскаваторов ЭКГ-12К и драглайнов ЭШ-6/45

с коэффициентом мощности 0,95...0,99, уменьшая потребление активной энергии по сравнению с традиционной системой "генератор—двигатель" в 1,5—2 раза.

В статье приведена общая характеристика НКУ для серии электрических карьерных экскаваторов ЭКГ-5 ("УЗТМ"), ЭКГ-10Т, ЭКГ-12К, ЭКГ-15Т, ЭКГ-18Р, ЭКГ-20К (все "ИЗ-КАРТЭКС"), а также драглайнов ЭШ6/45 и ЭШ11/70 ("НКМЗ"). На рис. 1 показан внешний вид НКУ, предназначенных для экскаваторов ЭКГ-12К и драглайнов ЭШ-6/45.

Общий принцип построения НКУ представлен на рис. 2. Энергетическая установка состоит из высоковольтной ячейки (КРУ), двух силовых транс-

форматоров (TV1, TV2) с 30-градусным сдвигом вторичных напряжений (в ЭКГ-5 один трансформатор), трех ступеней фильтрокомпенсирующего устройства (ФКУ). На рис. 2 глуховключенные фильтры и квадратики бесконтактных ключей с подключаемыми фильтрами — слева (в ЭКГ-5 ФКУ имеет только одну глухую и одну подключаемую ступень). Три двухдвигательных привода: подъема, поворота, хода, и однодвигательный привод напора (в виде квадратики реверсивных преобразователей с подключенными двигателями и резисторами аварийного торможения) изображены справа (в ЭКГ-5 приводы подъема и хода однодвигательные, а в ЭКГ-15 привод поворота трехдвигательный).

Большая часть электроприводов (с двумя двигателями) по питанию выполнена в виде эквивалентных 12-пульсных схем, к которым в процессе работы по необходимости подключаются ступени фильтров ФКУ, настроенные на подавление пятой и седьмой высших гармоник. Одновременно фильтры компенсируют реактивную мощность первой гармоники, потребляемую тиристорными преобразователями главных приводов. В целом экскаватор из сети потребляет практически чистую активную мощность. Подобная система привода с синфазными вторичными напряжениями трансформатора и фильтрами на одну гармонику была установлена фирмой "ASEA" на экскаваторах фирмы "Харнишфегер". Эти мощные экскаваторы

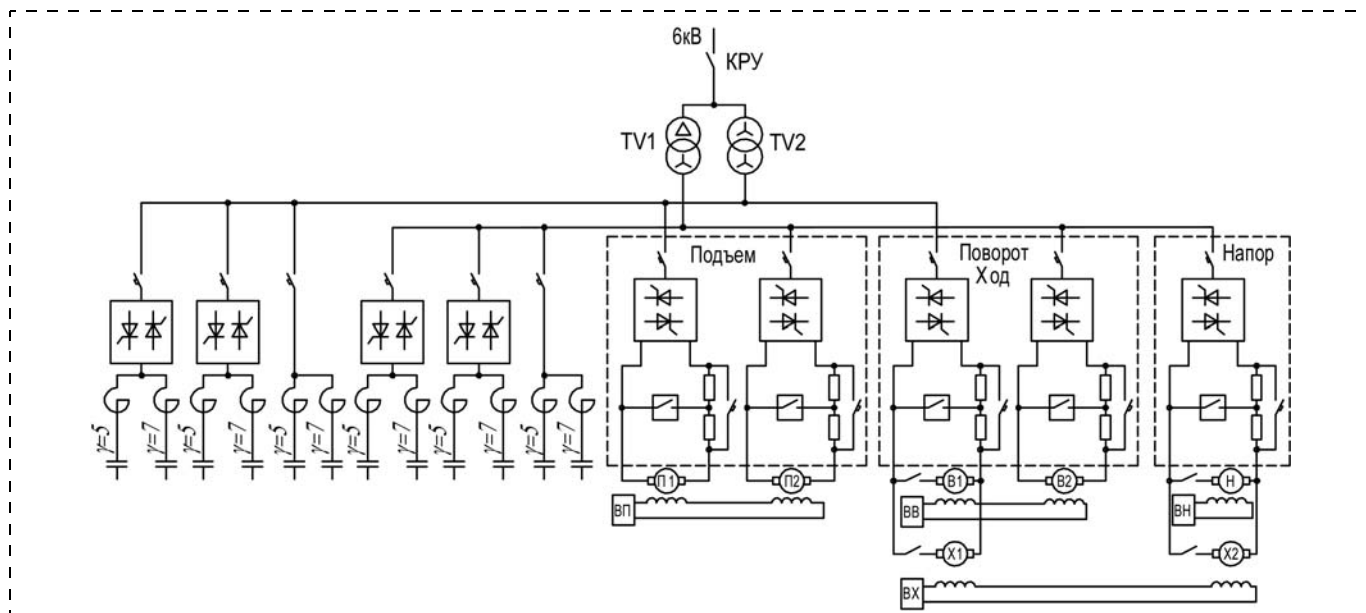


Рис. 2. Структурная схема НКУ КЭР-18Г-ТЦ для экскаватора ЭКГ-18Р:

γ — порядок гармоники, на которую настроен фильтр; П1, П2 — первый и второй двигатели привода подъема; В1, В2 — первый и второй двигатели вращения привода поворота; X1, X2 — первый и второй двигатели привода хода; Н — двигатель привода напора; ВП, ВВ, ВН, ВХ — возбудители двигателей приводов подъема, поворота, напора и хода

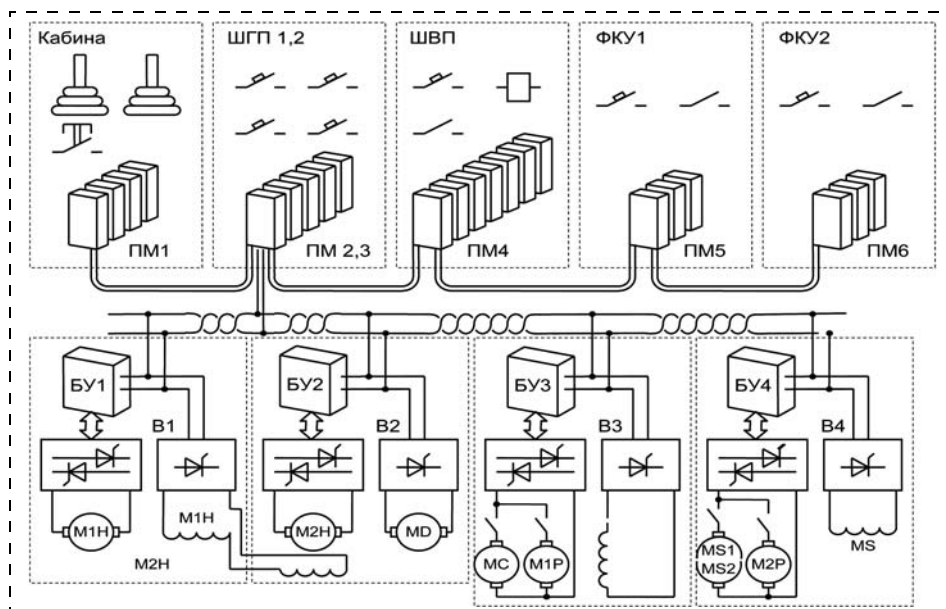


Рис. 3. Структурная схема управления ЭКГ-12К

имеют плохую электромагнитную совместимость с другими машинами и могут работать только в индивидуальных сетях ("Кузбассразрезуголь").

У лопат с ковшами вместимостью менее 15 м³ и драглайна ЭШ-6/45 силовые трансформаторы имеют мощность 400 кВА. На остальных, более мощных экскаваторах мощность силовых трансформаторов 630 кВА. Все тиристоры силовых якорных преобразователей, ФКУ, а также тиристоры динамического торможения выбраны одинаковыми на один и тот же ток короткого замыкания. Ток короткого замыкания ограничивается преобразовательными трансформаторами. Это обеспечивает унификацию оборудования и отсутствие защитных реакторов в цепях постоянного и переменного тока. Силовая схема получается "легкой". Выравнивание тепловых нагрузок в шкафах обеспечивается за счет охладителей и вентиляции. Кабельные цепи питания между трансформаторами и преобразователями, а также между преобразователями и двигателями короткие. Внутренняя электромагнитная совместимость между приводами обеспечивается специальными решениями в драйверах. Якорные цепи имеют четыре уровня защиты от сверхтоков в аварийных ситуациях. При случайных отключениях сети работа тиристоров поддерживается за счет источника бесперебойного питания в течение некоторого времени, достаточного для вывода из работы преобразователей, включения электрического торможения, наложения тормозов.

НКУ для экскаваторов-лопат с ковшами вместимостью 5, 10, 15 м³ и драглайнов с ковшами

вместимостью 6 и 11 м³ могут устанавливаться не только на новые машины, но также использоваться для модернизации существующих.

Отметим, что для более крупных машин, т. е. там, где ожидается большая доля использования по модернизации (ЭКГ-5, ЭКГ-10, ЭШ-6/45), а также учитывая невысокую квалификацию обслуживающего персонала на ГОКах, систему управления выполнили традиционно электрической, радиальной. При этом электрические сигналы управления передаются от джойстиков с места оператора к шкафам главных приводов по

индивидуальным витым парам. То же и с остальным оборудованием.

Для более крупных машин с большим уровнем электромагнитных помех в шкафах, там, где НКУ будут устанавливаться на новые машины (с ковшем вместимостью более 10 м³ и часть драглайнов ЭШ-6/45), используется управление, построенное на базе единой цифровой информационной сети (рис. 3). Это продвинутое, соответствующее духу времени, решение применяют в передовых отраслях, например, авиации.

Материально сеть выполнена вокруг одной витой электрической пары. В наиболее электромагнитно-напряженных местах (следует помнить, что комму-

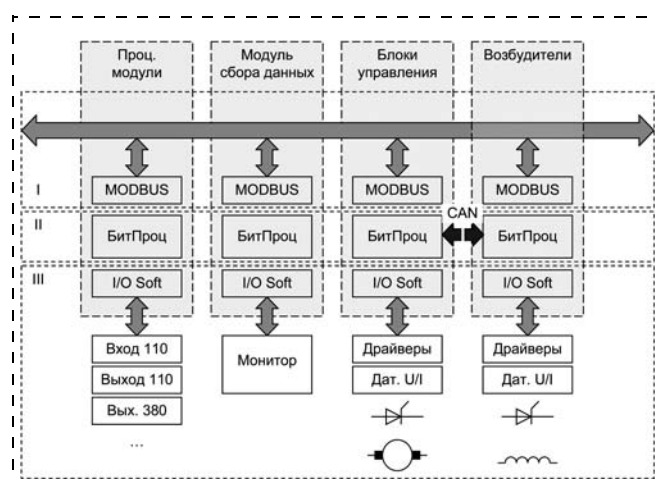


Рис. 4. Уровни системы управления: MODBUS – программный модуль согласования с шиной процессора; БитПроц – программный модуль битового процессора; I/O Soft – программные модули ввода-вывода

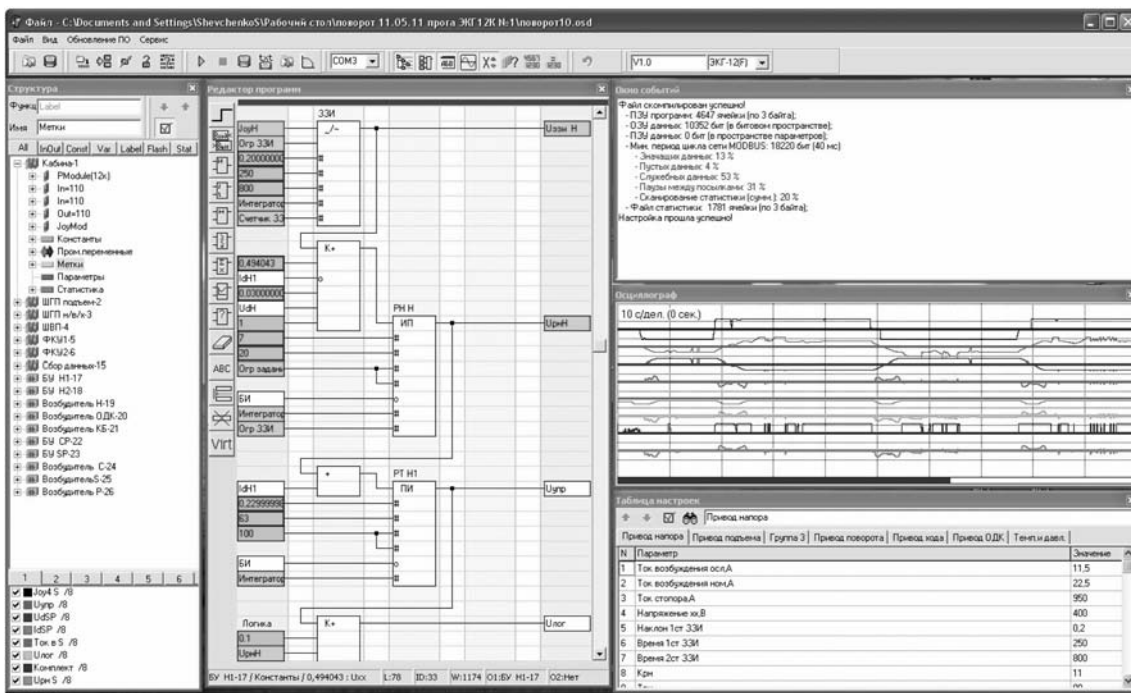


Рис. 5. Графический интерфейс технологической программы ЭКГ-12К: вверху – панель инструментов; слева – окно структуры программы; в центре – окно редактора программ; справа – окно событий (вверху), осциллограф (в центре) и таблица настроек (внизу)

тационные процессы в тиристорах при реальных нагрузках протекают с темпами в миллионы ампер в секунду) использовано оптоволокну. Процессорные модули ПМ системы управления одновременно присутствуют во всех шкафах НКУ (см. рис. 3): кабине, двух шкафах главных приводов ШГП1 и ШГП2, шкафу вспомогательных приводов ШВП, двух шкафах фильтрокомпенсирующего устройства ФКУ1 и ФКУ2. По типу процессорных модулей построены блоки управления БУ и возбудители В, находящиеся в двух шкафах главных приводов.

Связь процессорных модулей ПМ между шкафами и блоков управления БУ с драйверами тиристоров выполнена оптоволокну.

Все процессорные модули, блоки управления и возбудители аппаратно и программно разделены на три уровня (рис. 4): I – для связи с сетью; III – для связи с исполнительными устройствами; II – битовое пространство – это зона, где создается "технологическая программа" и одновременно "существуют" до 250 процессов сети.

"Технологическая программа" – язык высокого уровня – в виде гра-

фических изображений типовых звеньев структурных схем (рис. 5 в центре): например, зависимый задатчик интенсивности ЗЗИ, регулятор напряжения РН; регулятор тока РТ, сумматор и т. д. Программа вводится с компьютера с помощью специальной библиотеки.

Подключившись в любом месте сети, можно считать битовое пространство и визуализировать любой из 250 физических процессов. Эти процессы по 8 шт. можно выводить на экран компьютера.

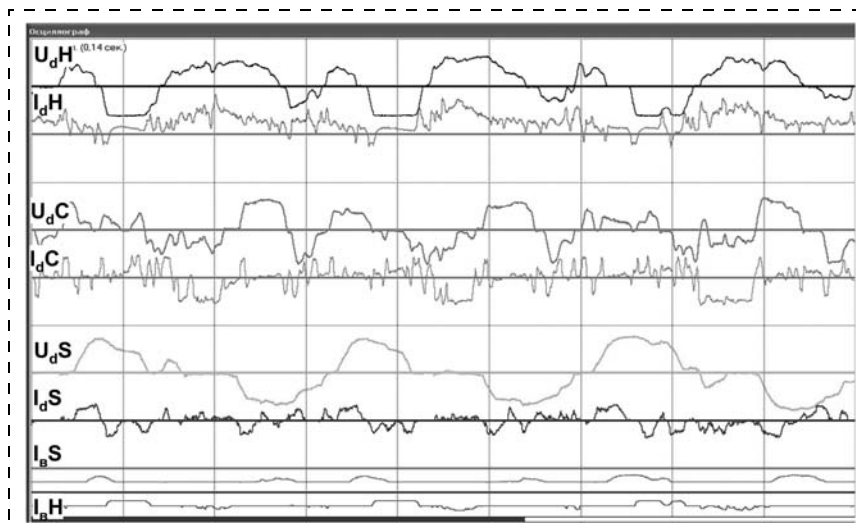


Рис. 6. Осциллограммы переменных информационной сети

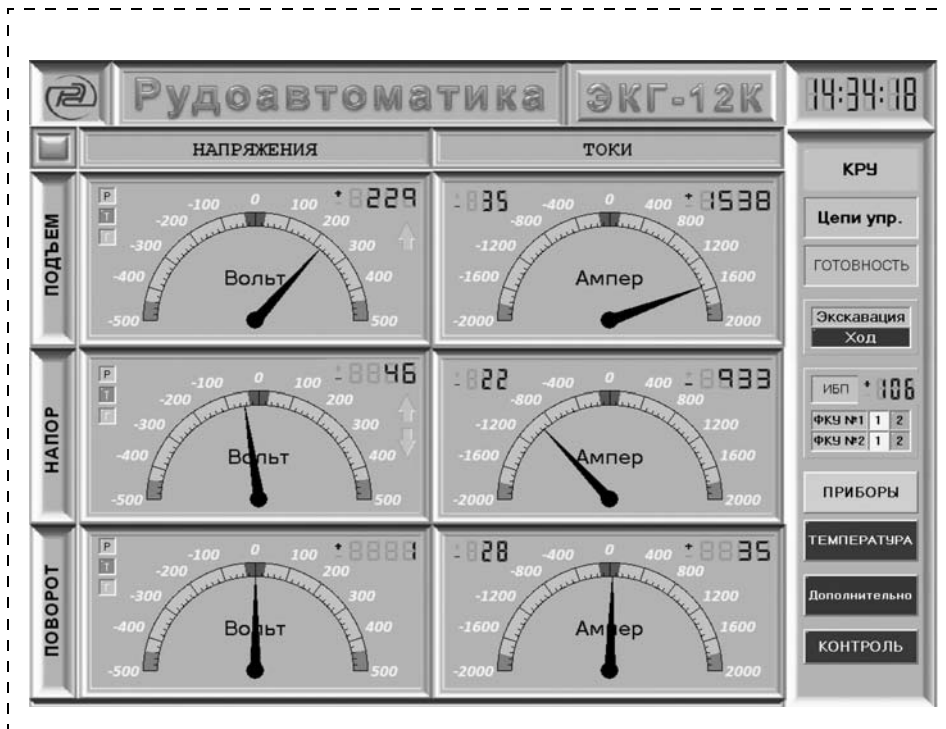


Рис. 7. Виртуальные приборы по главным приводам

Например, на рис. 6 представлены переменные: токи I_d и напряжения U_d якорных преобразователей, токи возбуждения I_b возбудителей приводов подъема H , напора C , поворота S .

Через модуль сбора данных в шкафу вспомогательных приводов ШВП можно передать информацию из битового пространства в промышленный компьютер и затем на монитор перед оператором.

С помощью сенсорных клавиш на экран монитора можно вывести до 10 страниц заставок, например, виртуальные приборы переменных по главным приводам (рис. 7).

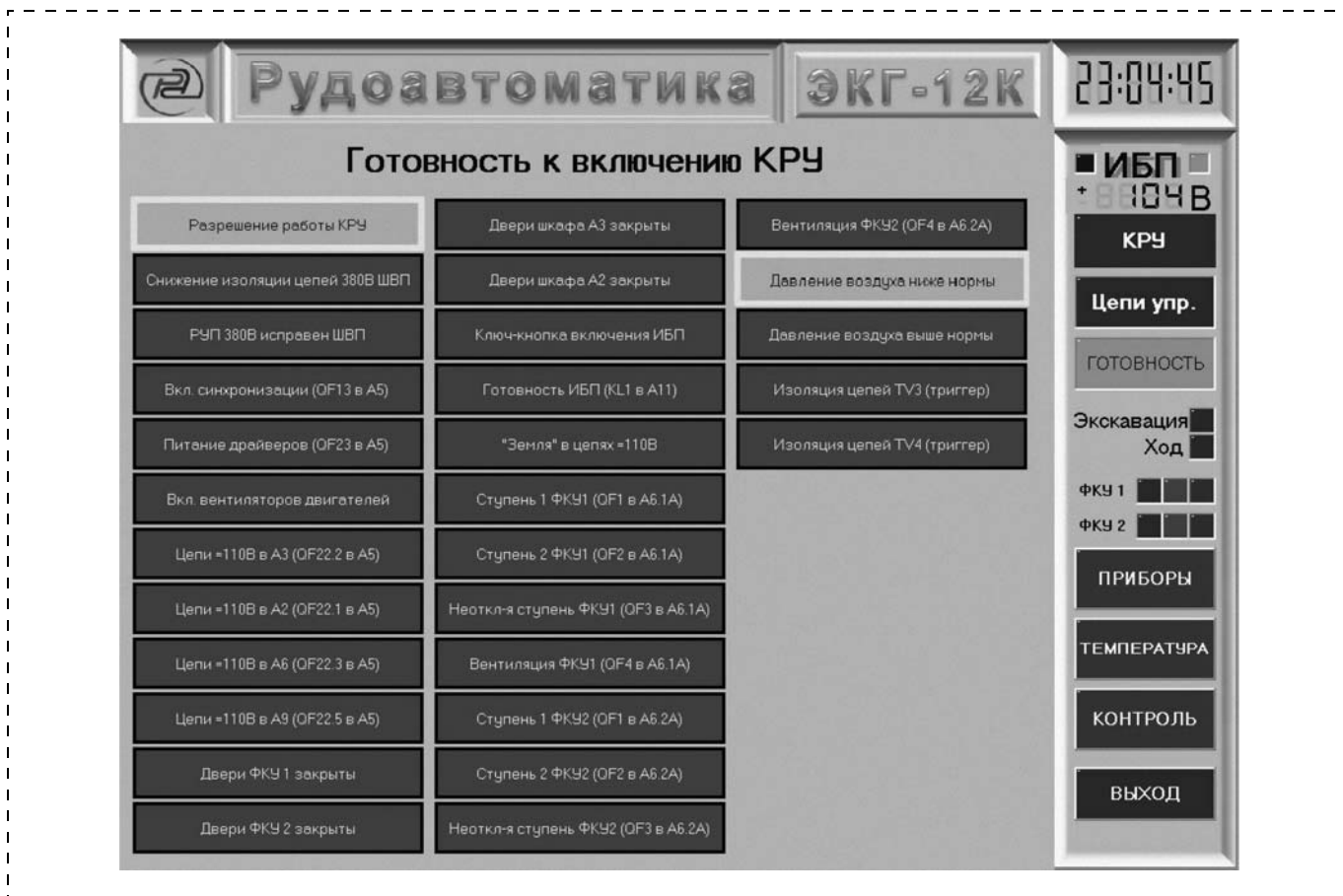


Рис. 8. Окно ошибки: темные поля – нормальное состояние цепей управления; светлые поля – нештатное состояние цепей

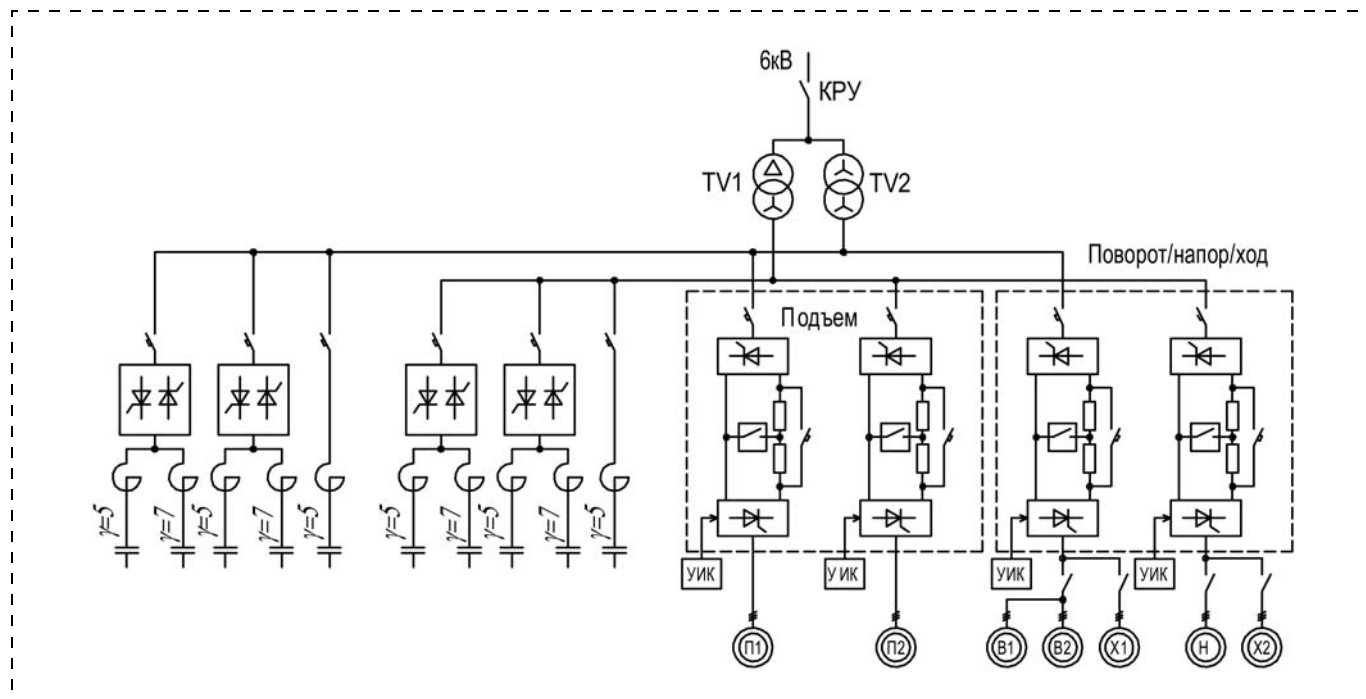


Рис. 9. Структурная схема НКУ на переменном токе по системе УВ-АИТ-АД для экскаватора ЭКГ-12К

В случае неисправности, отключения, аварии на монитор выводится окно ошибки. Например, отключение КРУ из-за снижения давления воздуха в системе (рис. 8).

Данные битового пространства можно сохранить во флэш-памяти на ограниченный период времени (сутки, неделю, несколько месяцев), затем расшифровать и просмотреть процессы (например, те же процессы на рис. 6) в интересующем месте ("черный ящик").

Рассмотренные выше НКУ с сетевым программным управлением могут быть использованы для относительно простого перехода к системе переменного тока "управляемый выпрямитель—автономный инвертор тока—асинхронный двигатель" (УВ-АИТ-АД) с частотно-токовым управлением (рис. 9).

Сравним схемы на рис. 2 и 9. Очевидно, что энергетическая установка на обоих рисунках аппаратно (трансформаторы и фильтры) одна и та же (вверху и слева). Что касается реверсивных преобразователей (рис. 2 — квадратики справа), то их необходимо разделить на управляемые выпрямители (рис. 9 — квадратики справа вверху внутри обведенных пунктиром зон) и автономные инверторы тока или коммутаторы (рис. 9 — квадратики справа внизу внутри обведенных пунктиром зон). Коммутатор придется дополнить узлом искусственной коммутации УИК (рис. 9 — квадратики ниже обведенных пунктиром зон) на базе блоков

управления (см. рис. 3) или возбуждателей (см. рис. 2 или 3).

Конструкция шкафа позволяет это сделать. К коммутатору подключается асинхронный двигатель с датчиком частоты вращения. При той же мощности двигателя тепловые нагрузки преобразователя частоты вдвое больше, что требует улучшения охлаждения. Такая возможность предусмотрена.

Все остальное выполняется перепрограммированием сети. Алгоритмы управления преобразователями частоты предварительно проработаны. Подобная система электропривода была установлена фирмой "Дженерал Электрик" на экскаваторе В295 фирмы "Бюсайрус-Ири", однако проблема рекуперации энергии на ней решена не была.

Очевидно, что положительные свойства управляемости, динамики, надежности и энергетичности в предложенной системе переменного тока (см. рис. 9) остаются на том же уровне, что и в системе постоянного тока (см. рис. 3) (так как наполовину, со стороны сети, это та же система ТП-Д), а может и превосходят их по некоторым позициям.

Однако проблема на сегодняшний день состоит в том, что пока нет отечественных серийно выпускаемых двигателей переменного тока экскаваторного исполнения для регулируемых электроприводов. Нам подошли бы фактически асинхронные машины на стандартное напряжение 0,4 кВ.

УДК 622.6.002.5

Ю. Д. Тарасов, д-р техн. наук, проф., СПГГУ, г. Санкт-Петербург

E-mail: victalex@mail.ru

Усовершенствованные схемы приемных площадок надшахтных зданий с обменом вагонеток

Описаны кинематические схемы и конструктивные элементы двух вариантов приемных площадок надшахтных зданий с обменом вагонеток при их клетевом подъеме, принцип действия с рекомендациями по выбору основных параметров оборудования.

Ключевые слова: приемные площадки, надшахтные здания, клетевой подъем, обмен вагонеток, усовершенствованные схемы, надежность работы.

Yu. D. Tarasov

Advanced Schemes of Reception Platforms for Over Mine Buildings with an Exchange of Trolleys

In a paper the description of kinematic schemes and constructive elements of two variants of reception platforms of over mine buildings with an exchange of trolleys is given at their cager lifting. The principle action of reception platforms with recommendations for choice of main equipment parameters is described.

Keywords: reception platforms, over mine buildings, cager lifting, exchange of trolleys, advanced schemes, reliability of work.

Предлагаемые технические решения относятся к механизации обмена вагонеток в надшахтном здании при клетевом подъеме и направлены на существенное улучшение его технико-экономических показателей по сравнению с известными техническими решениями. Например, известная приемная площадка надшахтного здания при подъеме грузовых вагонеток в неопрокидываемых клетях содержит размещенные на перекрытии здания и примыкающие к стволу наклонные в сторону выкатывания вагонетки из клетки первые рельсовые пути, два снабженных рельсами приемных устройства для вагонеток в виде платформ с возможностью накатывания на них и стопорения вагонеток, круговой опрокидыватель для вагонетки с примыкающими к нему вторыми параллельными первым наклонными рельсовыми путями, ориентированные перпендикулярно к ним дополнительные рельсовые пути с возможностью перемещения по ним соответственно платформ с грузовой и порожней вагонетками, приводные канатные лебедки для

перемещения платформ по дополнительным рельсовым путям [1]. Известно также техническое решение, в соответствии с которым для выталкивания вагонеток с платформ используются самоходные колесно-рельсовые толкатели с выдвижными хоботами с возможностью их взаимодействия с грузовой вагонеткой при ее подаче в опрокидыватель и с порожней вагонеткой при ее подаче в клеть.

Однако недостатками известных приемных площадок являются сложность конструкции и определенные сложности при автоматизации процесса обмена вагонеток со снижением надежности работы обменного комплекса. Ниже рассмотрены два из разработанных автором четырех вариантов модернизированных приемных площадок надшахтных зданий с обменом вагонеток.

Предлагаемые технические решения [2, 3], разработанные на кафедре горных транспортных машин Санкт-Петербургского государственного горного университета, направлены на упрощение конструкций оборудования комплекса и процесса автомати-

защиты управления средствами механизации обмена вагонеток с повышением надежности их работы.

Приемная площадка надшахтного здания с обменом вагонеток по первому варианту (рис. 1) содержит размещенные на перекрытии 1 надшахтного здания примыкающие к стволу 2 и наклонные в сторону выкатывания вагонетки 3 из клетки 4 первые рельсовые пути 5 и 6, круговой опрокидыватель 7 для вагонетки 3 с примыкающими к нему вторыми параллельными первым (5 и 6) наклонными рельсовыми путями 8 и 9, ориентированные перпендикулярно к ним дополнительные рельсовые пути 10 и 11. В створе с первыми 5, 6 рельсовыми путями размещены приемные устройства в виде платформ 12 и 13 с возможностью примыкания их рельсов 14 и 15 к первым рельсовым путям 5 и 6 и перемещения платформ 12 и 13 по первым 10 и вторым 11 дополнительным рельсовым путям. До-

полнительные рельсовые пути 10 и 11 закреплены на рамах 16 и 17, которые с помощью размещенных в их средних частях шарниров 18 и 19 установлены на перекрытии 1 здания с возможностью поворота в вертикальной плоскости. Рамы 16 и 17 одними из своих свободных концов кинематически связаны с приводами в виде силовых цилиндров 20 и 21 со штоками 22 и 23. Силовые цилиндры 20 и 21 с помощью шарниров 24 и 25 установлены на стойках 26 и 27 перекрытия 1. Оба свободных конца 28, 29 и 30, 31 каждой рамы 16 и 17 с закрепленными на них рельсами 10 и 11 отогнуты вверх, а длина каждого отогнутого участка рам выбрана с учетом размещения на нем платформ 12, 13 с вагонеткой 3. При этом углы α перегибов 32, 33 рамы 16 под первым дополнительным рельсовым путем 10 приняты равными самокатному уклону для грузовой вагонетки 3, а углы α перегибов 34, 35 рамы 17 под вторым рельсовым путем 11 приняты равными самокатному уклону для порожней вагонетки 3 с учетом потери высоты вагонеткой 3 на первых 6, 5 и вторых 8, 9 рельсовых путях; 36, 38, 39 и 37, 40, 41 — упоры на первом 10 и втором 11 дополнительных рельсовых путях. В створах с первым 6 (перед стволом 2) и вторым 8 (перед опрокидывателем 7) рельсовыми путями на перекрытии 1 здания стационарно установлены толкатели 43 и 42.

Процесс обмена вагонеток в надшахтном здании по первому варианту осуществляется следующим образом. После остановки и фиксации на кулаках поднятой по стволу 2 клетки 4 грузная вагонетка 3 расстопоривается и по первому рельсовому пути 5 самокатом накатывается на рельсы 14 платформы 12, которая размещена горизонтально, поскольку рама 16 перед этим с помощью силового цилиндра 20 была повернута вокруг шарнира 18 по часовой стрелке, благодаря чему свободный конец 28 рамы 16 занял горизонтальное положение с его размещением на перекрытии 1. После размещения и фиксации на платформе 12 грузной вагонетки 3 включается силовой цилиндр 20, который с помощью штока 22 поворачивает раму 16 против часовой стрелки таким образом, что второй отогнутый конец 29 рамы 16 оказывается в горизонтальном положении с упором на перекрытие 1. За счет наклонного положения рамы 16 платформа 12 с находящейся на ней грузной вагонеткой 3 самокатом перемещается по первому дополнительному рельсовому пути 10 и фиксируется упором 37 на втором отогнутом конце 29 рамы 16 в створе со вторым рельсовым путем 8. Аналогичным образом, после освобождения платформы 13 от оче-

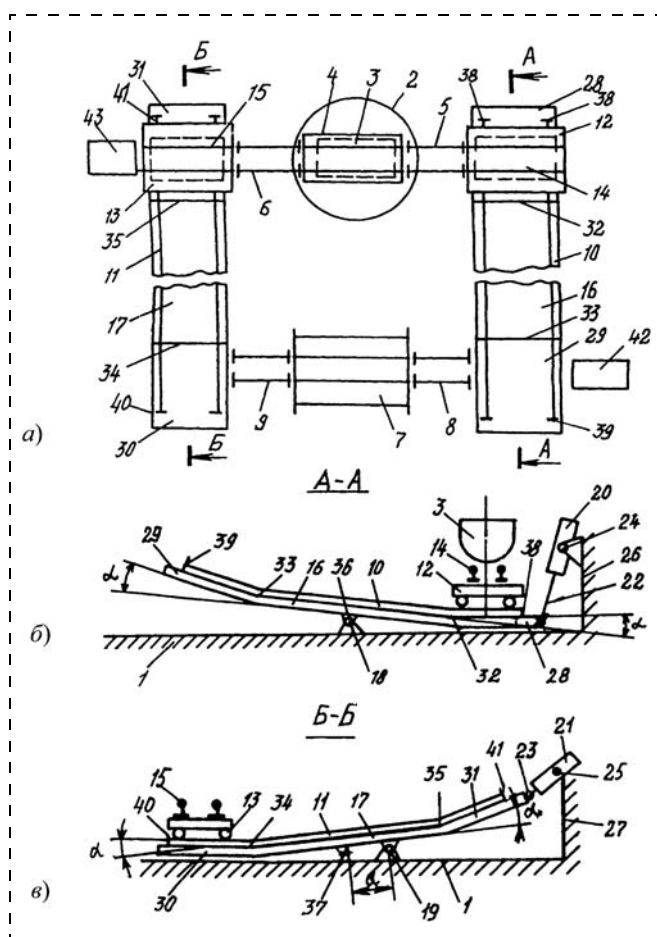


Рис. 1. Приемная площадка надшахтного здания по первому варианту: а — план перекрытия с расположением оборудования, соответствующим моменту, предшествующему выкатыванию грузной вагонетки из клетки; б — разрез А-А при расположении рамы с первым дополнительным рельсовым путем в момент приема грузной вагонетки на платформу; в — разрез Б-Б при расположении рамы со вторым дополнительным рельсовым путем перед приемом порожней вагонетки с опрокидывателя

редной порожней вагонетки 3 (которая в клетке 4 опускается в шахту) платформа 13 по второму дополнительному рельсовому пути 11 возвращается к опрокидывателю 7, размещаясь в створе со вторым рельсовым путем 9. После расстопоривания вагонетки 3 на платформе 12 она самокатом или с помощью толкателя 42 закатывается в опрокидыватель 7, в котором разгружается. После разгрузки вагонетки 3 в опрокидывателе 7 она закатывается на платформу 13. С помощью силового цилиндра 21 рама 17 поворачивается по часовой стрелке, а платформа 13 с порожней вагонеткой 3 перекачивается по второму дополнительному рельсовому пути 11 к стволу 2. После освобождения от очередной грузовой вагонетки пришедшей с соответствующего горизонта шахты клетки 4 порожняя вагонетка 2 самокатом или с помощью толкателя 43 заталкивается в клетку 4, которая вместе с порожней вагонеткой 3 опускается на соответствующий горизонт шахты. После этого цикл обмена повторяется по описанной выше схеме.

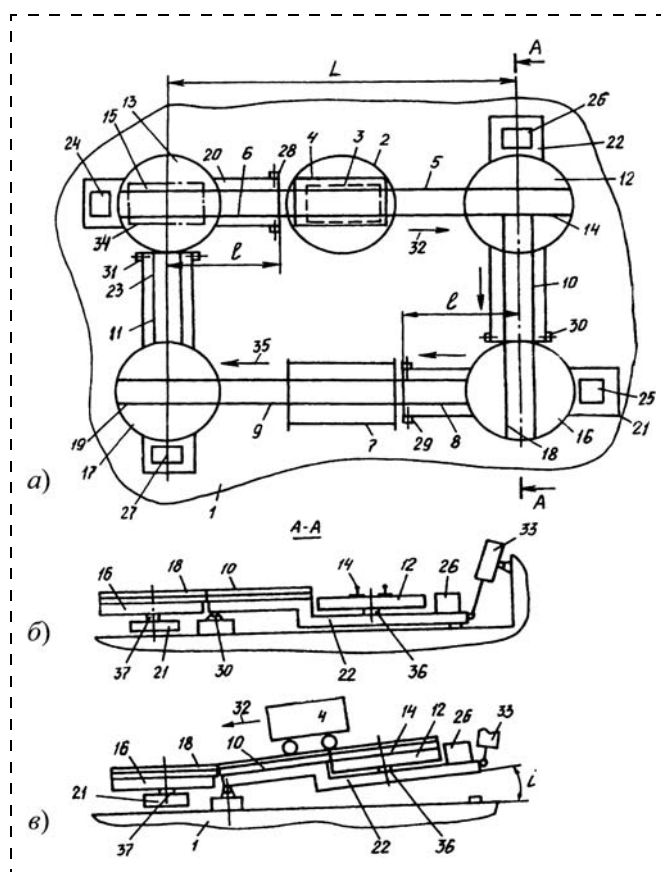


Рис. 2. Приемная площадка надшахтного здания по второму варианту: а — план перекрытия с расположением оборудования, соответствующим моменту, предшествующему выкатыванию грузовой вагонетки из клетки; б — разрез А-А при расположении рамы с поворотным кругом и первым дополнительным рельсовым путем в момент приема грузовой вагонетки на поворотный круг; в — то же, в момент самокатного движения вагонетки

Техническое решение по первому варианту позволяет упростить конструкцию обменного комплекса и автоматизацию управления средствами механизации обмена вагонеток, существенно повысить надежность работы комплекса за счет исключения канатных механизмов передвижения тележек с вагонетками между стволом и опрокидывателем, а также исключить необходимость использования датчиков, контролирующих положение тележек.

Приемная площадка надшахтного здания с обменом вагонеток по второму варианту (рис. 2) содержит размещенные на перекрытии 1 надшахтного здания и примыкающие к стволу 2 с клетью 3 с грузовой вагонеткой 4 первые рельсовые пути 5 и 6, круговой опрокидыватель 7 для вагонетки 4 с примыкающими к нему вторыми параллельными первым (5 и 6) рельсовыми путями 8 и 9. Перпендикулярно к путям 5, 6 и 8, 9 размещены дополнительные рельсовые пути 10 и 11. В створе с первыми 5, 6 рельсовыми путями размещены приемные устройства в виде поворотных кругов 12 и 13 с закрепленными на них отрезками рельсовых путей 14 и 15 с возможностью примыкания рельсов 14 и 15 к первым рельсовым путям 5, 6. В створе со вторыми рельсовыми путями 8, 9 размещены приемные устройства в виде поворотных кругов 16 и 17 с закрепленными на них отрезками рельсовых путей 18 и 19. Рельсовый путь 6 перед стволом 2 и рельсовый путь 8 перед опрокидывателем 7, а также каждый дополнительный рельсовый путь 10 и 11 закреплен на рамах 20, 21 и 22, 23. На каждой из этих рам размещены снабженные приводами 24, 25 и 26, 27 поворотные круги 13, 16 и 12, 17. Все рамы 20, 21 и 22, 23 с помощью шарниров 28, 29 и 30, 31 установлены на перекрытии 1 надшахтного здания с возможностью поворота рам в вертикальной плоскости. Причем шарниры 28–31 рам размещены по направлению движения 32 вагонетки 4 соответственно перед поворотным кругом 16 рамы 21 с рельсовым путем 8, примыкающим к опрокидывателю 7, перед самым опрокидывателем 7, перед поворотным кругом 13 с рельсовым путем 6, примыкающим к стволу 2, и перед самым стволом 2.

При этом углы i поворота рам 22 и 23 дополнительных рельсовых путей 10 и 11 выбраны из условия обеспечения самокатного движения соответственно грузовой 4 и порожней вагонеток, а углы поворота рам 13 и 21 рельсовых путей 15 и 8, расположенных в створах со стволом 2 и опрокидывателем 7, из условий выталкивания порожней вагонетки грузовой вагонетки из клетки 3 и выталки-

вания грузовой вагонеткой порожней вагонетки из опрокидывателя 7. Параметры комплекса выбираются из следующих их взаимных соотношений:

$$i_{\Gamma} > w_{\Gamma}; i_{\Pi} > w_{\Pi}; i_c l > 0,5w_{cp}L[1 + G_0^{-1}(G_0 + G)];$$

$$i_o l > 0,5w_{cp}L[1 + G_0(G_0 + G)^{-1}],$$

где i_{Γ}, i_{Π} – уклоны первого и второго дополнительных рельсовых путей; w_{Γ}, w_{Π} – коэффициенты сопротивления движению грузовой и порожней вагонеток; l – расстояние от осей дополнительных рельсовых путей 11, 10 до кромок первых 6 и вторых 8 рельсовых путей, примыкающих к рельсовым путям соответственно в клетки 3 и в опрокидывателе 7 первых 6 и вторых 8 путей до их кромок, примыкающих к рельсовым путям соответственно в клетки 3 и в опрокидывателе 7; i_c, i_o – уклоны первого 6 и второго 8 рельсовых путей перед стволом 2 и опрокидывателем 7 со стороны входа в них порожней и грузовой вагонеток; w_{cp} – среднее значение коэффициента сопротивления движению грузовой и порожней вагонеток; L – расстояние между осями первого 10 и второго 11 дополнительных рельсовых путей; G_0, G – масса соответственно порожней вагонетки и ее грузоподъемность.

Каждая рама 20–23 кинематически связана с приводом ее поворота в виде силового цилиндра 33 с регулируемым ходом штока; 34 – положение порожней вагонетки перед операцией обмена грузовой и порожней вагонеток в клетки 3; 35 – направление движения порожней вагонетки; 36 и 37 – оси поворотных кругов 12 и 16.

Процесс обмена вагонеток в надшахтном здании по второму варианту осуществляется следующим образом. После остановки и фиксации на кулаках поднятой по стволу 2 клетки 3 грузовой вагонетка 4 расстопоривается. Рама 20 с поворотным кругом 13 и находящейся на нем порожней вагонеткой с помощью силового цилиндра 33 поворачивается относительно шарнира 28 на угол i , занимая наклонное положение, аналогичное показанному на рис. 2, в. После расстопоривания порожняя вагонетка скатывается по рельсовому пути 6 и выталкивает грузую вагонетку 4 из клетки 3. После освобождения поворотного круга 13 от порожней вагонетки поворотный круг 13 с помощью привода 24 поворачивается на 90° до совмещения в плане отрезка рельсового пути 15 с дополнительным рельсовым путем 11, а рама 23 с помощью силового цилиндра поворачивается относительно шарнира 28 и занимает горизонтальное положение. Грузовая вагонетка 4 после ее выталкивания из

клетки 3 порожней вагонеткой по первому рельсовому пути 5 самокатом накатывается на рельсы 14 поворотного круга 12 и стопорится на нем. После этого поворотный круг 12 с вагонеткой 4 с помощью привода 26 поворачивается таким образом, чтобы отрезок рельсового пути 14 совпал с дополнительным рельсовым путем 10. Далее включается силовой цилиндр 33, который поворачивает раму 22 относительно шарнира 30 на угол, соответствующий уклону i . Грузовая вагонетка 4, находящаяся на поворотном круге 12, расстопоривается и самокатом перемещается по дополнительному рельсовому пути 10 с переходом на отрезок рельсового пути 18 поворотного круга 16, на котором стопорится. С помощью привода 25 поворотный круг 16 поворачивается в горизонтальной плоскости до совмещения отрезка рельсового пути 18 на поворотном круге 16 с рельсовым путем 8, закрепленном на раме 21. После этого рама 21 с помощью силового цилиндра поворачивается в вертикальной плоскости относительно шарнира 29 на угол, соответствующий уклону i . После расстопоривания грузовой вагонетка 4 самокатом скатывается по рельсовому пути 8 и выталкивает порожнюю вагонетку из опрокидывателя 7. Порожняя вагонетка по рельсовому пути 9 закатывается на отрезок рельсового пути 19 поворотного круга 17, на котором стопорится. Далее с помощью привода 27 поворотный круг 17 разворачивается в горизонтальной плоскости до совмещения отрезка рельсового пути 19 с дополнительным рельсовым путем 11. С помощью силового цилиндра рама 21 поворачивается относительно шарнира 31 и занимает наклонное положение с расчетным углом наклона i . Порожняя вагонетка расстопоривается и самокатом по дополнительному рельсовому пути 11 переходит поворотный круг 13, размещаясь на закрепленном на нем отрезке рельсового пути 15. С помощью привода 24 поворотный круг 13 с порожней вагонеткой разворачивается в горизонтальной плоскости до совмещения отрезка рельсового пути 15 с рельсовым путем 6. Далее цикл обмена вагонеток повторяется в последовательности, описанной выше.

При этом благодаря тому, что силовые цилиндры 33 приводов рам 20–23 выбраны с регулируемыми ходами штоков силовых цилиндров 33, в процессе эксплуатации комплекса имеется возможность корректировать уклоны рельсовых путей 6, 8 и 10, 11 в зависимости от ходовых качеств вагонеток.

Предлагаемое второе техническое решение обеспечивает обмен вагонеток при стационарном раз-

мещении всего оборудования и без потери высоты при движении вагонеток в пределах заданной отметки перекрытия надшахтного здания, позволяет упростить конструкцию обменного комплекса и автоматизацию управления средствами механизации обмена вагонеток, повысить надежность работы комплекса.

Использование описанных технических решений позволит существенно улучшить технико-экономические показатели шахтного подъема за счет уменьшения эксплуатационных расходов, исключения простоев обменного комплекса и шахтного подъема и надежности его эксплуатации.

Список литературы

1. Пухов Ю. С. Рудничный транспорт. М.: Недра, 1991. С. 326–328. Рис. 19.2 в.
2. Пат. РФ № 2336418 Приемная площадка надшахтного здания с обменом вагонеток / Тарасов Ю.Д. Заявлено 15.03.2007 № 2007109505, МПК E21F 13/00. Опубл. 20.10.2008, Бюл. № 29.
3. Пат. РФ № 2352515 Приемная площадка надшахтного здания с обменом вагонеток / Тарасов Ю.Д. Заявлено 24.09.2007 № 2007135372, МПК B66B 12/00. Опубл. 20.04.2009, Бюл. № 11.

Поздравляем юбиляра!



Исполнилось 80 лет профессору кафедры "Горные машины и оборудование" Московского государственного горного университета, доктору технических наук **Игору Леонидовичу Пастоеву**.

Окончив в 1955 г. Московский горный институт и получив квалификацию горного инженера-механика, Игорь Леонидович начал свою трудовую деятельность мастером на Малаховском экспериментальном заводе угольного машиностроения. Он принимал непосредственное участие в изготовлении новейших образцов горных машин, которые экспонировались на Брюссельской Всемирной выставке в 1957 г. В 1961 г. Игорь Леонидович поступил в аспирантуру на кафедру "Горные машины и комплексы" (руководитель А. В. Топчиев).

Будучи аспирантом, Игорь Леонидович участвовал в разработке автоматизированного стругового агрегата СА и руководил промышленными испытаниями опытных образцов этих агрегатов на шахтах Подмосковского угольного бассейна.

В 1964 г. Игорь Леонидович перешел работать на кафедру "Горные машины и комплексы" ассистентом, а после защиты кандидатской диссертации – доцентом. В это время Игорь Леонидович продолжил научную работу в области угледобывающих агрегатов и принял активное участие в разработке фронтального агрегата Ф-1 по проблеме "Шахта будущего".

Обобщение результатов проведенных исследований и испытаний агрегатов позволило Игорю Леонидовичу внести существенный вклад в разработку научных основ создания автоматизированных агрегатов для добычи угля без присутствия людей в забое. Им решена проблема управляемости вождения агрегата по пласту полезного ископаемого. В 1987 г. он защитил диссертацию на соискание степени доктора технических наук.

Игорь Леонидович является крупным ученым в области горного машиностроения. Им опубликовано более 150 печатных работ, получено 25 авторских свидетельств на изобретения в области агрегатов, подготовлено 15 кандидатов наук.

Профессор И. Л. Пастоев ведет большую педагогическую работу. Он читает лекции по дисциплинам "Гидромеханика", "Гидравлика", "Гидропривод". Им опубликованы учебники и значительное количество учебных пособий, подготовлено более 150 горных инженеров-механиков.

Игорь Леонидович – член двух специализированных Советов по защитах докторских и кандидатских диссертаций.

За успехи в педагогической работе и научной деятельности Игорю Леонидовичу присвоены звания "Почетный работник высшего профессионального образования" и "Заслуженный работник МГГУ". Ему присуждена премия им. А. М. Терпигорева, а за трудовые успехи он награжден четырьмя медалями.

Коллеги по работе и друзья сердечно поздравляют Игора Леонидовича с юбилеем, желают ему доброго здоровья, творческих успехов и благополучия!

УДК 622.232.72.(088.8)

В. И. Медведков, д-р техн. наук, проф., **А. А. Сидоренко**, канд. техн. наук, доц.,
П. Ю. Ланков, канд. техн. наук, асс., СПГГУ, г. Санкт-Петербург

E-mail: vimedvedkov@yandex.ru

Механогидравлический снаряд для проведения скважин

Рассмотрена возможность проведения восстающих скважин без применения подающих штанг. Предложен способ подтягивания режущего органа за счет периодического анкерования его в стенки авангардно проводимой скважины малого диаметра. Получено существенное снижение трудоемкости обслуживания буровой установки. Показана возможность использования установки на шахтах традиционной технологии при углах подъема скважины более 20°.

Ключевые слова: скважинный снаряд, способ подтягивания, водяной привод, угол наклона скважины.

V. I. Medvedkov, A. A. Sidorenko, P. Yu. Lankov

Mechanical Gear with Hydraulic Power for Drilling Chinks

In this article it is shown technology to drilling upwards chinks, without application of stationary pressure head rams. Main idea is to use instant forward of short chink of small diameter to fasten main drilling machine inside main chink and move it in process of chink drilling and deepening. It is shown significant decrease in labor input of operations with this technology in comparison with traditional ways. This technology applicable for chinks with more than 20° from horizontal.

Keywords: borehole gear, pull-up method, water drive, borehole angulation.

Идея бесштанговой подачи буровых установок появилась на базе проблем гидрошахт, но развитие может получить и для шахт обычной технологии. В частности, возникла необходимость увеличить темпы проведения скважин (камер) при обработке тонких пластов с закладкой выработанного пространства или поддержания кровли на целиках заданной податливости (рис. 1). Анализ показал выгоду применения комплекса КМД (рис. 2, [1]), предназначенного для работы в условиях крутых пластов.

Техническая характеристика комплекса КМД-72 [10]

Угол наклона пласта, °	45...80
Производительность комплекса, т/мин	2
Длина очистной камеры, м	60...120
Ширина камеры, м	1,2...3,6
Усилие подачи, кН	250
Скорость подачи, м/мин:	
рабочая	0...2
маневровая	4
Габаритные размеры (в транспортном положении), мм	3200 × 600 × 2400
Масса, т	10

Согласно проекту разработчика (Донгипроуглемаш) комплексом КМД-72 проводят восстающую камеру [1] шириной 1,2 м прямым ходом сна-

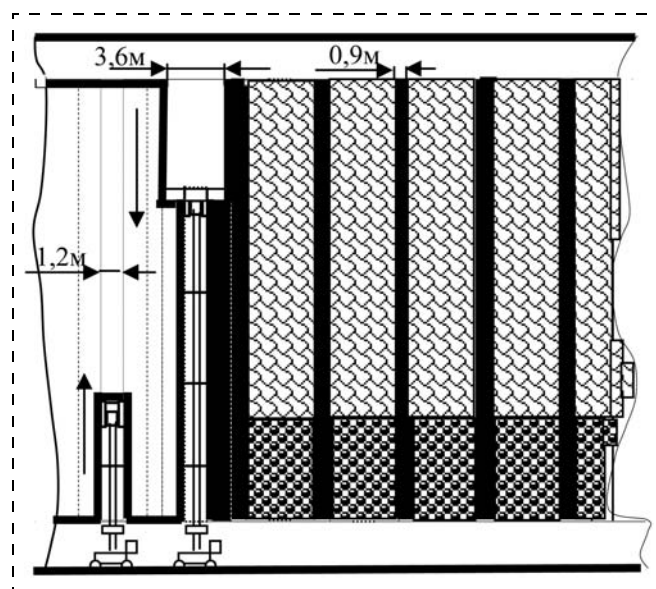


Рис. 1. Работа комплекса КМД по технологической схеме с оставлением межкамерных целиков угля заданной податливости

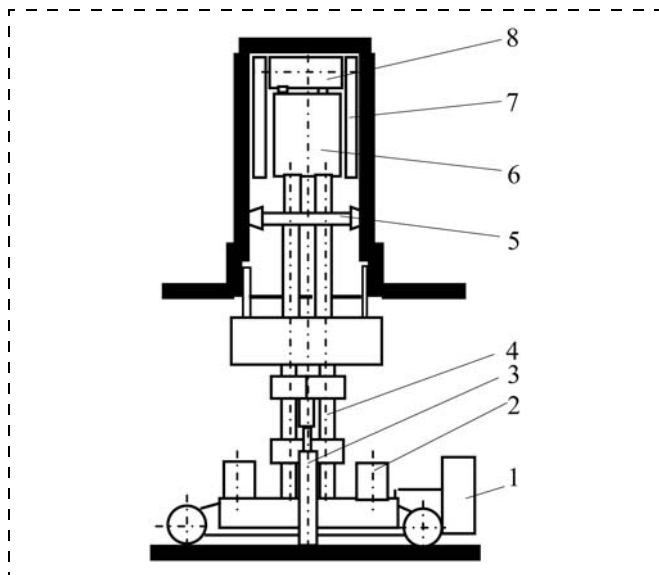


Рис. 2. Комплекс КМД:
 1 – пульт, 2 – электродвигатель, 3 – гидроцилиндр подачи, 4 – штанга, 5 – фонарь, 6 – редуктор, 7 – подрезной бар, 8 – режущий барабан

ряда. Обратным ходом после оснащения рабочего органа режущими барабанами-расширителями расширяют эту камеру до 3,6 м, оставляя на границе с ранее проведенной камерой целик "заданной податливости" (на рис. 1 шириной 0,9 м). Этот целик должен предотвращать обрушение кровли в ранее проведенной камере, по крайней мере, до момента окончания проведения рассматриваемой камеры.

В это время второй машиной, входящей в лавокомплект, проводят очередную восстающую камеру шириной 1,2 м.

Институтом "ВНИИГидроуголь" под руководством канд. техн. наук А. В. Косилова был испытан такой комплекс в промышленных условиях на пласте с углом падения до 20° (обозначен КМД-72-01) при проведении восстающей камеры без последующего расширения с холостым спуском головного снаряда на нижний штрек. Для выгрузки угля из камеры и организации водяной завесы была использована технологическая вода с расходом $\leq 0,04 \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении $\geq 0,5 \text{ МПа}$, подаваемая в забой по рукаву диаметром 100 мм.

Проектная техническая скорость подвигания забоя прямоугольного сечения площадью примерно $0,6 \text{ м}^2$ прямым ходом режущего рабочего органа комплекса КМД-72 заявлена до 2 м/мин, фактически такая скорость по варианту А. В. Косилова составила 1,5 м/мин, что не противоречит проектным данным. Но сменные темпы проведения скважины не превысили 40 м и были признаны

неудовлетворительными. Так как потеря темпов напрямую была связана с затратами времени на наращивание-сокращение подающих штанг и рукава внутренним диаметром 100 мм, возникла задача поиска технических решений по снижению продолжительности указанных операций.

Предложен [2] механогидравлический скважинный снаряд (МГС) с подающим гидроцилиндром 9 (рис. 3), шток 3 которого выполнен полым. На переднем конце штока смонтирован объемный водяной гидродвигатель 1 (ДМС) с режущей коронкой [3, 4]. На части наружной поверхности штока смонтированы анкерующие башмаки 2, управляемые масляными сервоприводами [3, 5]. Гидроцилиндр 9 закреплен на раме 8 снаряда, на которой также закреплены два гидродвигателя 7 (ДМ) с буровыми коронками 4 и редукторами 6.

ДМ – двигатель (высоко) моментный; объемный, шиберный, двухкамерный, с качающимися шиберами, с подводом и отводом энергоносителя через корпус. Может работать на воде, масле, эмульсии.

ДМС – двигатель (высоко) моментный скважинный.

По принципу действия эти двигатели не отличаются друг от друга. Различие второстепенно: у ДМС отсутствуют головная опора качения и жесткий канал отвода отработавшей в рабочих камерах жидкости.

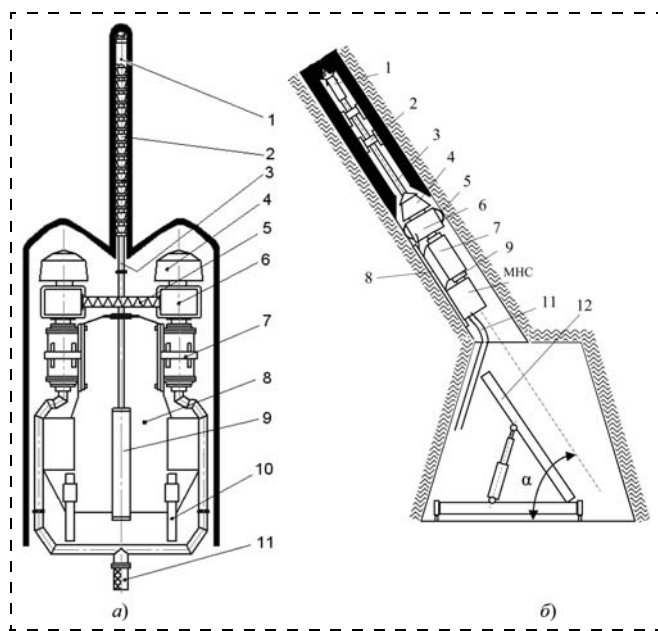


Рис. 3. Механогидравлический скважинный снаряд:
 а – вид сверху; б – вид в профиль; 1 – ДМС, 2 – анкерующие башмаки, 3 – шток, 4 – коронка, 5 – подрезающая штанга, 6 – редуктор, 7 – ДМ, 8 – рама, 9 – гидроцилиндр, 10 – устройство раскрепления, 11 – гибкий рукав, 12 – лафет

На снаряде имеются маслonaсосная станция (МНС) с водяным приводом и система автоматического управления. Вода под давлением p с расходом Q подводится к снаряду по гибкому рукаву 11.

Снаряд МГС работает способом подтягивания сокращающимся гидроцилиндром 9, шток 3 которого заанкерован в стенки опережающей скважины. Последняя небольшого диаметра (например, 100 мм) проводится при выключенных двигателях ДМ и раскрепленной в основной скважине раме 8 (устройство раскрепления 10 может быть выполнено, например, в форме подпружиненных "ножниц" [2]).

При этом работают МНС и гидродвигатель ДМС, подаваемый на забой выдвигающимся вперед штоком 3 при вращении режущего инструмента. Этот двигатель работает за счет энергии воды, подведенной к нему по полости штока 3.

В установке со снарядом МГС нет подающих штанг. Снаряд работает автоматически: бурение опережающей скважины на шаг X (не показан) гидроцилиндра 9 – анкерование штока 3 – проведение основной скважины биноклеобразного сечения на шаг X – раскрепление снаряда в основной скважине – бурение опережающей скважины на следующий шаг X и т. д.

Отметим некоторые результаты расчетов:

1. Техническая производительность снаряда возрастает в 1,8 раза (36 пог. м/ч и 20) в связи с ликвидацией простоев на монтаж подающих ставов, фонарей и рукава. Автоматическое переключение с режима проведения опережающей скважины на режим резания угля исполнительными органами МГС и обратно длится не более 10 с.

2. Эксплуатационная производительность комплекса с МГС возрастает в 3 раза за счет дополнительных эффектов, связанных с отсутствием разборок подающих ставов, рукава и фонарей при спуске снаряда обратным ходом после проведения камеры без расширения, а также с трудоемкими перебазировками штанг и другого громоздкого оборудования на новую позицию (120 и 40 пог. м/см).

Дополнительный эффект связан с ростом производительности труда при проведении камер с помощью МГС, снижением материалоемкости оборудования и повышением безопасности ведения работ.

Рассмотрим область применения установки МГС. А. В. Косиловым показано, что при гидротранспорте добычи угля снаряд типа КМД с гидротранспортом применять можно на пластах любого падения. Для установки с МГС полезная мощность гидродвигателей на цели разрушения угля $N_{\text{мех}}$ должна

быть согласована с мощностью водотока на гидротранспорт угля по скважине $N_{\text{гидр}}$, так как $N_{\text{мех}}$ реализуют двигатели, энергоносителем у которых является та же вода, т. е. при проведении камеры полным сечением снаряд потребляет максимальную энергию водотока

$$(2N_{\text{ДМ}} + N_{\text{МНС}}) \frac{1}{\eta_1} \leq N_{\text{гидр}} = (pQ)_{\text{max}}, \quad (1)$$

а при проведении опережающей скважины – минимальную:

$$(2N_{\text{МНС}} + N_{\text{ДМС}}) \frac{1}{\eta_2} = (pQ)_{\text{min}},$$

где $N_{\text{ДМ}}$, $N_{\text{ДМС}}$, $N_{\text{МНС}}$ – полезная мощность соответственно гидродвигателя ДМ режущей коронки, скважинного гидродвигателя ДМС и водяного двигателя маслостанции, который может быть выполнен по типу ДМС или турбинным; $N_{\text{гидр}}$ – мощность водотока; η_1 – полный КПД системы с тремя гидродвигателями; η_2 – полный КПД системы с двумя гидродвигателями.

При безнапорном транспорте сыпучего груза (в частности, угля) по почве выработки транспортирующая способность технологической воды зависит от уклона i этой выработки, коэффициента трения f в паре "сыпучее–почва" и от плотности сыпучего $\rho_{\text{т}}$. При этом главным показателем гидротранспорта является консистенция пульпы q . А. И. Куприным [6, с. 245] предложена полуэмпирическая зависимость консистенции от указанных параметров в виде

$$q = \frac{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{т}}} \frac{f - i}{ki}, \text{ т/т,}$$

где k – эмпирический коэффициент (0,45).

Примем для МГС плотность угля $\rho_{\text{т}} = 1300 \text{ кг/м}^3$ и коэффициент трения угля по мокрому аргиллиту $f = 0,93$ [6], тогда

$$q = 0,51(0,93 - i)/i.$$

Наша аппроксимация опытных точек (рис. 4) соответствует зависимости

$$q = Ai^{-B} \text{ при } A = 0,25 \text{ и } B = 1,28. \quad (2)$$

Зона исследований А. И. Куприна относится к уклонам $i = 0,06 \dots 0,20$, что соответствует углам наклона русла к горизонту $\alpha \approx 3 \dots 11^\circ$. Экстраполяция этих данных в сторону увеличения углов α при проведении восстающих выработок снарядом МГС дает основание предположить, что при α более 20°

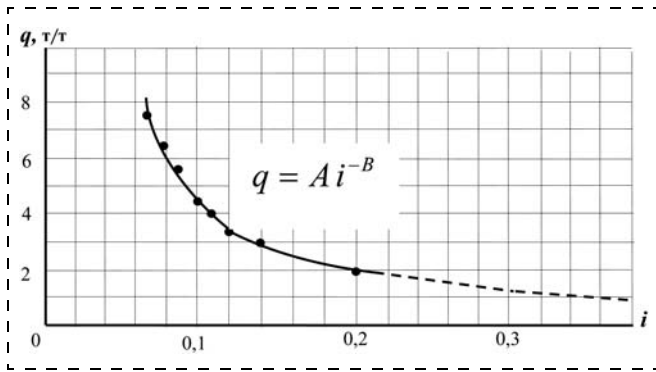


Рис. 4. Зависимость удельного расхода воды q на безнапорный транспорт угля по почве выработки от уклона почвы i (точки – опытные [6], кривая соответствует зависимости (2))

($i \geq 0,36$) на 1 кг отбитой горной массы необходимо подать в забой не больше 1 кг транспортной воды (2). Например, у снаряда с $(pQ)_{\max} \approx 65$ кВт (1) для эвакуации из забоя продуктов разрушения, добываемых с технической производительностью $\Pi_{\text{тех}} \approx 30$ т/ч, нужен расход технологической воды $Q \approx 30$ м³/ч. Этот показатель не требует перевода "сухих" шахт на гидравлическую технологию или организации системы безнапорного гидротранспорта угля по выработкам, так как в любой забой с механическим разрушением угля подается вода для пылеподавления, охлаждения режущего инструмента (и может быть для организации водяной завесы) с примерно таким же суммарным расходом.

Следовательно, снаряд МГС принципиально может быть использован по назначению на любых шахтах с углами падения пластов выше 20°. Могут проводиться скважины: вентиляционные, дегазационные, углеспускные, пульспускные, грузовые, блоковые, первичные (при отработке запасов угля пилами), разгрузочные (по нижнему слою пласта), а также относящиеся к безлюдной выемке угля с закладкой или с поддержанием кровли на угольных целиках заданной податливости (см. рис. 1). Кроме того, малый расход воды может быть подведен к МГС по рукаву сравнительно небольшого диаметра, например, $D = 50$ мм, что снизит трудоемкость управления им по сравнению с КМД-72-01.

Но снижение расхода соответственно увеличивает давление воды p на входе в МГС (рис. 5). Одно и то же значение затраченной на разрушение угля мощности $N_{\text{затр}} = pQ$ может быть получено различным сочетанием давления p и расхода Q :

$$N_{\text{затр}} = pQ; Q = q\Pi_{\text{тех}}; q = Ai^{-B};$$

$$p = \frac{N_{\text{затр}}}{Q} = \frac{N_{\text{затр}}}{q\Pi_{\text{тех}}} = \frac{N_{\text{затр}}}{Ai^{-B}\Pi_{\text{тех}}}$$

Если затраченная мощность (мощность водотока на входе в снаряд) и проектная производительность МГС известны, то давление воды на входе в МГС будет связано только с уклоном проводимой выработки

$$p = ki^{-B}; k = \frac{N_{\text{затр}}}{Ai^{-B}\Pi_{\text{тех}}} \quad (3)$$

На рис. 5 показаны кривые $Q = f(i)$ и $p = f(i)$, а также оптимальная величина давления p для питания МГС по рукаву $D = 50$ мм. Заметим, что при углах $\alpha > 16^\circ$ не обязательно стремиться к снижению консистенции q ; если пропускная способность гибкого рукава позволяет, то при некотором повышении расхода Q можно снизить входное в МГС давление p . Дополнительно заметим, что получение в шахте высоких давлений особых трудностей не представляет. Трудности могут возникнуть с пригодностью одного и того же двигателя типа ДМ (или ДМС) к различным вариантам сочетаемых параметров p и Q , с определением глубины опережающей скважины, с необходимым и достаточным для данных горно-геологических условий количеством анкеров (см. рис. 3).

В работе [4] показана сущность высокомоментных водяных гидродвигателей с качающимися шиберами (ДМ, ДМС). Пять экспериментальных модификаций подобных двигателей на мощность

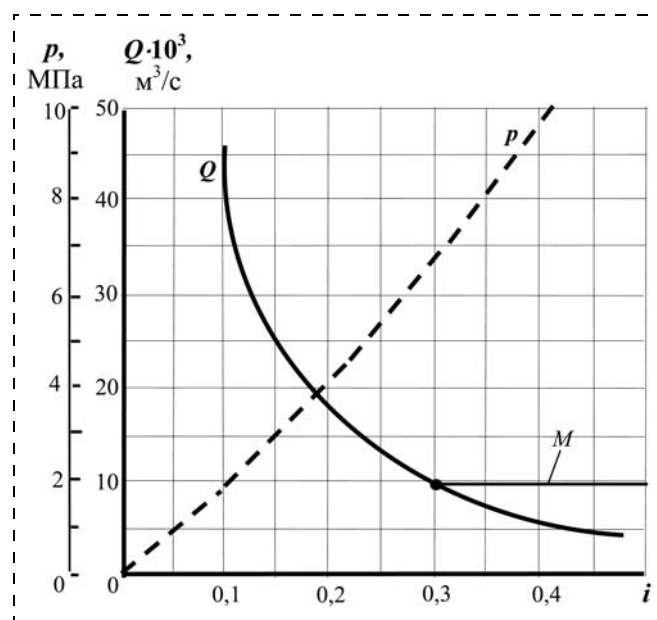


Рис. 5. Зависимость расхода и давления воды на входе в снаряд от уклона проводимой выработки при заданной производительности снаряда и постоянной мощности водотока (горизонтальная линия M соответствует расходу $Q = 36$ м³/с, который можно без больших гидравлических потерь передать по гибкому рукаву внутренним диаметром $D = 50$ мм)

до 2 кВт испытаны в лабораторных условиях в целях отработки системы распределения воды и крепления шиберов [7]. Один опытный образец на мощность 60 кВт испытан на шахте "Заречная" в Кузбассе на посадочном месте электродвигателя МАК-56 комбайна К56-МГ с положительными результатами. Принцип действия и конструкции анкерующих механизмов показаны в работах [3, 8], а о глубине забуривания при проведении опережающей скважины может дать представление работа [9].

Заметим также, что с помощью МГС возможно расширение полученной скважины после демонтирования анкера 1 (см. рис. 3) и монтажа к редукторам 6 барабанных исполнительных органов по аналогии с КМД-72 (см. рис. 1). Описанный способ подтягивания снаряда может быть использован также и при проведении скважин по породам.

Список литературы

1. **Левкович П. Е.** Технология безлюдной выемки угля: учебник / Левкович П. Е., Чаленко Н. Е., Дроздов В. Л., Пучков Б. М. М.: Техника, 1980.
2. **Пат.** RU № 2365756 С1. Механогидравлический снаряд для проведения восстающих скважин. Оpubл.

27.08.2009. Бюл. № 24 / Медведков В. И., Талеров М. П., Талеров К. П.

3. **Медведков В. И.** О параметрах бурильно-анкерующей установки / Медведков В. И., Дранов С. С., Шебин В. П. // Горное оборудование и электромеханика. № 9. 2006.

4. **Пат.** RU № 2295062 F04C 2/44, F03C 2/30. Гидродвигатель. Оpubл. 10.03.2007. Бюл. № 7 / Медведков В. И., Дранов С. С.

5. **Пат.** RU № 2286454 E21C 35/00. Анкерующий механизм бурильно-анкерующего устройства проходческого комбайна. Оpubл. 27.10.2006. Бюл. № 30 / Медведков В. И., Шебин В. П.

6. **Охрименко В. А., Куприн А. И.** Подземная гидродобыча угля: учеб. пособие для горных техникумов. М.: Недра, 1966. 324 с.

7. **Медведков В. И., Краюшкин В. Г.** Новые водяные двигатели для забойного оборудования гидрошахт / Сб. науч. тр. ВНИИгидроуголь. Новокузнецк, 1991.

8. **Пат.** RU № 2276728 E21D 9/10, E21C 35/00, 27/20. Способ удержания проходческой машины в заданном положении. Оpubл. 20.05.2006. Бюл. № 14 / Медведков В. И., Михеев О. В.

9. **Маховиков Б. М.** Повышение устойчивости легкой нарезной машины / Маховиков Б. С., Медведков В. И., Шик В. М. // Горное оборудование и электромеханика. № 6. 2006.

10. **Средства безлюдной выемки угля.** Номенклатурный каталог. М.: ЦНИЭИуголь, 1983. 41 с.

VIII ПРОМЫШЛЕННЫЙ КОНГРЕСС ЮГА РОССИИ

ВЫСТАВКИ
МЕТМАШ. СВАРКА
СТАНКОИНСТРУМЕНТ

5-7 СЕНТЯБРЯ 2012

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ОБОРУДОВАНИЕ
СВАРКА
СТАНКОСТРОЕНИЕ И ПРИБОРОСТРОЕНИЕ
МЕТАЛЛУРГИЯ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«Инновационные технологии в машиностроении и металлургии»

Ростов-на-Дону, пр. М. Нагибина, 30, тел. (863) 268-77-68, www.vertolexpo.ru

ВЕРТОЛ
выставочный центр EXPO

УДК 622.73

Ю. А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., УГГУ,
С. А. Червяков, канд. техн. наук, директор, Дивизион "Горное оборудование"
ООО "Уралмаш-Инжиниринг", г. Екатеринбург

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru

Эффективность дробления рудных материалов*

Проведено сравнение эффективности дробления рудных материалов в конусных дробилках с помощью двух способов дробления — "кусок о броню" или "кусок о кусок".

Ключевые слова: конусные дробилки, способы дробления, изометрический продукт, лещадный продукт, эффективность дробления.

Yu. A. Lagunova, S. A. Chervyakov

Efficiency Crushing Ore Materials by Means

In the article carry out comparison efficiency crushing ore materials by means of cone crushers with two methods of crushing — "piece by armour" and "piece by piece".

Keywords: cone crusher, how to split, isometric product, flakiness product, efficiency of cleavage.

В конусных дробилках разрушение материала происходит преимущественно за счет статического сжатия при скоростях деформации менее 3 м/с. Ограничение хода рабочего органа, определяющего деформацию материала в зависимости от конструкции его привода, может быть кинематическим или силовым (эксцентриковые или инерционные дробилки). В зависимости от назначения камеры дробления материал разрушается в ней двумя способами — "кусок о броню" или "кусок о кусок" (в слое).

При дроблении горных пород в конусных дробилках, реализующих способ "кусок о броню", перемещение кусков в рабочей зоне (камере дробления) происходит при их расположении по наибольшей поверхности (длине) и, соответственно, изменение размеров кусков происходит за счет уменьшения их толщины и ширины. В этом случае повышается выход кусков лещадной формы ввиду относительного увеличения длины кусков.

Проблема формы кусков готового продукта весьма актуальна.

Для производства строительных материалов очень важна правильная изометрическая (кубовидная) форма кусков, которая заложена в технологических требованиях, например, к получению строительного щебня определенных фракций. В этом случае безусловное преимущество получают конусные дробилки (КМД-1750Т7, КМД-2200Т7, КИД-1750, Н-6600, Н-7700, Н-8800), реализующие способ дробления "кусок о кусок", так как дробление материала происходит в стесненных условиях при плотной "упаковке" кусков в рабочей камере.

Однако так ли важна правильная изометрическая форма кусков при подготовке рудных материалов к обогащению? Попробуем ответить на этот вопрос, рассмотрев некоторые технологические особенности процесса рудоподготовки, понимая то, что любая дробилка — это машина "коллективная". Работу дробилки одной стадии невозможно представить вне зависимости от работы других стадий, параллельно работающих дробильных каскадов и последующих мельниц.

Механизм деформации и разрушения твердых тел существенно связан со структурой материала, которая применительно к горным породам опреде-

* Статья публикуется в редакции авторов.

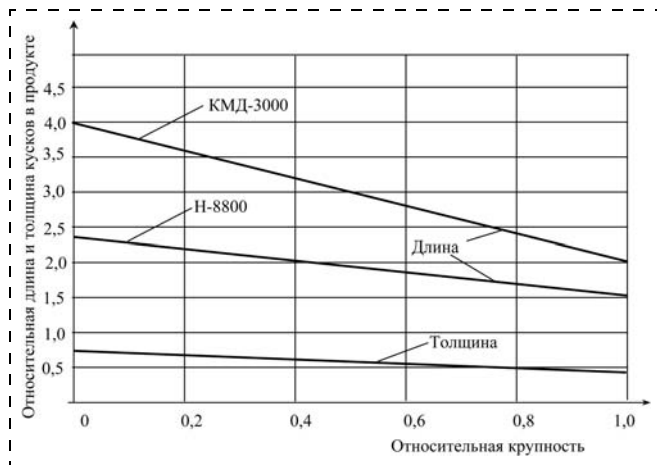


Рис. 1. Зависимость относительных размеров кусков в продукте от ширины в долях исходной крупности

ляется скрытой трещиноватостью, соответственно которой, как это экспериментально установлено [1], горные породы разрушаются при механическом воздействии. Поэтому при моделировании процесса дробления необходимо учитывать физико-механические свойства породы конкретного месторождения (региона).

При свободном разрушении материала сжатием способом "кусок о броню" камера дробления играет роль щелевого сита, классифицирующего дробимый материал по толщине куска, так как при зажатии свободного одиночного куска он стремится занять наиболее вероятное устойчивое положение с опорой на основание (длину). В случае свободного разрушения горных пород способом "кусок о броню" имеет место геометрическое подобие продуктов разрушения кусков разной крупности. При этом форма зерна продукта зависит от относительной крупности исходного материала [1]. Чем меньше питание, тем больший процент выхода кусков правильной изометрической формы (рис. 1).

Энергоемкость, определяющая затраты энергии на дробление и мощность привода дробилки, наряду с крупностью, формой, грансоставом продукта дробления и производительностью, является одной из важнейших характеристик процесса дробления. Характеристики дробимости, физико-механические свойства горных пород в зависимости от способа разрушения руды позволяют получить оценку энергетических затрат и связать их с эффективностью дробления.

Основной задачей теории дробления является установление связи между результатом дробления (грансоставом продукта) и затраченной при этом энергией [2]. При наличии модели взаимодействия дробимого материала с рабочим органом камеры

дробления можно определить грансостав продукта, усилие и мощность дробления в зависимости от крупности исходного питания.

Применив зависимость Риттингера, можно сопоставить эффективность работы двух и более дробилок по крупности полученного продукта и затраченной на его получение мощности

$$d_1 = \frac{Q_1 N_2 D_1 D_2 d_2}{Q_2 N_1 D_1 D_2 + d_2 \left(\frac{Q_1 N_2}{Q_2 N_1} D_2 - D_1 \right)}, \quad (1)$$

где d_1, d_2 – максимальный размер куска продукта, м; D_1, D_2 – максимальный размер куска питания, м; Q_1, Q_2 – производительность дробилок, м³/ч; N_1, N_2 – мощность дробилок, кВт.

Однако нельзя применять традиционные законы дробления (Риттингера, Кика-Кирпичева, Бонда) для оценки энергии, затраченной на дробление и измельчение материала только в зависимости от размера исходного и конечного куска. Необходимо учитывать всю гранулометрическую характеристику разрушаемого материала с учетом его дифференциального распределения [3, 4]. Это позволяет более точно прогнозировать расход полезной энергии на дробление и измельчение руд при их обогащении.

Специалисты ОАО "Стойленский ГОК" [5], проводя реконструкцию технологической цепочки обогащательной фабрики, пошли по пути уменьшения крупности дробленого продукта и преобразования

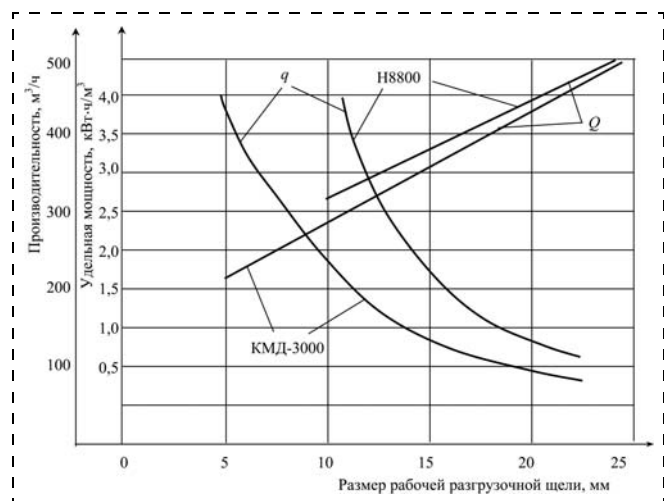


Рис. 2. Зависимость удельной мощности дробления q и производительности Q от размера разгрузочной щели конусных дробилок, реализующих способ "кусок о броню" (КМД-3000Т2) и "кусок о кусок" (Н-8800, "Sandvik")

**Технологические показатели рудоподготовки
на ОАО "Стойленский ГОК" [5]**

Показатели	1999г.	2001г.	2007г.	2010г.	2011г.
Цикл дробления					
Дробилка КСД-3000Т, шт.	4	5	4	3	2
Дробилка КМД-3000Т2, шт.	8	10	7	4	1
Дробилка Н-8800, шт.	—	—	4	8	12
Грохот ГИСТ-72, шт.	12	15	11	7	3
Грохот LF3060, шт.	—	—	4	8	12
Средняя производительность дробилок КСД, т/ч	793,2	803,4	944,8	991	1024
Содержание в дробленой руде класса –5 мм, %	35,7	45,4	44,1	53	55,4
Средневзвешенная крупность дробленой руды, мм	8,2	6,9	6,8	6,2	5,9
Цикл измельчения					
Производительность мельниц, т/ч	402,9	476,5	510,5	449	443,9
Содержание класса –0,045 мм в продукте мельниц, %	83,6	77,2	81,6	82,0	78,8
Расход электроэнергии на 1 т руды (II и III стадии дробления + измельчение и обогащение), кВт · ч/т	24,9	23,2	24,2	24,1	26,8

его формы за счет замены проектных конусных дробилок КМД-3000Т отечественного производства на дробилки Н-8800 производства фирмы "Sandvik". Произошел незначительный рост производительности на стадии дробления, но это повлекло за собой снижение производительности мельниц, снижение эффективности измельчения и увеличение расхода электроэнергии на 1 т руды (рис. 2). Проанализировав данные таблицы можно сделать следующие выводы.

Поскольку контрольные сита одинаковы, т. е. квадратные ячейки обеспечивают контроль по ширине куска, то лещадный кусок одного класса крупности имеет меньший объем по сравнению с куском правильной изометрической формы, а это обуславливает меньшие энергозатраты на измельчение или большую производительность мельниц.

Эквивалентная крупность продукта дробления, т. е. крупность "равноизмельчаемого" изометрического куска, соответствующего лещадному, оказывает существенное влияние на производительность и расход электроэнергии.

Например, по данным [5], определим эквивалентную крупность по производительности мельниц

$$Q \approx 1/d_{cp},$$

где Q – производительность мельниц, т/ч; d_{cp} – средневзвешенная крупность дробленой руды, мм.

Следовательно,

$$Q_1/Q_2 \approx d_{cp2}/d_{cp1},$$

где Q_1 – производительность мельниц при установке в технологической цепочке дробилок КМД-3000Т2; Q_2 – производительность мельниц при установке в технологической цепочке дробилок Н-8800; d_{cp1} и d_{cp2} – средневзвешенная крупность дробленой руды соответственно в дробилках КМД-3000Т2 и Н-8800.

Тогда

$$d_{cp1} = Q_2 d_{cp2} / Q_1 = 443,9 \times 5,9 / 510,5 = 5,13 \text{ мм.}$$

Эквивалентная крупность, определенная через расход электроэнергии при $E \approx d_{cp}$, где E – расход электроэнергии на 1 т руды, кВт.

Следовательно,

$$E_1/E_2 \approx d_{cp2}/d_{cp1},$$

где E_1 – расход электроэнергии при установке в технологической цепочке дробилок КМД-3000Т2; E_2 – расход электроэнергии при установке в технологической цепочке дробилок Н-8800.

Тогда

$$d_{cp1} = E_1 d_{cp2} / E_2 = 24,2 \times 5,9 / 26,8 = 5,3 \text{ мм.}$$

Вывод

Продукт неправильной (лещадной) формы является менее прочным при разрушении в мельницах, поэтому способ дробления "кусоч о броню", который реализуется в конусных дробилках КМД-3000Т2, является наиболее выгодным с точки зрения рациональных энергозатрат.

Список литературы

1. Горное оборудование Уралмашзавода / Коллектив авторов. Ответственный редактор-составитель Г. Х. Бойко. Екатеринбург: "Уральский рабочий", 2003. 240 с.
2. Лагунова Ю. А. Проектирование обогатительных машин: учебник. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 378 с.
3. Лагунова Ю. А. Оптимизация параметров дробильного оборудования на основе энергетических характеристик дробимости горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: Изд. МГГУ, 1999. № 8. С. 177–178.
4. Лагунова Ю. А. Экспериментальное определение энергетической характеристики свойств дробимости // Изв. УГГГА. Вып. 16. Сер.: Горная электромеханика. 2003. С. 53–57.
5. Крючков А. В., Чаков В. Н. Развитие и совершенствование процессов рудоподготовки на обогатительной фабрике ОАО "Стойленский ГОК" // Горный журнал. 2011. № 6. С. 57–60.

УДК 622.002.05

Л. И. Андреева, д-р техн. наук, Т. И. Красникова, инж.-технолог, А. А. Андреев, инж., К. О. Хан, инж.,
ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск

E-mail: tehnoem74@list.ru

К вопросу мониторинга условий эксплуатации и технического состояния экскаваторов циклического действия

Предложен инструмент для оценки состояния системы "экскаватор—забой/рабочая площадка".

Ключевые слова: техническое состояние, надежность техники, качество подготовки забоя, число отказов.

L. I. Andreeva, T. I. Krasnikova, A. A. Andreev, K. O. Han

To the Question of Operational Conditions and the Technical Condition of Cyclic Action Dredges Monitoring

The tool for an estimation of the system "dredge—working face/platform" condition is offered.

Keywords: technical condition, reliability of technics, quality of preparation of working face, quantity of refusals.

На карьерах и разрезах России и стран СНГ парк карьерных экскаваторов с ковшом вместимостью от 5 до 50 м³ насчитывает порядка 7000 ед., а общий объем экскавируемой горной массы на российских предприятиях с открытым способом добычи полезных ископаемых превышает 2,0 млрд т/год [3].

Несмотря на значительные финансовые вложения горно-добывающих предприятий (ГДП) в поддержание работоспособного состояния имеющейся техники и в обновление экскаваторного парка, продолжительность непроизводительной работы экскаваторов составляет 30...45 % от годового календарного фонда времени. Существующая система эксплуатации экскаваторов циклического действия характеризуется тем, что на 1 ч производительной работы экскаваторов приходится 1,5...2,0 ч простоев в различного рода ремонтах [1].

Существенные отклонения фактических значений параметров забоя и рабочей площадки (продольно-поперечный наклон > 3°; содержание фракции с диаметром куска, превышающим кондиционный, достигает 45 %; просадка грунта рабочей площадки свыше 500 мм) от значений, установленных заводом-изготовителем, значительно ухудшают

условия работы узлов и агрегатов экскаватора (рис. 1), а следовательно, и их ресурс.

Результаты наблюдений за работой экскаваторов на ряде ГДП выявили значительные потери времени на непроизводительную работу, связанную с разборкой забоя и откидыванием негабаритных кусков породы. Это в свою очередь приводит к высоким динамическим нагрузкам, накоплению дефектов и существенному ухудшению технического состояния, возрастанию числа отказов и увеличению затрат на ремонт экскаваторов. Кроме того, существенное влияние на эффективность использования экскаваторов и их техническое состояние оказывают следующие факторы: характер нагружения, температурные режимы, коррозия, свойства обрабатываемой горной массы и др. Все они в большей или меньшей степени оказывают разрушающее воздействие на элементы машин. При соблюдении рациональных параметров эксплуатации большинство дефектов, возникающих в процессе работы, не приводит к аварийным остановкам экскаваторов и устраняется во время проведения очередного ремонтного обслуживания.

Анализ результатов технического освидетельствования экскаваторов, проведенного на карьерах



а)



б)

Рис. 1. Пример установки экскаватора RH-170-B на рабочей площадке:

а – продольно-поперечный наклон рабочей площадки 10–15°, при загрузке ковша происходит подъем роликов на высоту 100...120 мм; б – падение рыхлого грунта на дорожки качения роликов гусеничных тележек

одного из ГДП, позволил выделить ряд основных факторов, влияющих на состояние узлов рабочего оборудования, в частности, на механизм напора:

- качество профилактических работ, выполняемых экипажем экскаватора;
- качество подготовки забоя (буровзрывные работы);
- навык и квалификация машиниста экскаватора.

Так, рассмотрение осциллограмм нагружения главных приводов экскаватора ЭКГ-8И при раз-

личных сочетаниях квалификации машиниста и качества подготовки забоя (рис. 2) позволило сделать выводы о том, что влияние квалификации машиниста на степень нагружения узлов экскаватора не вызывает сомнения, но при этом некачественно подготовленный забой не позволяет достичь высокой производительности и полностью реализовать функцию машиниста, вследствие его отвлечения на выполнение нефункциональной работы (откидывание негабаритов, зачистка "подошвы" забоя).

Так, при работе машиниста 3-го разряда в условиях хорошо подготовленного забоя имеют место значительные усилия в главных приводах, а также возникает сложный динамический характер их нагружения, включающий в себя знакопеременные нагрузки. При этом квалификация машиниста не является однозначно определяющей уровень нагружения. При работе машиниста 6-го разряда в условиях плохо подготовленного забоя наблюдается длительная работа приводов в режиме почти полного стопорения, а также возбуждение различного рода колебаний при отрыве ковша с горной массой от массива. Возникающий сложный динамический характер нагружения обуславливает значительные напряжения в элементах механизмов и конструкций карьерных механических лопат, что приводит к их разрушению и, как следствие, к увеличению продолжительности, трудоемкости и стоимости неплановых ремонтов [6].

Для оценки влияния качества подготовки забоя на эксплуатационные показатели и техническое состояние экскаваторов на одном из ГДП был проведен производственный эксперимент по определению параметров кусковатости взорванной

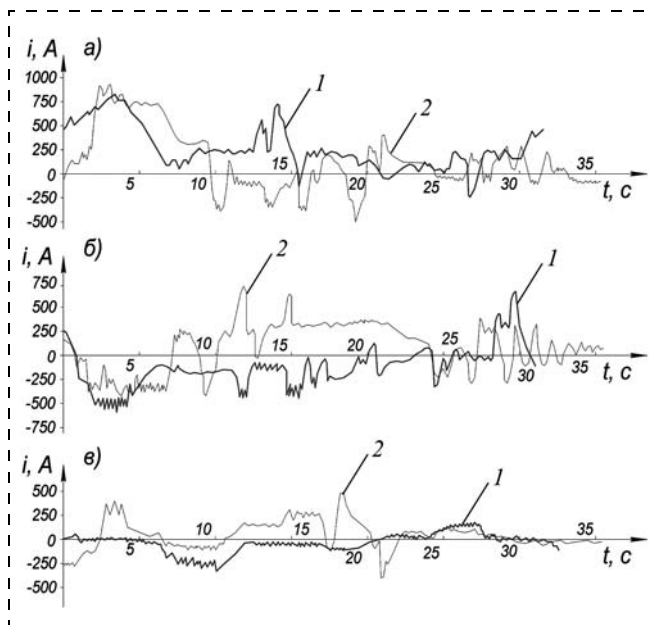


Рис. 2. Пример осциллограмм нагружения главных приводов экскаватора ЭКГ-8И:

1 – машинист высокой квалификации (6-го разряда), обработка массива после некачественного взрыва; 2 – машинист низкой квалификации (3-го разряда), обработка хорошо раздробленной горной массы; а – механизм подъема; б – механизм напора; в – механизм поворота (порода – алевролиты средней крепости) [6]

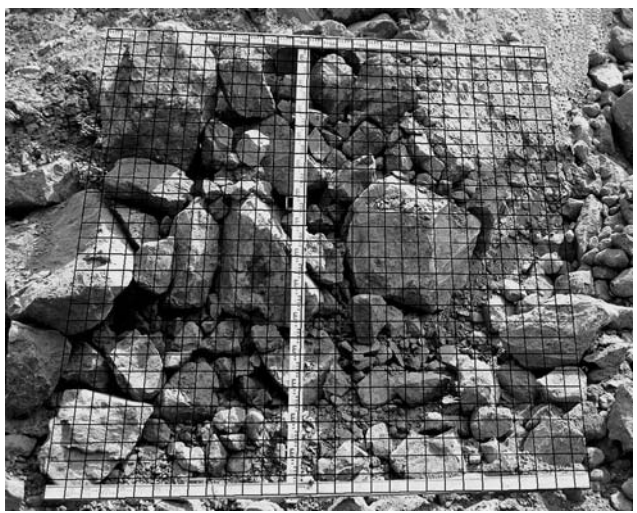


Рис. 3. Пример фотопланограммы забоя экскаватора ЭКГ-12,5

горной массы с применением планиметрического метода определения количественного соотношения в обрабатываемом массиве фракций различной крупности.

В ходе эксперимента было сделано 54 замера по 18 ед. экскаваторов. Замеры проводились при помощи трех маркшейдерских линеек длиной 3 м каждая. Фиксирование распределения горной массы осуществлялось при помощи средств фоторегистрации. Фотопланограммы каждого забоя были сделаны по трем направлениям с промежутком 45° относительно продольной линии стояния экскаватора. Обработка фотопланограмм осуществлялась в несколько этапов.

При оценке параметров кусковатости принималось отождествление диаметра куска с его средним размером, т. е. с шириной. Для определения диаметра куска на фотопланограммы была нанесена масштабная сетка (размеры каждой клетки 100 × 100 мм). Пример обработанной фотопланограммы приведен на рис. 3.

Горная масса в забое разделялась на следующие фракции:

- некондиционная – диаметр куска больше допустимого средневзвешенного;
- допустимая – диаметр куска соответствует допустимому средневзвешенному;
- мелкая – диаметр куска менее допустимого средневзвешенного.

Выход отдельных фракций крупности определялся по отношению суммарной площади кусков каждой фракции к площади фотопланограммы. При подсчете пло-

щади, занятой мелкими фракциями, учитывалась общая площадь промежутков между средними и крупными кусками. Затем был определен процент выхода каждой фракции (диаметра) для каждого забоя. Результаты эксперимента представлены в табл. 1.

Большое внимание при оценке надежности экскаваторов было уделено показателям долговечности, в частности, среднему сроку службы (ресурсу) до капитального ремонта. Для экскаватора ЭКГ-8И он составляет в среднем 8–10 лет при наработке 36...45 тыс. ч в условиях 4-й и 5-й температурных зон с устойчивой длинной зимой. Срок службы до капитального ремонта по положению о ППР составляет 6 лет, т. е. фактический срок службы в 1,5 раза выше. Ресурс до капитального ремонта экскаватора ЭКГ-8И равен 28 тыс. ч, т. е. на 40 % ниже фактически достигаемого ресурса, что свидетельствует о высоком запасе прочности базовых деталей экскаватора (нижней рамы, гусеничных рам, поворотной платформы, стрелы, зубчатого венца).

Статистическая обработка отчетных данных по аварийным остановкам экскаваторов (базовых машин ЭКГ-8И, ЭКГ-10 и их модификаций ЭКГ-6,3УС, ЭКГ-8УС) одного из ГДП позволила определить распределения числа отказов экскаваторов по основным механизмам и суммарное время на их устранение (табл. 2).

Таблица 1
Гранулометрический состав (кусковатость) горной массы в забоях одного из ГДП

Карьер	Число замеров, ед.	Марка экскаваторов	Допустимый диаметр средневзвешенного куска, мм	Доля фракции, %		
				Мелкая	Допустимая	Некондиционная
К-р 1	15	ЭКГ-6,3У ЭКГ-8И	250...300	32	34	34
				22	13	65
				50	32	18
				33	22	45
				31	25	44
К-р 2	18	ЭКГ-6,3 ЭКГ-8И	250...300	15	45	40
				19	51	30
		ЭКГ-15 RH-170 (15,6 м ³) Hitachi EX-3600 (21 м ³) Hitachi EX-5500 (27 м ³)	400...450	42	45	13
				44	50	6
				34	63	3
				34	66	—
К-р 3	21	ЭКГ-4,6 ЭКГ-5А	150...250	43	39	18
				66	31	3
		ЭКГ-6,3 ЭКГ-8И ЭКГ-10	250...300	68	29	3
				70	25	5
				53	41	6
				54	36	10
				30	65	5

Наибольшее число отказов приходится на рабочее оборудование (37 % от их общего числа), однако среди них основную долю (61 %) составляют легкоустраняемые и малозатратные отказы механизма открывания днища ковша. Если же рассматривать суммарное время устранения отказов, то оказывается, что в первую очередь наибольшего внимания со стороны ремонтного персонала требует напорный механизм, простои которого в среднем составляют 30 % времени аварийных отказов. При этом большая часть времени простоя напорного механизма (53 %) тратится на замену напорного и возвратного канатов и на ремонт седлового подшипника (19 %). Также характерными отказами напорного механизма являются излом шпилек, износ вкладышей седлового подшипника, срезание болтов напорного полублока, излом зубьев шестерен напорного редуктора.

Распределение продолжительности аварийных простоев одного из экскаваторов ЭКГ-8И приведено на рис. 4. Аварийные простои по причине отказов механизма напора составили 32,5 % от общей продолжительности (166 из 510 ч за год), стоимость устранения – 35,1 % (198 из 565 тыс. руб.).

Таблица 2

Пример распределения отказов по основным механизмам экскаваторов типа ЭКГ-8И, ЭКГ-10 и их модификаций

Системы и механизмы	Число отказов, %	Суммарное время устранения отказа, %
Рабочее оборудование	37	14
Напорный механизм	25	30
Подъемный механизм	19	25
Поворотный механизм	8	11
Ходовой механизм	5	8
Прочие узлы	6	12

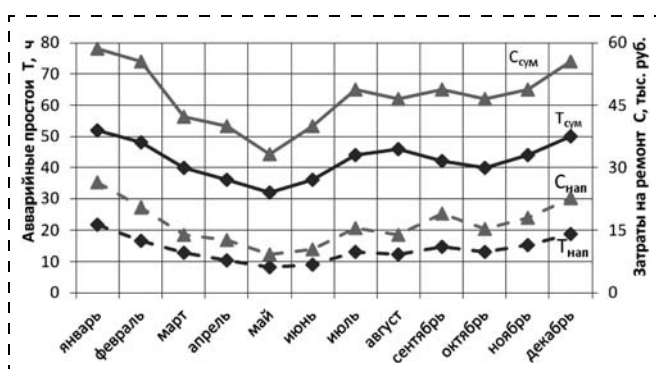


Рис. 4. Фактические значения продолжительности аварийных простоев и стоимости послеаварийных ремонтов напорного механизма на примере одного из экскаваторов ЭКГ-8И:

$T_{\text{сум}}$, $T_{\text{нап}}$ – продолжительности аварийных простоев суммарная и по причине отказов в механизме напора соответственно, ч; $C_{\text{сум}}$, $C_{\text{нап}}$ – затраты на послеаварийный ремонт суммарные и ремонт механизма напора соответственно, тыс. руб.

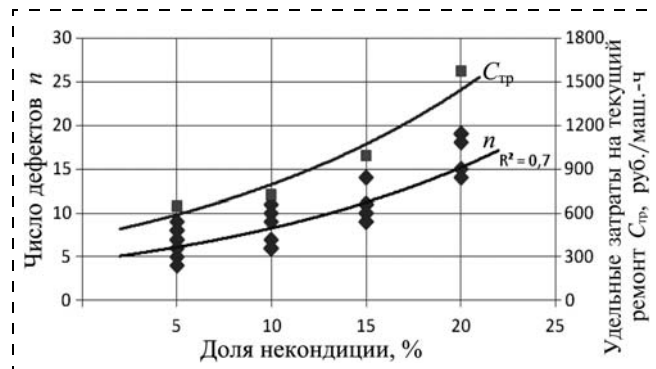


Рис. 5. Зависимость числа дефектов n механизма напора и затрат на ремонт $C_{\text{тр}}$ экскаваторов ЭКГ-8И от гранулометрического состава горной массы в забое

Зависимость числа дефектов механизма напора экскаваторов типа ЭКГ-8И от гранулометрического состава горной массы, а также удельные затраты на ремонт единицы техники в условиях одного из ГДП представлены на рис. 5.

Полученная зависимость показывает, что с увеличением доли некондиции в составе обрабатываемой горной массы экспоненциально возрастает число дефектов напорного механизма. Улучшение качества подготовки забоя позволяет снизить число возникающих дефектов и затраты на ремонтное обслуживание экскаватора в целом.

С использованием зависимости числа дефектов и затрат на ремонт экскаваторов ЭКГ-8И от гранулометрического состава горной массы становится возможным определять рациональные параметры эксплуатации экскаваторов, при которых обеспечивается снижение нагруженности узлов до приемлемого уровня (число дефектов незначительное) и затрат на ремонтное обслуживание.

Производительность экскаватора (суточная, месячная или годовая) существенно зависит от его конструктивных параметров, обуславливающих способность машины сохранять значения основных эксплуатационных характеристик, т. е. быть надежной. Поэтому анализ и оценку эффективности работы экскаваторов целесообразно проводить с использованием метода мониторинга фактического технического состояния и конкретных условий эксплуатации.

Для этого на основе отраслевой регламентирующей документации на ремонт горных машин, визуально-инструментального обследования экскаваторов (67 ед.) и производственного эксперимента (фотопланограммы) были определены соответствующие категории, а также даны характеристики состояния техники и забоев/рабочих площадок (табл. 3).

Характеристика состояния экскаватора и забоя/рабочей площадки для машины с усредненной емкостью ковша $E_{\text{ср}} = 8 \text{ м}^3$

Состояние экскаватора	Состояние забоя/площадки
<p>Хорошее</p> <ul style="list-style-type: none"> незначительные износ и деформация элементов (траков, листов кузова) незначительное ослабление креплений элементов допускаются заваренные трещины, не выходящие за контур равномерный износ рабочего оборудования и опорно-поворотного устройства (ОПУ) 	<p>Хорошее</p> <ul style="list-style-type: none"> отсутствие негабаритов кусковатость породы 150...300 мм время P_3 и $P_H = 0 \%$ продольно-поперечный наклон рабочей площадки $< 3^\circ$ ширина рабочей площадки 60...70 м, 2 подъезда
<p>Удовлетворительное</p> <ul style="list-style-type: none"> допустимые износ и деформация элементов незначительная течь масла редукторов ослабление креплений элементов мелкие трещины металлоконструкций, не выходящие за контур следы прядей канатов на барабанах, уплощение канатов, распушение прядей канатов допустимый износ сопряжений 	<p>Удовлетворительное</p> <ul style="list-style-type: none"> наличие "негабаритов" кусковатость породы 300...400 мм время P_3 и $P_H = 10\%$ продольно-поперечный наклон рабочей площадки $\sim 3^\circ$ ширина рабочей площадки 40...60 м
<p>Неудовлетворительное</p> <ul style="list-style-type: none"> недопустимые износ и деформация элементов значительная течь масла редукторов отсутствие креплений элементов трещины металлоконструкций, выходящие за контур (стрела, ковш) многочисленные трещины поворотной платформы, гусеничных рам, деформация элементов ОПУ недопустимый нагрев механизмов недопустимый износ сопряжений 	<p>Неудовлетворительное</p> <ul style="list-style-type: none"> наличие "негабаритов" кусковатость породы > 400 мм время P_3 и $P_H > 20 \%$ продольно-поперечный наклон рабочей площадки $> 3^\circ$ ширина рабочей площадки < 40 м (менее рекомендуемой) наличие "козырька" в забое и ям на рабочей площадке

P_3, P_H – время разборки забоя и разрушения негабаритов, % от продолжительности смены.

Различные сочетания категорий технического состояния экскаватора и забоя/рабочей площадки можно описать матрицей состояния системы "экскаватор—забой/рабочая площадка" (рис. 6). Расчеты показателей внутри матрицы выполнены для конкретного ГДП, в условиях других предприятий их значения могут отличаться.

Состояние забоя/площадки	Неудовлетворительное	Удовлетворительное	Состояние экскаватора
	Хорошее	Удовлетворительное	
Неудовлетворительное	$t_{\text{пр}} < 1500$ $t_{\text{уп}} > 1,0$ $t_r > 3,0$ $C_{\text{тр}} > 3900$		Неудовлетворительное
Удовлетворительное		$t_{\text{пр}} = 1500-2500$ $t_{\text{уп}} = 0,7-1,0$ $t_r = 1,6-2,9$ $C_{\text{тр}} = 2170$	Удовлетворительное
Хорошее	$t_{\text{пр}} > 5000$ $t_{\text{уп}} = 0,1-0,2$ $t_r = 0,3-0,5$ $C_{\text{тр}} = 720$		Хорошее

Рис. 6. Матрица состояния системы "экскаватор—забой/рабочая площадка" для машины с усредненной емкостью ковша $E_{\text{ср}} = 8 \text{ м}^3$:

$t_{\text{пр}}$ – время производительной работы оборудования, маш.-ч; $t_{\text{уп}}$ – удельная продолжительность обслуживания и ремонта, ч/маш.-ч; t_r – трудоемкость обслуживания и ремонта, чел.-ч/маш.-ч; $C_{\text{тр}}$ – удельные затраты на текущий ремонт, руб./маш.-ч

Использование предложенной матрицы позволяет оценивать исходное состояние системы "экскаватор—забой/рабочая площадка" и намечать направления преобразований в организации и технологии процесса эксплуатации экскаваторов на ГДП.

Список литературы

1. Андреева Л. И. Методология формирования технического сервиса горно-транспортного оборудования на угледобывающем предприятии: Дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2004. 297 с.
2. Андреева Л. И., Коростылев В. А., Хан К. О. Оценка технического состояния экскаваторов для определения целесообразности их дальнейшей эксплуатации // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 6. С. 12–16.
3. Анистратов К. Ю. Метод формирования структуры парка карьерной техники на действующем предприятии // Открытые горные работы в XXI веке. 2011. С. 69–75.
4. Барон Л. И. Кусковатость и методы ее измерения. М.: Изд-во АН СССР, 1982. 121 с.
5. Касьянов П. А. Исследование влияния кусковатости взорванной горной массы на режимы нагружения подъемных механизмов карьерных экскаваторов: Дис. ... канд. техн. наук. Свердловск, 1970.
6. Кравченко В. М., Русихин В. Л. Ремонтная технологичность карьерных механических лопат. М.: Изд-во МГУ, 1996. 231 с.

УДК 622.232

Н. М. Суслов, проф., д-р техн. наук, УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: gmf.gmk@ursmu.ru

Разработка перспективных схем механизмов шагания экскаваторов с гидроприводом

Рассмотрены схемы механизмов шагания экскаваторов, повышающие надежность и долговечность механизмов, снижающие металлоемкость ходового оборудования.

Ключевые слова: экскаватор, механизм шагания, гидравлическая схема.

N. M. Suslov

Development of Perspective Schemes Walking Mechanism Excavators with Hydraulic Drive

Considerated schemes walking mechanism excavators raising reliability and longevity mechanisms and then reduce metal capacity road equipment.

Keywords: excavator, walking mechanism, hydraulic scheme.

Обоснование и разработка конструктивной схемы механизма шагания экскаватора являются составной частью теории экскаваторостроения. Схема ходового механизма определяет состав и исполнение металлоконструкций надстройки экскаватора, передающих нагрузки на механизм шагания, и влияет на размещение оборудования и механизмов на платформе экскаватора.

Выполненный анализ конструктивного исполнения механизмов шагания драглайнов, гидравлических схем управления приводами и технологии процесса шагания позволил обосновать и разработать ряд перспективных технических решений по конструкциям гидравлических механизмов шагания и гидроприводов ходового оборудования.

Механизм шагания экскаватора [1] с двумя подъемными и с двумя тяговыми гидроцилиндрами (рис. 1) может быть выполнен как в трехопорном, так и четырехопорном исполнении. Цель разработки – повышение надежности и долговечности механизма шагания экскаватора ЭШ-15.90. В существующем механизме шагания горизонтальные нагрузки от сопротивления перемещению машины и боковые нагрузки при движении по косягору передаются на корпус через плунжеры и уплотнения подъемных гидроцилиндров, увели-

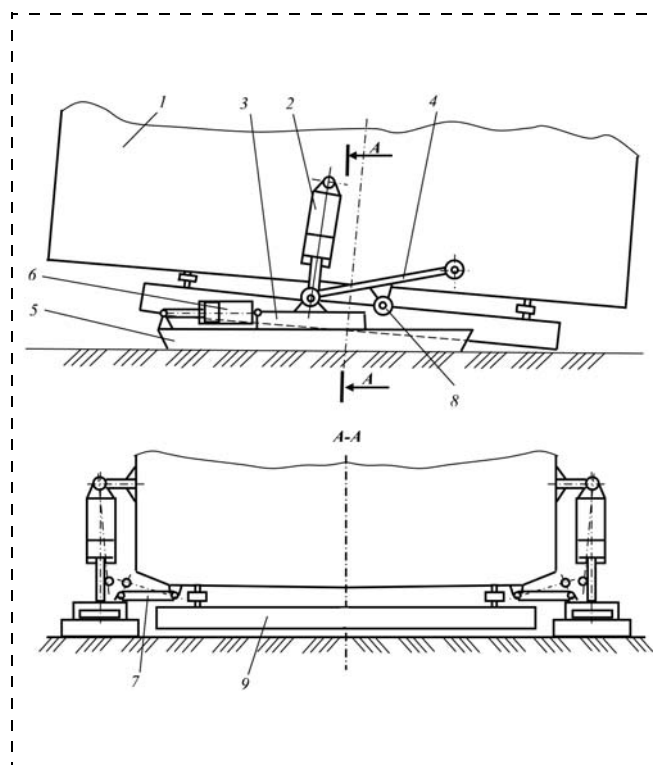


Рис. 1. Механизм шагания экскаватора:

1 – корпус экскаватора; 2 – подъемные гидроцилиндры; 3 – опорные плиты; 4 – продольные тяги; 5 – опорные башмаки; 6 – тяговые гидроцилиндры; 7 – поперечные тяги; 8 – упоры; 9 – опорная рама экскаватора

чивая их износ и снижая надежность работы механизма шагания.

Поставленная цель достигается тем, что существующий механизм шагания снабжен продольными 4 и поперечными 7 тягами. При этом каждая продольная тяга связана одним концом с корпусом 1 экскаватора, а другим – с шарниром, соединяющим подъемный гидроцилиндр 2 с опорной плитой 3. Каждая поперечная тяга связана шарнирно одним концом с корпусом, а другим – с опорной плитой.

Шарнирное крепление подъемных гидроцилиндров к корпусу и опорным плитам обеспечивает передачу горизонтальных нагрузок через продольные и поперечные тяги и исключает нагружение штоков и уплотнений подъемных гидроцилиндров. Это повышает надежность механизма шагания и его долговечность.

Постоянное положение подъемных гидроцилиндров относительно корпуса при шагании позволяет приблизить центр тяжести экскаватора к шарниру крепления подъемных цилиндров на корпусе, что уменьшает нагруженность деталей опорно-поворотного устройства и реакцию на кромке базы при трехопорном исполнении механизма шагания.

При выдвигании плунжеров подъемных гидроцилиндров передняя по ходу движения кромка опорной рамы 9 отрывается от грунта. Отрыв кромки определяет величину выдвигания плунжеров гидроцилиндров, которая в этой схеме шагающего механизма не зависит от величины шага экскаватора. Шаг задается величиной перемещения штоков тяговых гидроцилиндров 6. Такое исполнение механизма шагания позволяет поднимать кромку базы на минимальную высоту, что уменьшает затраты энергии на перемещение машины и сокращает продолжительность цикла шагания.

Вместе с тем в таком механизме шагания посадка экскаватора на грунт после очередного шага сопровождается потерями энергии, так как энергия поднятого экскаватора не утилизируется, а при опускании экскаватора обращается в теплоту, которая рассеивается в окружающем пространстве.

Повысить КПД гидропривода и всего механизма шагания позволяет гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора [2], схема которого показана на рис. 2.

Гидропривод включает подъемные гидроцилиндры 1, тяговые гидроцилиндры 2, дополнительные гидроцилиндры 3, образуемые полым плунжером 4 подъемного гидроцилиндра и разме-

щенными в плунжере дополнительным поршнем 5 и штоком 6, закрепленным в днище 7 подъемного гидроцилиндра, насосную установку 8, обратный клапан 9, разгрузочный клапан 10, распределители 11–13 управления гидроцилиндрами, гидроаккумулятор 14 высокого давления, гидрозамки 15, вентиль 16, автоматический разъединитель 17, гидрролинию 18, гидроаккумулятор 19 низкого давления, крановый распределитель 20.

Гидропривод работает следующим образом. При опускании опорных башмаков на грунт рабочая жидкость поступает от насосной установки 8 через распределитель 12 управления гидроцилиндрами (поз. а), гидрозамок 15 в поршневую полость дополнительного гидроцилиндра 3.

Поршневая полость подъемного гидроцилиндра заполняется жидкостью, поступающей от аккумулятора 19 низкого давления. Из штоковой полости дополнительного гидроцилиндра 3 жидкость через гидрозамок 15, распределители 12 (а), 13 и 11 управления гидроцилиндрами вытесняется на слив. После передачи веса экскаватора на опорные башмаки 21 для перехода на индивидуальный привод гидроцилиндров подъема включается автоматический разъединитель 17. Начинается подъем экскаватора. Для этого из аккумулятора 14 высокого давления рабочая жидкость через рас-

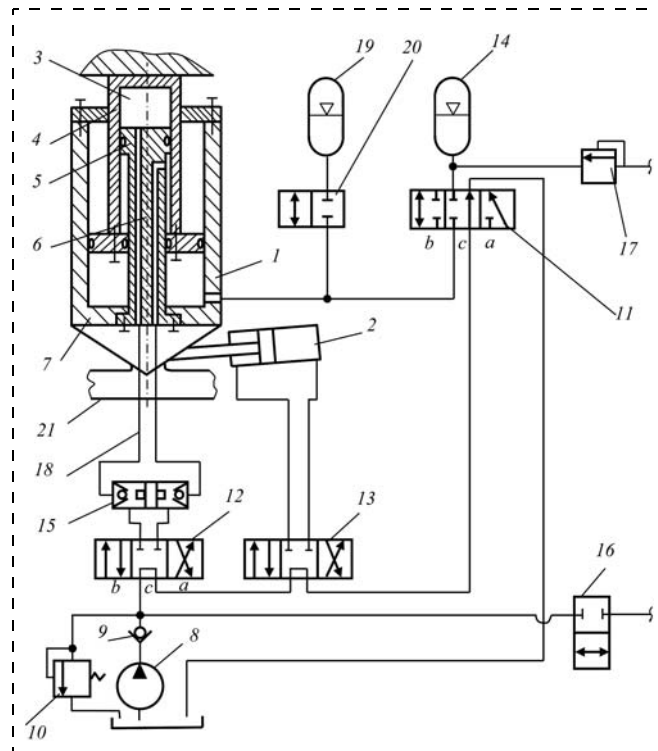


Рис. 2. Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора (а. с. 1118750 СССР, Е 02 F 9/22)

пределитель 12 (b) управления гидроцилиндрами поступает в поршневую полость подъемного гидроцилиндра 1. В результате силы от давления рабочей жидкости уравниваются силой тяжести экскаватора. Дальнейший подъем экскаватора происходит за счет давления рабочей жидкости, поступающей от насосной установки 8 в поршневую полость дополнительного гидроцилиндра 3.

При перемещении экскаватора рабочая жидкость от насосной установки 8 через распределитель 13 поступает в штоковую полость тягового гидроцилиндра 2.

При опускании экскаватора рабочая жидкость из поршневой полости подъемного гидроцилиндра через распределитель 11 (b) поступает в гидроаккумулятор 14. Из поршневой полости дополнительного гидроцилиндра 3 жидкость через гидрозамок 15, распределители 12 и 13 идет на слив, а в поршневую полость поступает от насосной установки.

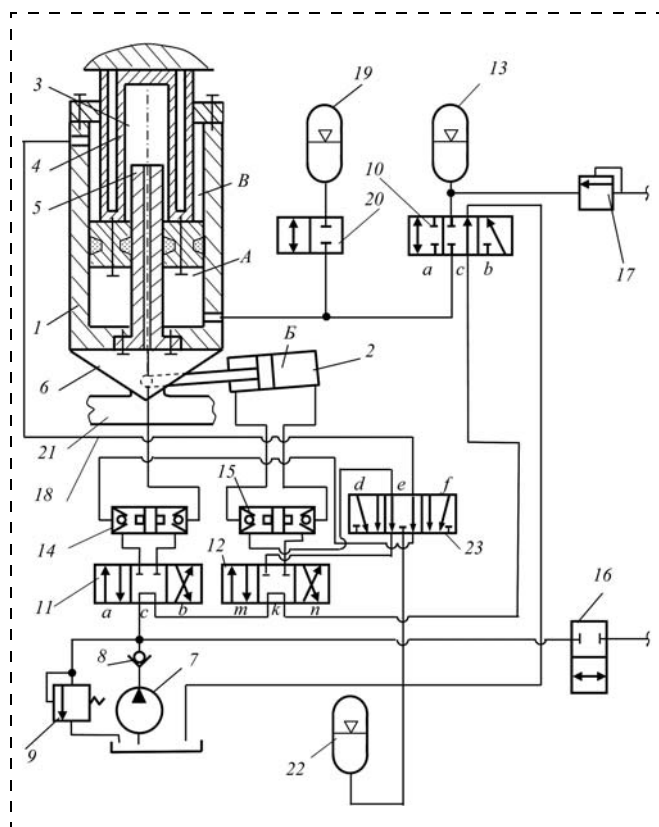


Рис. 3. Усовершенствованный гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора:

1 – подъемный гидроцилиндр; 2 – тяговый гидроцилиндр; 3 – дополнительный гидроцилиндр; 4 – плунжер подъемного гидроцилиндра; 5 – шток дополнительного гидроцилиндра; 6 – днище подъемного цилиндра; 7 – насосная установка; 8 – обратный клапан; 9 – разгрузочный клапан; 10–12 – гидрораспределители; 13, 22 – гидроаккумуляторы высокого давления; 14, 15 – гидрозамки; 16 – вентиль; 17 – автоматический разъединитель; 18 – трубопровод; 19 – гидроаккумулятор низкого давления; 20 – крановый распределитель; 21 – башмаки; 23 – распределитель

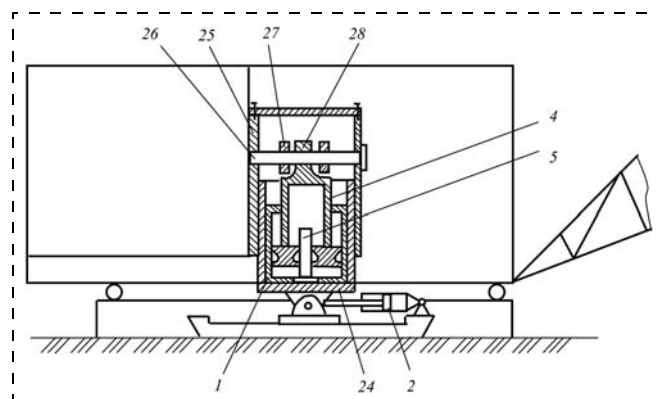


Рис. 4. Механизм шагания (а. с. 12474478 СССР, Е 02 F/22): 4, 5 – см. подпись к рис. 3; 24, 25 – коробчатые конструкции; 26 – ось; 27, 28 – проушины

При подъеме опорных башмаков рабочая жидкость от насосной установки через распределитель 12 (b), гидрозамок поступает в штоковую полость дополнительного гидроцилиндра 3, а из поршневой полости подъемного гидроцилиндра 1 через крановый распределитель 20 – в гидроаккумулятор 19 низкого давления.

Таким образом, применение гидроаккумуляторов высокого и низкого давления, размещение в штоках подъемных гидроцилиндров дополнительных гидроцилиндров, штоки которых закреплены в днищах подъемных гидроцилиндров, позволяет использовать аккумулируемую энергию при опускании экскаватора для его подъема, снизить установочную мощность приводов насосных установок путем сокращения производительности насосных установок, а также их стоимость и повысить КПД привода за счет полной рекуперации потенциальной энергии.

Недостатком рассмотренного механизма шагания является сложность конструкции подъемных гидроцилиндров, снижающая их надежность работы и механизма в целом.

Повышение надежности работы механизма обеспечивается упрощением конструкции подъемных гидроцилиндров, предусмотренным в гидроприводе ходового оборудования шагающего экскаватора [3], узлы которого представлен на рис. 3 и 4*. В этом приводе дополнительные гидроцилиндры выполнены беспоршневыми, а штоковые полости подъемных гидроцилиндров сообщены с насосными установками, корпуса подъемных гидроцилиндров установлены в продольных направлениях.

* Позиции на рис. 3 и 4 – общие.

Гидропривод работает следующим образом.

При опускании опорных башмаков на грунт рабочая жидкость подается от насосной установки 7 через распределитель 11 управления, гидрозамок 14 в дополнительный гидроцилиндр 3.

Поршневая полость А подъемного гидроцилиндра 1 заполняется в это время жидкостью, поступающей от гидроаккумулятора 19 низкого давления через крановый распределитель 20. Из штоковой полости В подъемного гидроцилиндра жидкость через распределитель 23 поступает в гидроаккумулятор 22 высокого давления, пропорционального весу опорных башмаков 21. Коробчатая конструкция 24 скользит внутри конструкции 25 (см. рис. 4).

После передачи веса экскаватора на опорные башмаки 21 начинается подъем экскаватора.

При этом из гидроаккумулятора 13 высокого давления рабочая жидкость через распределитель 10 управления гидроцилиндрами (поз. а) поступает в полость А подъемного гидроцилиндра. В результате силы от давления жидкости в этой полости уравновешиваются силами от веса экскаватора.

Подъем экскаватора происходит за счет сил от давления жидкости, поступающей в дополнительный гидроцилиндр 3 от насосной установки 7.

Перемещение экскаватора происходит за счет подачи рабочей жидкости от насосной установки через обратный клапан, распределитель 12 управления (поз. к), гидрозамок 15 в рабочую полость В тягового гидроцилиндра 2. Из штоковой полости гидроцилиндра 2 жидкость поступает на слив через гидрозамок 15, распределитель 23 (поз. е), распределитель 12 (поз. к), распределитель 10 (поз. с). Нагрузки от работы тягового гидроцилиндра передаются на экскаватор через коробчатые конструкции 24 и 25, оси 26, проушины 27 и 28 (см. рис. 4).

При опускании экскаватора рабочая жидкость из полости А подъемного гидроцилиндра через распределитель 10 управления (поз. а) поступает в гидроаккумулятор 13 высокого давления. Из дополнительного гидроцилиндра 3 жидкость поступает через гидрозамок 14, распределители управления 11 (поз. а), 12 (поз. н), 10 (поз. с) на слив, а в штоковую полость В подъемного гидроцилиндра рабочая жидкость поступает от насосной установки 7 через распределитель 11 управления (поз. а), гидрозамок 14, распределитель 23 (поз. е).

Подъем опорных башмаков осуществляется за счет подачи жидкости от насосной установки через распределитель 11 (поз. а), распределитель 23 (поз. е) в штоковую полость В подъемного гидро-

цилиндра 1 и поступления жидкости из полости А подъемного гидроцилиндра через крановый распределитель 20 в гидроаккумулятор 19 низкого давления.

Перемещение опорных башмаков в исходное положение осуществляется за счет подачи жидкости от гидроаккумулятора 22 через распределитель 23 (поз. д), гидрозамок 15 в штоковую полость тягового гидроцилиндра 2. Из поршневой полости В гидроцилиндра 2 жидкость идет на слив через гидрозамок 15, распределитель 12 (поз. м), распределитель 10 (поз. с).

Такое выполнение механизма шагания исключает действие изгибающих нагрузок на штоки гидроцилиндров, создает благоприятные условия для работы уплотнений, повышает их долговечность и надежность работы.

Использование гидроаккумуляторов на разных этапах цикла шагания позволяет повысить КПД механизма шагания.

Наибольшей простотой из всех рассмотренных механизмов обладает механизм шагания и его гидравлическая схема управления, представленные на рис. 5 [4, 5].

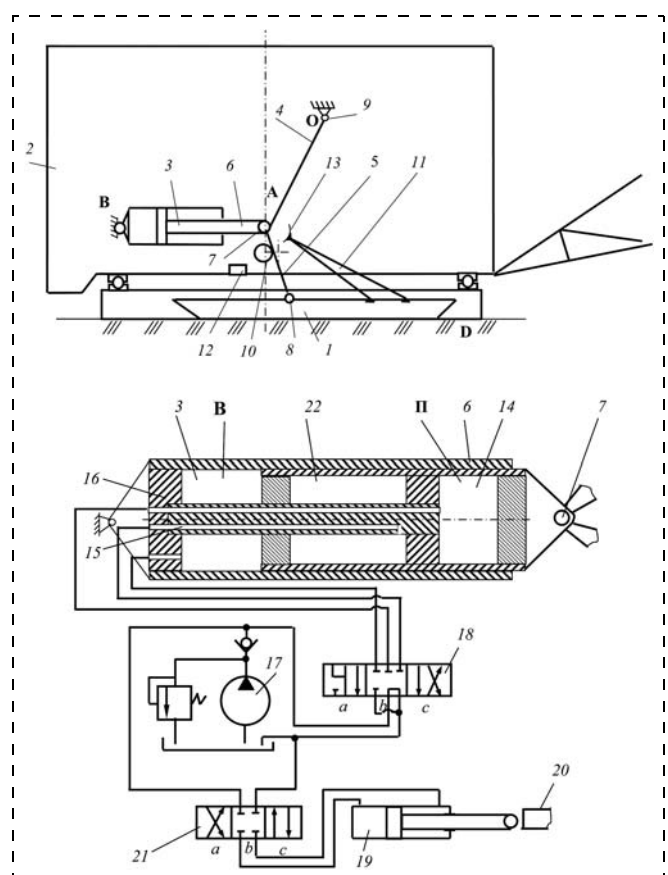


Рис. 5. Механизм шагания (а. с. 1239229 СССР, Е 02 F 9/04; а. с. 1460142 СССР, Е 02 F 9/04)

Механизм шагания содержит опорные башмаки 1, размещенные по обеим сторонам платформы 2. Каждая сторона имеет силовые гидроцилиндры 3 и распорные рычаги 4 и 5. Рычаги связаны между собой и с плунжером 6 шарниром 7, а с опорными башмаками и поворотной платформой – шарнирами 8 и 9. Между нижним распорным рычагом 5 и опорным башмаком установлен ограничитель 11 угла поворота нижнего рычага.

В плунжере 6 гидроцилиндра размещен дополнительный гидроцилиндр 22, шток 15 которого закреплен в задней крышке 16 гидроцилиндра 3.

Гидропривод включает насосную установку 17, гидрораспределители 18 и 21, гидроцилиндр 19 перемещения захватов 20, удерживающих опорные башмаки в поднятом состоянии.

Процесс перемещения экскаватора состоит из следующих последовательно выполняемых операций: опускание опорных башмаков 1 на грунт, подъем и перемещение экскаватора, подъем опорных башмаков и перенос их в исходное положение.

При опускании опорных башмаков 1 жидкость от насосной установки 17 через распределитель 18 (поз. а) подается в полость В гидроцилиндра 3 и в поршневую полость П дополнительного гидроцилиндра, а из штоковой полости дополнительного гидроцилиндра жидкость идет на слив. Плунжер 6 поворачивает распорные рычаги 4 и 5, которые, обкатываясь вокруг роликов 10, опускают опорные башмаки на грунт.

При дальнейшем выдвигании плунжеров 6 после опускания опорных башмаков на грунт происходит подъем передней части экскаватора вследствие распора верхнего и нижнего рычагов 4 и 5.

Затем шарниры рычагов 7 упираются в ограничители 13 угла поворота нижних распорных рычагов, установленные на опорных башмаках 1. После этого осуществляется перемещение машины на величину шага за счет поворота верхних рычагов 4 вокруг шарнира 7. При этом задняя кромка базы перемещается по грунту.

После опускания базы экскаватора на грунт производится подъем опорных башмаков и пере-

нос их в исходное положение. Жидкость от насосной установки через распределитель 18 (поз. с) поступает в штоковую полость дополнительного гидроцилиндра, втягивая плунжер 6 и поворачивая рычаг 5 вокруг роликов 10.

Такое выполнение механизма шагания и его гидропривода позволяет упростить схему привода, повысить ее надежность, уменьшить металлоемкость всего ходового оборудования, повысить скорость перемещения экскаватора за счет совмещения операции его подъема и перемещения и выполнения маневров с башмаками с помощью дополнительных гидроцилиндров.

Размещение в плунжере 6 силового гидроцилиндра 3, дополнительного гидроцилиндра 22 и подключение внутренней полости силового гидроцилиндра и поршневой полости дополнительного гидроцилиндра к насосной установке одновременно позволяют эксплуатировать насосную установку при низких давлениях, что повышает ее надежность и долговечность.

Список литературы

1. А. с. 825806 СССР, М. Кл³ Е 02 F 9/04. Механизм шагания экскаватора / П. А. Касьянов, Н. М. Суслов (СССР). № 2809216/29-03; заявл. 24.08.79; опубл. 30.04.81. Бюл. № 16. 2 с.
2. А. с. 1118750 СССР, Е 02 F 9/22. Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора / П. А. Касьянов и др. (СССР). № 3472031/29-03; заявл. 19.07.82; опубл. 15.10.84. Бюл. № 76. 4 с.
3. А. с. 12474478 СССР, Е 02 F 9/22. Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора / Н. М. Суслов, В. С. Шестаков, П. А. Касьянов (СССР). № 3838587/29-03; заявл. 07.01.85; опубл. 30.07.86. Бюл. № 28. 3 с.
4. А. с. 1239229 СССР, Е 02 F 9/04. Механизм шагания / Г. Х. Бойко и др. (СССР). № 3834406/29-03; заявл. 03.01.85; опубл. 23.06.86. Бюл. № 23. 4 с.
5. А. с. 1460142 СССР, Е 02 F 9/04. Гидропривод шагающего ходового оборудования экскаватора / Н. М. Суслов (СССР). № 4267095/29-03; заявл. 22.06.87; опубл. 23.02.89. Бюл. № 7. 3 с.

А. Д. Мехтиев, канд. техн. наук, зав. каф., **В. В. Югай**, ст. преп., **Г. А. Эм**, ст. преп.,
КарГТУ, Казахстан
E-mail: barton.kz@mail.ru

Использование наукоемких технологий для повышения прочности конструкций горных машин, находящихся в длительной эксплуатации

Разработаны рекомендации по усилению конструкции тормоза в аварийно-опасных зонах усталостного разрушения. Выполнено компьютерное моделирование с использованием программы ANSYS, позволяющее визуализировать напряженно-деформированное состояние конструкции для последующей практической апробации технологии повышения прочности и надежности конструкции действующих шахтных подъемных машин, находящихся в длительной эксплуатации, при помощи элементов усиления. Рассмотрен способ усиления конструкции, исключающий возможность дальнейшего усталостного разрушения элементов тормозного устройства, связанного с многократными циклами приложения нагрузок в процессе его эксплуатации.

Ключевые слова: шахтная подъемная машина, тормозное устройство, усталостные трещины, прочность конструкции, надежность.

A. D. Mekhtiyev, V. V. Yugai, G. A. Em

Using of Science Technologies for Mining Machinery Constructions' Strength Improving

Recommendations for strengthening the brake construction in accident dangerous areas of fatigue destruction were developed. Computer modeling was made using the ANSYS program, that helps to visualize stained condition of the construction for further practical testing of the strength and reliability improving technology of mining elevating machines' constructions, which are being in a long-term use, with a help of the strengthening elements. A way of construction strengthening, which eliminates the possibility of further fatigue destruction of the brake system elements, because of the load cycle in exploitation process.

Keywords: mining elevating machine, brake system, fatigue cracks, construction strength, reliability.

Введение

Тенденция современного развития технологии производства горного оборудования заключается в том, что главная задача должна ставиться не на поддержание технологии на достигнутом высоком уровне, а на необходимость оперативного ее изменения. При этом наиболее существенные изменения происходят не на пути модернизации, а за счет принципиального преобразования существующих технологий в наукоемкие.

Повышение надежности работы тормозного устройства (ТУ) шахтной подъемной машины (ШПМ) требует в том числе научного поиска рационального варианта конструкции, способной длительное время противостоять усталостному разрушению и сохранять работоспособность ШПМ на протяжении длительного срока эксплуатации. Программа ANSYS позволяет моделировать на-

пряженно-деформированное состояние элементов ТУ и заменить громоздкие натурные испытания экспериментальных образцов. Путем моделирования удастся найти оптимальный вариант усиленной конструкции с более высокими параметрами прочности и надежности, а также разработать практические рекомендации по восстановлению прочности путем проведения ремонтно-восстановительных работ ТУ ШПМ. Применение методики выбора рационального вида усиления конструкции в "аварийно-опасных зонах" позволяет выявить вероятность возникновения усталостных трещин в зависимости от параметров эксплуатационного нагружения. При помощи элементов усиления можно локализовать и остановить рост усталостных трещин в элементах ТУ, что позволит таким образом продлить его срок эксплуатации.

Обеспечение надежности работы ТУ шахтных подъемных машин шахт Карагандинского бассейна становится все более актуальным, так как нагрузка на них в последние годы возрастает в связи с увеличением добычи полезных ископаемых. Увеличение нагрузки напрямую влияет на износ и отказы элементов тормоза. Важным фактором, так же влияющим на надежность ШПМ, является продолжительность эксплуатации подъемных установок, которая составляет в среднем по шахтам Угольного департамента АО "Арселор Миттал Темиртау" (Казахстан) 30—40 лет [1]. В процессе подъема или спуска груза необходимо учитывать резкопеременный характер нагрузки на тормозное устройство. Значительные пиковые нагрузки на элементы тормоза возникают при резких остановках органа навивки каната в момент аварийных ситуаций. Немаловажное значение имеет количество циклов работы тормоза в течение суток, которое составляет от 500 до 1500 "спусков и подъемов" [1]. Перечисленные факторы способствуют развитию в элементах тормозного устройства усталостных трещин, которые в процессе эксплуатации могут развиваться и привести к разрушению конструкции. Прогнозировать развитие и образование таких повреждений достаточно сложно, единственным наиболее доступным и надежным методом является дефектоскопия. По данным, приведенным в [2], усталостные трещины образуются в месте проушин, где крепятся втулки тормозных тяг. После выявления повреждений в элементах тормозной балки необходимо произвести ее ремонт или замену. Замена балки сопряжена со значительными экономическими и трудовыми затратами, так как требует разборки коренных частей подъемной машины, что в свою очередь вызывает длительный простой подъемной машины. Ремонт, как правило, сводится к разделке и завариванию трещины электродуговой сваркой. Однако такой способ не обеспечивает надежной работы конструкции, поскольку в процессе эксплуатации возможно продолжение развития образовавшихся трещин.

Учитывая эти обстоятельства, представляется целесообразным повышение прочности тормозной балки путем усиления ее конструкции в местах присутствия концентраторов напряжений, где со временем образуются усталостные трещины. Усиление ТУ ШПМ позволяет существенно повысить их долговечность.

Исследование напряженно-деформированного состояния конструкции тормозной балки шахтной подъемной машины

Исходя из требований, предъявляемых к объекту исследования со стороны производства, формируется конечная цель научных исследований, намечаются рациональные пути ее достижения и формируется программа научных исследований [1]. Последняя должна предусматривать оптимизацию процессов нагружения и режимов функционирования балки тормозного устройства ШПМ, реализующего эту наукоемкую технологию, что должно обеспечить наилучшие технико-экономические показатели объекта исследования. Важной составляющей данной технологии является получение адекватной модели, которая может быть использована для выявления "критических точек разрушения" и "аварийно-опасных зон деформации".

Известно, что детали тормозного устройства надежно выполняют свои функции лишь в начальный период эксплуатации [1]. Часто они разрушаются по усталостным причинам, связанным с воздействием повторяющихся циклических нагрузок. Концентраторы механических напряжений уменьшают долговечность при циклических нагрузках и образуют "аварийно-опасные зоны деформации" в конструкции ТУ.

На рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки) представлено графическое изображение картины механических напряжений в типовой конструкции тормозной балки, смоделированных в программе ANSYS. Отмечено уменьшение усталостной прочности в конструкции балки в аварийно-опасных зонах 1 и 2, расположенных в области сварных швов верхней и боковой граней, где происходит наибольшая концентрация механических напряжений и в процессе эксплуатации балки образуются усталостные трещины. Это так же связано с изменением структуры металла в околошовной зоне и концентрацией остаточных напряжений после проведения сварочных работ.

Анализ усталостного разрушения металла тормозной балки с учетом циклического фактора нагрузки показал, что основными факторами развития усталостных трещин являются амплитуда напряжений и деформации, а также продолжительность и число циклов.

В процессе развития разрушения наблюдается переход от скрытой (тонкой) к наружной (широкой) трещине, что объясняется усталостью металла, сопровождающейся накоплением повреждений в области границ зерен металла от цикла к циклу.

Результаты моделирования процесса развития трещин в конструкции с использованием программы ANSYS приведены на рис. 2 (см. 3-ю стр. обложки). Компьютерная модель позволяет визуализировать процесс развития усталостной трещины в аварийно-опасных зонах 1 и 2, что в дальнейшем позволит установить конструктивные параметры элементов усиления.

Способ усиления конструкции основан на использовании накладных элементов, позволяющих исключить возможность дальнейшего усталостного разрушения, связанного с многократным циклическим приложением нагрузок к элементам тормоза в процессе его эксплуатации. Накладными элементами усиления могут быть дисковая накладка, ребро, кольцевая накладка или их комбинированные варианты. Накладные элементы крепятся на боковых гранях балки ТУ при помощи сварного или клеевого соединения. Данные способы прошли практическую апробацию на действующих ШПМ. Закрепление дисковой накладки методом дуговой сварки требует мероприятий по ликвидации последствий сварочных деформаций.

Перспективным направлением является выполнение монтажных работ по установлению накладки с помощью клеевых соединений. Современный уровень клеевых соединений обеспечивает механические свойства, не уступающие соединениям, выполненным при помощи электродуговой сварки. Преимуществом клеевых соединений по сравнению со сварными является отсутствие напряжений и деформаций, а также закалочных структур металла в околошовной зоне из-за термических процессов, протекающих в процессе сварки. Такие соединения отличаются большей эффективностью, связанной с локализацией "аварийно-опасных зон" и противодействием росту усталостных трещин. Технология изготовления и монтажа накладных элементов отличается простотой и не требует применения сложного сварочного и монтажного оборудования.

На рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки) приведены варианты элементов для усиления конструкции ТУ типа "дисковая накладка" и "ребро", которые способны влиять на характер развития трещин, существенно уменьшая концентрацию напряжений, и таким образом повысить прочность и надежность конструкции. Возможности программы ANSYS позволяют моделировать нагрузки на элементы балки, связанные с циклическостью нагрузки и асимметрией цикла.

В процессе моделирования удалось установить характер изменения скорости роста усталостной трещины, который зависит от коэффициента асимметрии цикла интенсивности напряжений. Использование элементов усиления конструкции ТУ позволяет снизить размах этого коэффициента, а следовательно, значительно уменьшить предрасположенность трещины к изменению состояния на пороге усталости и асимметрию цикла напряжений, что в конечном итоге позволяет снизить вероятность роста усталостной трещины.

Условия протекания процесса образования и роста усталостных трещин в конструкции ТУ напрямую зависят от параметров цикла напряжений (размаха, асимметрии, частоты) и воздействия окружающей среды (ее химическая активность, влажность, температура), а также характера напряженно-деформированного состояния у вершины трещины в элементе конструкции, который определяется их геометрией и размерами.

Решение задачи по повышению прочности и обеспечению надежности работы тормозной балки сводится к определению "опасных мест" в конструкции и мер по снижению значений напряжений и деформации. Это можно реализовать, используя метод имитационного моделирования развития трещин в конструкции при помощи программы ANSYS [3].

Результаты исследований по установлению зависимости снижения коэффициента запаса прочности конструкции β , а также зависимости снижения значений допустимых для конструкции механических напряжений σ_k , приводящих к разрушению конструкции, от длины растущей в ней трещины представлены на рис. 4.

Компьютерное моделирование подтвердило, что использование элементов усиления обеспечит снижение значения механических напряжений и деформации у вершины трещины, а также значительно ослабит влияние концентраторов напряжений (рис. 5, см. 3-ю стр. обложки).

Основой расчетов усталостной долговечности (выносливости) является определение способности материала конструкции сопротивляться многоцикловой усталости, которая приводит к разрушению и уменьшению срока эксплуатации тормозного устройства. Расчет выносливости выполняется при помощи трех методов: расчета деформаций, напряжений и механики разрушения. Все указанные методы доступны в модуле расчета долговечности в ANSYS Fatigue Module. Компьютерное моделирование в среде ANSYS Fatigue Module по-

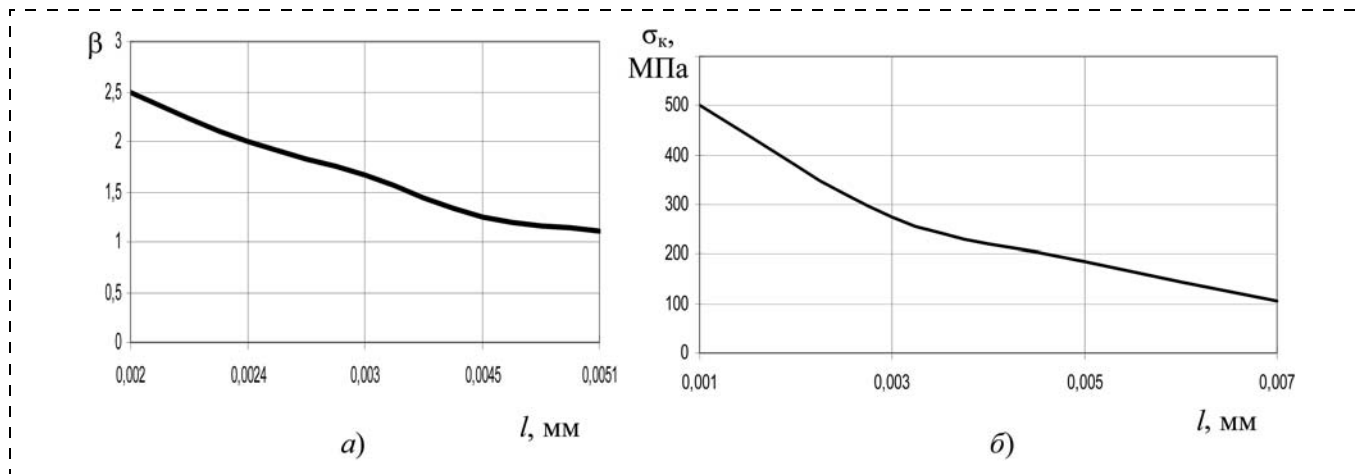


Рис. 4. Зависимости коэффициента запаса прочности (а) и допустимых напряжений, приводящих к разрушению конструкции (б), от длины растущей в ней трещины

зволило установить геометрические параметры накладных элементов усиления и рациональные координаты их расположения на боковых гранях конструкции балки.

Практическая реализация наукоемкой технологии по усилению в аварийно-опасных зонах усталостного разрушения

Преимущество практической реализации наукоемкой технологии заключается в использовании средств ультразвуковой дефектоскопии, с помощью которой можно на ранней стадии обнаружить усталостные трещины, и имитационного моделирования, позволяющего определить конструктивные параметры элементов усиления, без проведения значительного объема натуральных экспериментов, что дает возможность на практике существенно сокращать материальные затраты на ремонт и убытки от простоя оборудования, а в будущем создавать высокопрочные конструкции оптимальной формы со сниженной металлоемкостью, без применения дорогостоящих высоколегированных сплавов.

На основе данных натуральных обследований, анализа технической документации и расчетного исследования напряженно-деформированного состояния типовых балок тормозного устройства созданы трехмерные модели, разработан автоматизированный способ решения задачи методом конечных элементов. Полученные результаты представляются в виде численных значений, графиков.

Разработанные математические схемы имеют гибкий программный код и могут быть использованы как шаблоны для алгоритмизации решения задач подобного характера.

В ходе эксплуатационного нагружения проанализировано напряженно-деформированное состояние моделей и выявлены основные факторы, приводящие к преждевременному разрушению конструкций балки тормозного устройства. В результате разработана имитационная модель тормозной балки подъемной машины, позволяющая установить статические и циклические нагрузки в этой конструкции в зависимости от вида использованного усиления и технических условий эксплуатации.

Применение методов имитационного моделирования дает возможность полностью исключить натурные испытания по оптимизации формы и конструктивных параметров элементов усиления конструкции для снижения значений максимальных напряжений и добиться нивелирующего эффекта от вредного влияния концентраторов напряжений в "критических точках" конструкции при эксплуатационных нагрузках. Технология монтажа элементов усиления уникальна по своей простоте и не требует дорогостоящего оборудования.

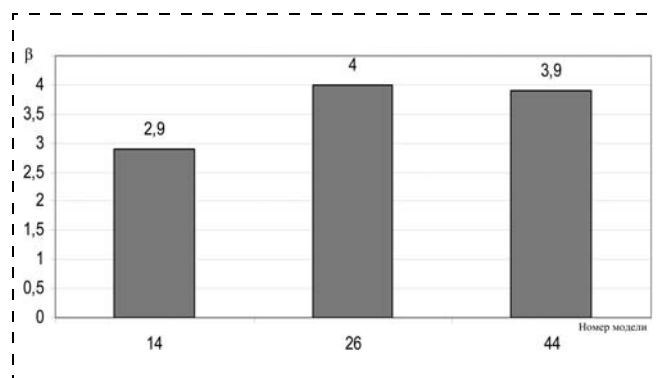


Рис. 6. Значение коэффициента запаса прочности для различных конструкций тормозной балки

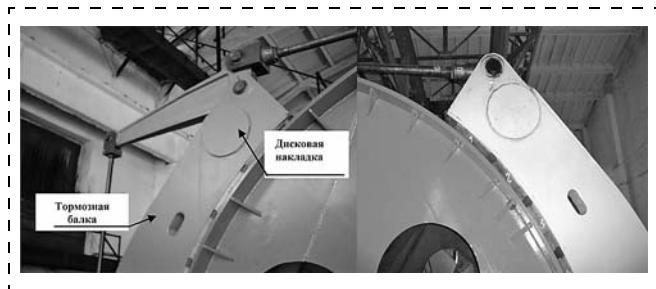


Рис. 7. Практическое применение дисковых накладок при ремонте тормозной балки шахтной подъемной машины Новокраматорского машиностроительного завода

Ряд натурных экспериментов, проведенных на действующих ШПМ (рис. 6), доказал, что балки тормозного устройства, имеющие толщину стенки 20 мм без усиления в "критических точках" (модель 14), и конструкции с толщиной стенки 20 мм, но с комбинированным вариантом усиления "дисковая накладка—ребро" (модель 26), способны работать при эксплуатационных нагрузках и сохранять свою прочность так же, как конструкции с толщиной стенки 40 мм (модель 44).

Установка дисковой накладки позволяет ликвидировать очаг возникновения усталостных трещин, а ребро работает на увеличение прочности конструкции балки. Методика прошла практическую апробацию при проведении ремонта на действующих ТУ ШПМ (рис. 7).

Заключение

Результаты компьютерного моделирования с использованием программы ANSYS позволили разработать методику повышения прочности конструктивных частей горных машин, находящихся в длительной эксплуатации, при помощи элементов усиления. Установлено, что у вершины обра-

зовавшейся трещины при нагружении возникает значительная концентрация механических напряжений, а затем происходит перераспределение последних, что вызывает дальнейшее развитие трещины. Для получения количественных характеристик способности материала конструкции тормозной балки сопротивляться разрушению при наличии трещины необходимо располагать распределением напряжений и деформаций у вершины трещины.

Элементы усиления конструкции ТУ позволяют: исключить образование и рост усталостных трещин в области проушин крепления втулок; обеспечить необходимую прочность и надежность; увеличить срок эксплуатации тормозного устройства; существенно ослабить влияние концентраторов напряжений, снизить значения напряжений и деформаций в конструкции. Установка дисковой накладки позволяет ликвидировать очаг возникновения усталостных трещин, а ребро работает на увеличение прочности конструкции балки и исключает возможность дальнейшего разрушения конструкции ТУ, связанное с многократностью циклов приложения нагрузок в процессе его эксплуатации.

Список литературы

1. Мехтиев А. Д., Лихачев В. В., Булатбаев Ф. Н. Методика повышения надежности работы тормозной балки подъемной машины // Тр. университета. Караганда. 2008. № 3. С. 72–74.
2. Мехтиев А. Д., Югай В. В. Современное состояние и проблемы эксплуатации шахтных подъемных машин Карагандинского угольного бассейна // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 6. С. 26–29.
3. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах. М.: Компьютерпресс, 2002. 342 с.

Буровой секционный модуль для фронтальной зарубки очистных комбайнов

Предложены способ перевода очистного комбайна на новую полосу выемки и буровой секционный модуль, необходимый для его реализации. Проведена оценка эффективности использования бурового секционного модуля по сравнению со способом косых заездов.

Ключевые слова: очистной комплекс, очистной комбайн, секция крепи, буровой модуль.

А. А. Minin

Drilling Section Module for Face Notch Shearer

It was offered a method of translation shearer on a new phase of mining and drilling section module needed for its implementation. It was assessed the effectiveness of the drilling section module in comparison with the method of skew runs.

Keywords: coal extraction, shearer, coal-face powder roof support, drilling section module.

Эффективность добычи угля в комплексно-механизированных очистных забоях существенно зависит от длины лавы и времени выполнения вспомогательных операций на ее концевых участках, связанных с переводом очистных комбайнов на следующую полосу выемки.

Все известные способы перевода комбайна на новую полосу выемки [1] можно разделить на две группы:

– комбайн заводится на следующую полосу выемки в заранее подготовленную нишу, которая проводится с использованием отбойных молотков, буровзрывными работами или специальными нишенарезными машинами;

– самозарубка комбайна в пласт без проведения ниши. К этой группе относится самозарубка шнековых комбайнов "косыми заездами".

Все перечисленные способы уступают по эффективности и технологичности способу самозарубки комбайнов "косыми заездами", который широко применяется в настоящее время.

Для оценки эффективности данного способа рассмотрим фактическую планограмму работ (рис. 1) современного очистного механизированного комплекса (ОМК), зарегистрированную его контрольно-измерительной аппаратурой.

Основные параметры забоя и условия работы комплекса: длина лавы 150 м, мощность пласта

$H = 3,2$ м, челноковая схема работы, угол падения линии забоя $5...8^\circ$, 8,5 последовательных циклов, при этом 16 раз комбайн переводится на новую полосу выемки "косыми заездами" (длина концевого участка $L_{к.у} = 30$ м) и 1 раз экспериментальной фронтальной зарубкой (длина прямолинейного (основного) участка $L_{о.у} = 90$ м).

Процесс работы ОК в рассматриваемых условиях характеризуется следующими особенностями:

время работы комбайна на концевом и основном участках примерно равно $T_{к.у} \approx T_{о.у}$, а объем выемки на основном участке в 3 раза больше, поэтому

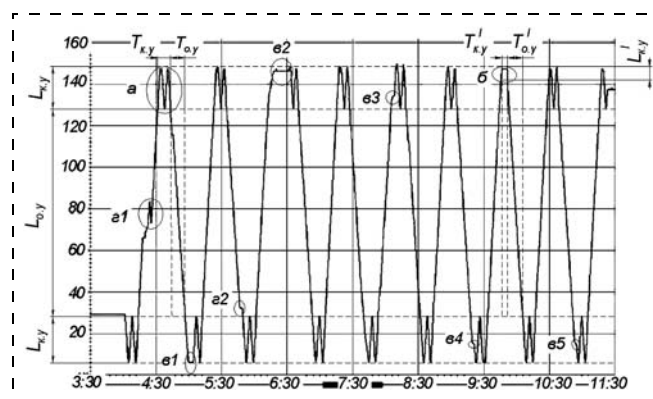


Рис. 1. Планограмма очистных работ: а – зарубка комбайна "косым заездом"; б – экспериментальная фронтальная зарубка; e1–e5 – технологические сбои на концевых участках лавы; e1–e2 – технологические сбои на основных участках лавы

му соотношение производительностей концевой $Q_{к.у}$ и основного $Q_{о.у}$ участков будет 1:3;

процесс выемки на концевом участке многооперационный, менее устойчив: за восемь циклов пять сбоев в работе на концевых участках (см. рис. 1, $\nu 1-\nu 5$) и только два сбоя на основном участке лавы (см. рис. 1, $\varepsilon 1-\varepsilon 2$);

при проходе комбайна по криволинейному участку конвейера на опорные направляющие устройства с выходным звеном механизма подачи комбайна действуют несимметричные нагрузки;

из-за неоднократного (3 раза) прохождения комбайном искривленного концевой участка снижается коэффициент затяжки кровли, которая довольно продолжительное время находится в обнаженном состоянии.

Из анализа полученных материалов можно сделать вывод, что челноковая схема работы комбайна будет эффективной только в случае, когда длина основного участка будет минимум в 6 раз больше длины концевой участка.

Сохранение эффективности работы комплексно-механизированных очистных забоев (КМОЗ) малой длины, работающих по челноковой схеме, возможно при переходе на фронтальную зарубку комбайнов. Проанализировав конструкции и технологии работы современных очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами, можно утверждать, что ни один из них не может осуществлять фронтальную зарубку, поскольку не обеспечивается транспортировка угля из области ступицы шнека, часть энергии затрачивается не на разрушение и транспортировку, а на нагрев и переизмельчение угля. В этом случае шнеки комбайнов должны быть выполнены без лобового диска, а их лопасти оснащены торцовыми резами. Ступицы шнеков необходимо вводить в заранее пробуренные ниши [2], при этом остальной массив разрушается торцовыми резами.

Для проведения ниши круглого сечения (устойчивая форма, не требующая крепления) предлагается буровой секционный модуль, расположенный на концевом участке лавы, работающий одновременно с выемкой угля очистным комбайном на основном участке лавы. Модуль (рис. 2) с навесным податчиком 2 и вра-

щателем 3 переводится в рабочее положение (см. рис. 2, поз. а). В шпиндель вращателя устанавливается штанга 6 с коронкой 1. Длина ниши L_n должна быть не менее двойной ширины захвата с учетом запаса по ее длине, компенсирующего возможную заштыбовку ниши. Диаметр ниши D_n необходимо принимать больше диаметра ступицы шнека очистного комбайна на величину технологического радиального зазора, облегчающего заводку ступицы исполнительного органа в нишу. Величина зазора обычно составляет 15...20 % диаметра ступицы.

После проведения ниши модуль переводится в нерабочее положение (см. рис. 2, поз. б), при котором освобождается запасной выход из лавы и место для прохода комбайна при выемке угля на концевом участке лавы.

Подвеска податчика и вращателя к перекрытию секции крепи 7 осуществляется механизмом, состоящим из балансира 8 и трех гидроцилиндров 4, корпуса которых шарнирно соединены с перекрытием секции крепи, а их штоки — с направляющей рамой 5.

Фронтальная зарубка очистного комбайна (см. рис. 1, поз. б) была проведена в целях апробации способа [2], оценки его влияния на эффективность работы КМОЗ и характеризуется следующими особенностями:

длина участка фронтальной зарубки $L'_{к.у}$ по сравнению с косым заездом $L_{к.у}$ сократилась в 3 раза, поэтому сократятся площадь и время нахождения кровли в обнаженном состоянии;

время работы на концевом участке по сравнению с основным сократилось в 2,7 раза, соответственно производительности комбайна на этих участках примерно равны $Q'_{к.у} \in Q'_{о.у}$.

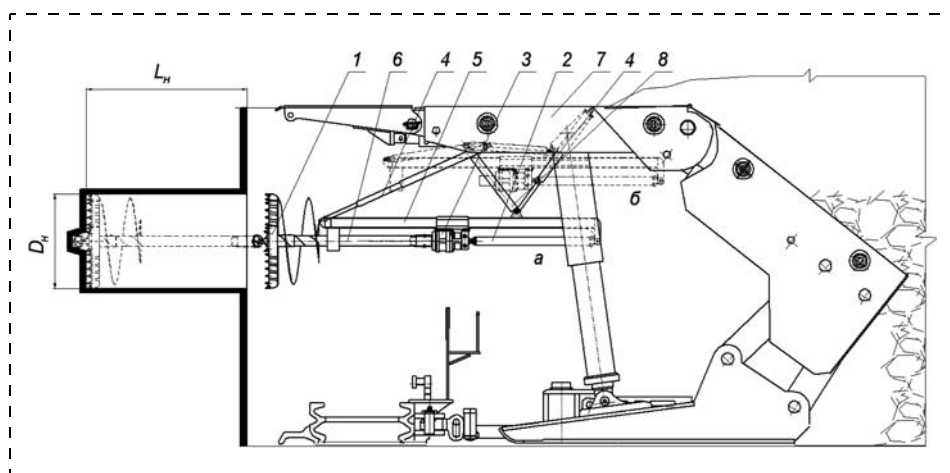


Рис. 2. Буровой секционный модуль:
а — рабочее положение; б — нерабочее положение

Режим работы и основные параметры бурового секционного модуля определяются в зависимости от схемы выемки (челноковой или односторонней с зачисткой) и размеров ступицы исполнительного органа комбайна. Для гарантированного совмещения процесса по проведению ниши и работы очистного комбайна по выемке при челноковой схеме время полного цикла работы бурового секционного модуля $T_{ц.б}$ должно быть меньше или равно половине времени цикла работы очистного комбайна $T_{ц.ч}$.

При односторонней схеме выемки с зачисткой время холостого хода с зачисткой, как правило, меньше времени выемки. Поэтому время цикла работы секционного модуля по созданию ниши должно быть не более $0,4T_{ц.о}$.

Оценим эффективность применения фронтальной зарубки по сравнению с традиционной технологией.

Основным отличием "косого заезда" от предложенного способа являются структура, последовательность выполняемых операций и затраты времени на их выполнение:

$$T_{к.у} = \frac{3L_{к.у}}{v_{п}},$$

где $L_{к.у} = (3...4)L_{о.к}$ – длина "косого заезда", м; $L_{о.к}$ – длина очистного комбайна, м; $v_{п}$ – скорость подачи очистного комбайна при "косом заезде".

При использовании фронтальной зарубки затраты времени будут меньше на величину ΔT , равную:

$$\Delta T = T_{к.у} - T'_{к.у} = \left(\frac{3L_{к.у}}{v_{п}} \right) - \left(T_{зар} + \frac{3L_{ц}}{v_{п}} \right),$$

где $T_{зар}$ – время зарубки очистного комбайна при фронтальной подаче, мин; $L_{ц}$ – расстояние, равное длине оставшегося целика, м; $v_{п}$ – скорость подачи очистного комбайна при фронтальной зарубке, м/мин.

При проведении экспериментальной фронтальной зарубки получены следующие результаты: $\Delta T_{max} = 23$ мин; $\Delta T_{min} = 7$ мин.

Таким образом, введение в структуру очистного механизированного комплекса бурового секционного модуля, работа которого полностью совмещена с работой очистного комбайна по выемке, обеспечивает фронтальную зарубку комбайна в пласт на концевых участках лавы, что приводит к:

- увеличению производительности очистного комбайна на концевых участках;
- сокращению времени зарубки пропорционально отношению длин участков при зарубке "косыми заездами" и фронтальной зарубке в соотношении 3:1;
- повышению коэффициента затяжки кровли;
- увеличению ресурса работы опорных направляющих устройств с выходным звеном механизма подачи комбайна, так как выемка осуществляется только с прямолинейно располагающегося конвейера.

Список литературы

1. Клорикьян С. Х., Парамонов В. И., Балыков В. М. О способах и оборудовании для механизации выемки концевых частей лав на пластах пологого падения // Уголь. 1971. № 1. С. 45–50.
2. Габов В. В., Яичников А. А. Пат. RU № 2417316 от 10.01.2011. Способ перевода очистного комбайна на новую выемочную полосу.

ЭКГ-32Р ИЗ-КАРТЭКС прошел испытательный период на Кузбассе и готов к работе

На Краснобродском угольном разрезе (ОАО УК "Кузбассразрезуголь") успешно закончен период опытно-промышленной эксплуатации экскаватора ЭКГ-32Р производства ООО "ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова". Машина полностью готова к эксплуатации в карьерах.

Экскаватор ЭКГ-32Р с объемом ковша 32 м^3 и рабочей массой 950 т – мощнейший российский экскаватор типа "прямая механическая лопата".

В период опытно-промышленной эксплуатации продолжительностью 6 мес была проверена работоспособность всех систем, узлов и агрегатов. По всем параметрам опытный образец соответствует требованиям технического задания. Экскаватор показал высокую надежность и в период испытаний отгрузил 3 млн $362,72 \text{ тыс. м}^3$ массы горных пород, обеспечив высокий коэффициент технической готовности – КТГ = 0,9. В январе текущего года была достигнута наибольшая суточная производительность – 29400 м^3 массы горных пород.

Источник: maxi-exkavator.ru

Результаты экспериментальных исследований дробильно-измельчающих машин с напряженной замкнутой кинематической структурой

Представлены результаты экспериментальных исследований измельчающих машин с зубчатым (зубчато-подобным) рабочим органом, имеющим предварительно напряженный замкнутый кинематический контур. Подтверждена эффективность и работоспособность таких машин, установлено влияние величины предварительного напряжения на удельную энергоёмкость технологического процесса, что позволило предложить специальный показатель – коэффициент использования контура.

Ключевые слова: измельчающие машины, зубчатая мельница, замкнутый контур, цевочная мельница, пресс-измельчитель, энергосбережение.

V. S. Isakov, V. B. Balashov

The Experimental Results of Crushing Reducing Machines with Stressed Closed-Loop Kinematic Structure

The article deals with the results of an experimental research of reducing machines with a toothed (tooth-like) operating device having a pre-stressed closed-loop kinematic contour. The working efficiency and normal operation of these machines has been proved, the effect of pre-stress value on the storage density of the technological process has been stated, which allow suggesting a special-purpose index – contour operation factor.

Keywords: reducing machines, toothed grinding mill, closed-loop contour, lantern-wheel mill, press-crusher, energy saving.

Проблемы повышения эффективности и снижения энергозатрат процесса измельчения различных материалов (горных пород, угля, клинкера, техногенных отходов и т. п.) остаются актуальными на протяжении многих десятилетий. Несмотря на многочисленные конструкции дробильных машин и мельниц, традиционные и инновационные технологии измельчения, учитывающие физические свойства материалов и их изменение с увеличением тонины помола, релаксационные характеристики и т. д., многие научные и производственные организации, инженеры и изобретатели продолжают изучать и совершенствовать как дробильно-измельчающее оборудование, так и соответствующие технологические процессы.

В Южно-Российском государственном техническом университете (Новочеркасском политехническом институте) предложен ряд новых дробильно-измельчающих машин с напряженной замкнутой кинематической структурой. Первые работы,

появившиеся еще в 1991 г. [1], были встречены достаточно настороженно. Во-первых, замкнутые кинематические цепи с предварительным напряжением используются в инженерной практике достаточно редко. Их теоретическое обоснование и систематизация были представлены фрагментарно, что не способствовало активному внедрению. Во-вторых, известные на тот момент конструктивные схемы измельчителей, предполагающие зубчатый (зубчато-подобный) рабочий орган, не имели широкого распространения и использовались в основном как лабораторные, малопроизводительные агрегаты. Перспектива их промышленного использования не просматривалась.

Дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования подтвердили эффективность и работоспособность дробильно-измельчающего оборудования и других технологических машин с использованием предварительно напряженных замкнутых кинематических цепей.

Механизмы с напряженным замкнутым кинематическим контуром

Напомним, что замкнутая кинематическая цепь определяется как система звеньев, связанных между собой кинематическими парами, причем каждое звено входит не менее, чем в две кинематические пары, т. е. это цепь, звенья которой образуют один или несколько замкнутых контуров. С точки зрения структуры и кинематического анализа они представлены в работах И. И. Тайнова, А. Ф. Крайнева, Д. П. Волкова и др. В частности, В. В. Добровольским введено понятие "неассурова кинематическая цепь положительных и отрицательных порядков".

Оригинальные рекомендации по применению и систематизации одно-, двух- и более звенных цепей, образующих замкнутые контуры "с относительной подвижностью", представлены в работах К. Рота, Н. С. Воробьев, анализируя механизмы с точки зрения передачи силовых потоков, приводит возможную структурную классификацию механизмов с незамкнутыми и замкнутыми энергетическими потоками. Структурные схемы замкнутых механизмов с положительной степенью подвижности систематизированы в работах Э. Е. Пейсаха, В. А. Нестерова.

Значительное количество научных работ посвящено исследованию и расчету замкнутых кинематических цепей с предварительным натягом для ограничения или устранения зазоров в зубчатых механизмах, работающих в условиях знакопеременных больших нагрузок. Вопросы кинематики и динамики таких цепей рассмотрены в работах В. Л. Вейца, И. А. Гидаспова, А. Е. Кочура, Г. В. Царева, Н. И. Колчина и др. Наибольшее применение напряженные замкнутые кинематические контуры нашли в конструкциях испытательных стендов на трение и износ, что отмечается в работах К. Кутцбаха, Х. Рикли, А. Ф. Крайнева, Р. М. Брумберга, К. Д. Шабанова, А. И. Соловьева, В. Н. Кудрявцева, М. М. Хрущева и др. В машинах, требующих повышенной надежности, точности движений, используются параллельные и дублирующие механизмы, образующие замкнутые кинематические контуры. Вопросам классификации, методам анализа и синтеза механизмов с параллельной структурой посвящены работы В. А. Глазунова, А. Ф. Крайнева, К. Ханта, Сучимото и др.

Существенный вклад в теорию неассуровых структур механизмов и машин внесли А. Н. Дровников, С. А. Кузнецов. В работах [2–4] системно изложена теория адаптивных структурных групп

(неассуровых групп положительных порядков), индифферентных структурных групп (неассуровых групп отрицательных порядков), а также основы структурной теории, анализа и синтеза адаптивных и индифферентных механизмов. Теоретические исследования подтверждены конкретными решениями технологических машин, созданных с использованием напряженных замкнутых кинематических контуров. Механизмы, названные авторами "индифферентными", позволяют помимо технологического усилия воздействовать на объект обработки усилием, предварительно созданным в статическом режиме или накопленным в динамическом режиме в замкнутом кинематическом контуре, что приводит в ряде случаев к повышению эффективности работы или снижению удельной энергоемкости технологического процесса.

А. Н. Дровниковым, С. А. Кузнецовым, а также авторами настоящей статьи предложено большое количество тормозных, стопорных, дробильно-измельчающих и других технологических машин, получивших не только теоретическое обоснование, но и прошедших экспериментальную проверку. В частности, в работе [5] уже обобщены результаты теоретических и экспериментальных исследований энергосберегающих и энергонакопительных тормозных систем горных, строительных и подъемно-транспортных машин с использованием напряженных замкнутых кинематических контуров. Одновременно был проведен ряд экспериментов, подтверждающий целесообразность использования вышеназванного эффекта в зубчатых (зубчато-подобных) измельчителях и роторных технологических машинах.

Результаты экспериментальных исследований опытного образца цевочной мельницы

Рабочий орган мельницы (рис. 1, а, см. 4-ю стр. обложки) представляет собой зубчато-цевочное зацепление, помещенное в корпус. Цевочный ротор (см. рис. 1, б) обеспечивает удаление размолотого материала из зоны измельчения. Крышки корпуса выполнены разъемными, что позволяет заменять их на крышки из оргстекла и наблюдать за процессом визуально (см. рис. 1, в).

Особенностью конструкции рабочего органа является составное зубчатое колесо (рис. 2), выполненное в виде трех колес 1–3, среднее (2) из которых жестко закреплено на валу 5. Два других (1, 3) связаны через полые валы 8, 9 с натяжными муфтами 6, 7, которые за счет дифференциального

соединения полумуфт позволяют после предварительной "закрутки" вала 5 относительно полых валов 8 и 9 зафиксировать напряжение в контурах: "цевочный ротор 4—шестерня 1—полый вал 9—натяжная муфта 6—упругий вал 5—шестерня 2—цевочный ротор 4"; "цевочный ротор 4—шестерня 3—полый вал 8—натяжная муфта 7—упругий вал 5—шестерня 2—цевочный ротор 4". Равномерное давление двух шестерен 1 и 3 позволяет избежать перекоса в опорах и зубьях мельницы.

Цевочный ротор опирается о корпус мельницы через подшипник скольжения 10. Привод мельницы включает асинхронный двигатель Д мощностью 1,7 кВт и редуктор Р с передаточным отношением 31,5. Расход энергии фиксировался счетчиком СА4-И672М.

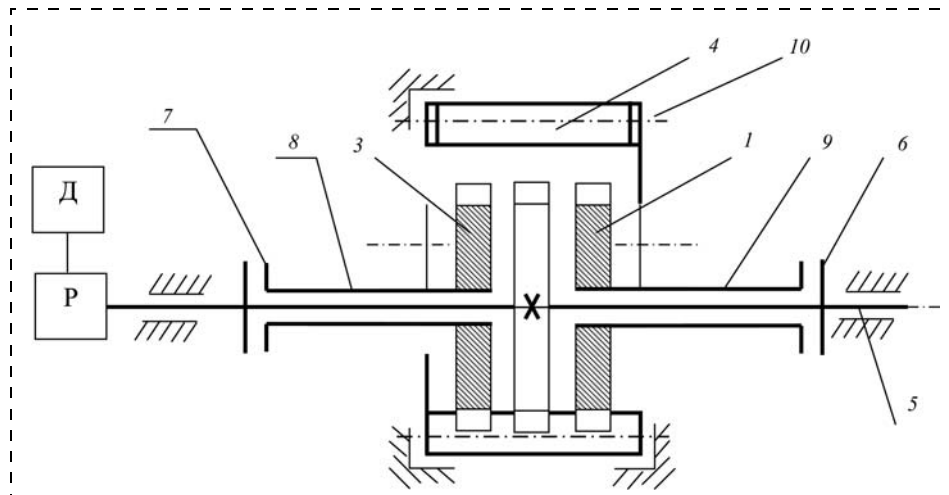


Рис. 2. Кинематическая схема рабочего органа мельницы

По условиям эксперимента расход энергии принят постоянным, что дает возможность сравнивать эффективность измельчения при одинаковых энергозатратах. Исследуемые материалы — щебень, песок, мрамор. Ситовой анализ проводился на стандартных ситах 0,5; 0,315; 0,15 мм. Отклонение в результатах опытов — не более 5%. Опыты проводились с нагружением замкнутого кинематического контура и без нагружения. Результаты эксперимента приведены в табл. 1.

Для наглядности результаты представлены в виде столбчатых диаграмм (рис. 3). Максимальное увеличение содержания частиц размером 0,15...0,315 мм составляет 7,8% по песку. У щебня и мрамора основное увеличение массы мелких частиц происходит в диапазоне < 0,15: 8% и 4,52% соответственно.

Полученные результаты, во-первых, подтвердили работоспособность и эффективность применения в мельницах с зубчатым (зубчато-подобным) рабочим органом напряженных замкнутых кинематических контуров, а во-вторых, показали, что изменение гранулометрического состава зависит от физических свойств материала.

Результаты экспериментальных исследований на роторном пресс-измельчителе

Рабочий орган роторного пресс-измельчителя [6] (рис. 4) выполнен в виде двух прямозубых колес 2 и 3 с передаточным отношением, равным единице. Замыкание кинематической цепи осуществляется через дополнительный редуктор Р₂ с передаточным отношением, также равным единице. Натяжные муфты 4 и 5 позволяют создать предвари-

Таблица 1

Размер частиц, мм	Выход, %					
	Щебень		Песок		Мрамор	
	1	2	1	2	1	2
Более 0,5	22,3	12,7	14,36	6,45	16,88	12,12
0,315...0,5	14,0	13,3	20,05	18,19	11,54	10,9
0,15...0,315	21,0	23,3	26,61	34,41	24,5	25,38
Менее 0,15	42,7	50,7	38,98	40,95	47,08	51,6
Продолжительность опыта, с	56	18	45	14	50	17

Примечание: 1 — без нагрузки; 2 — с нагрузкой.

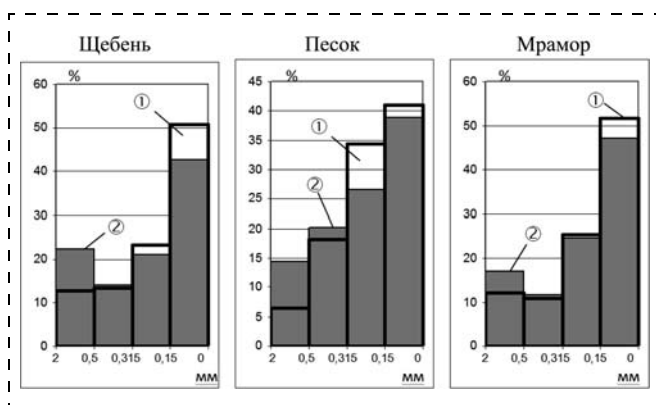


Рис. 3. Диаграммы гранулометрического состава после измельчения на мельнице: 1 — с предварительным напряжением контура; 2 — без напряжения контура

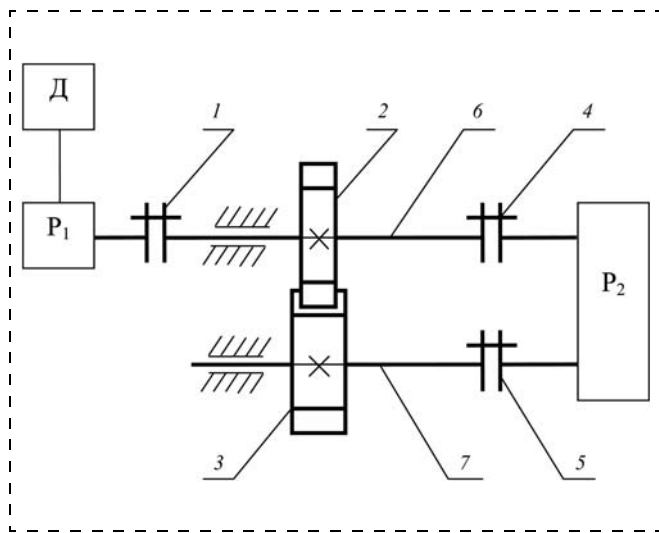


Рис. 4. Принципиальная схема роторного пресс-измельчителя

Таблица 2

Показатель	Усилие затяжки контура P , Н·м	Мощность на холостом ходу $N_{дв}$, Вт		
		500	650	800
Средняя потребляемая мощность при прессовании $N_{раб}$, Вт	0	1255	1450	1725
	15	1175	1420	1625
	30	1060	1225	1420
Величина относительной усадки ε_z	0	0,54	0,57	0,6
	15	0,62	0,64	0,65
	30	0,68	0,69	0,70
Относительные затраты мощности ΔN	0	2324	2544	2875
	15	1895	2218	2500
	30	1559	1775	2029
Коэффициент использования контура μ	15	1,226	1,147	1,143
	30	1,491	1,433	1,417

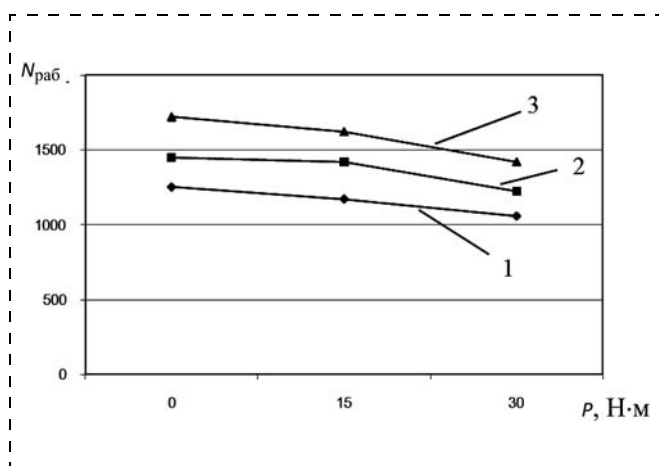


Рис. 5. Зависимость средней потребляемой мощности $N_{раб}$ от величины затяжки контура P при мощности холостого хода $N_{дв}$: 1 – 500 Вт; 2 – 650 Вт; 3 – 800 Вт

ное напряжение в замкнутом контуре "зубчатое колесо 3–зубчатое колесо 2–вал 6–натяжная муфта 4–редуктор P_2 –натяжная муфта 5–вал 7–зубчатое колесо 3".

Для измерения крутящего момента на валу 6 рабочего колеса наклеены тензорезисторы, сигнал от которых через токосъем передается к регистрирующей аппаратуре. Настоящая установка в целом аналогична предшествующей, но оборудована другим рабочим органом и позволяет провести испытания на специально подготовленных одинаковых образцах, что необходимо для определения величины деформации опытного образца и относительного расхода энергии на ее осуществление в зависимости от предварительного напряжения замкнутого контура. В качестве образцов использовались алюминиевые стержни цилиндрической формы диаметром 3 мм и длиной 18 мм. Их подача осуществлялась таким образом, что на рабочих поверхностях каждой пары зубьев происходил процесс раздавливания только одного образца. Используя общепринятые для изучения деформации сжатия принципы и допущения, можно считать, что объем образца до эксперимента равен объему образца после его окончания, а удлинение образцов по продольной оси после деформации составляет менее 5 % и может не учитываться. Опыты, как и в предыдущем случае, проводились с нагружением замкнутого кинематического контура и без нагружения. Результаты эксперимента приведены в табл. 2.

Величина относительной усадки ε_z определена по формуле:

$$\varepsilon_z = \frac{h_0 - h}{h_0},$$

где h_0 – диаметр образца до прессования; h – средняя толщина образца после прессования.

Относительные затраты мощности:

$$\Delta N = \frac{N_{раб.}}{\varepsilon_z}.$$

На рис. 5 представлены графики изменения средней потребляемой мощности при прессовании образца в зависимости от величины затяжки замкнутого контура. Снижение средней потребляемой мощности при прессовании с одновременным увеличением относительной усадки образца подтверждают наличие полезного эффекта и позволяют ввести показатель – коэффициент использования контура μ . В данном случае μ можно определить

как отношение относительных затрат мощности, используемой на прессование без предварительного напряжения контура $\Delta N_{(0)}$, к относительным затратам при предварительном напряжении $\Delta N_{(к)}$. Индексы в скобках показывают величину предварительного напряжения в контуре, т. е.

$$\mu = \frac{\Delta N_{(0)}}{\Delta N_{(15)}} \text{ или } \mu = \frac{\Delta N_{(0)}}{\Delta N_{(30)}}.$$

Как показали исследования, дальнейшее увеличение предварительного напряжения контура приводит к значительному росту сил трения, что приводит к снижению эффективности использования контура. Поэтому показатель μ является важной характеристикой при выборе и оптимизации величины предварительной затяжки.

Выводы

Теоретические основы анализа и синтеза индифферентных механизмов, примененные к рабочим органам технологических машин, дают возможность получить совокупность решений на уровне структурных и принципиальных схем. Эффективность их реализации в энергосберегающих и энергонакопительных тормозных устройствах обоснована теоретически и подтверждена в производственных условиях [5]. Исследования, проведенные на экспериментальных установках и опытных образцах измельчающих машин, также подтверждают работоспособность и эффективность применения функциональных механизмов с напряженным замкнутым контуром. Установлена связь между вели-

чиной предварительного напряжения замкнутого кинематического контура и эффективностью работы исполнительного органа технологической машины. Для численной оценки этой эффективности при выборе оптимального предварительного напряжения может быть применен специальный показатель – коэффициент использования контура.

Список литературы

1. **Дровников А. Н., Исаков В. С., Кузнецов С. А.** и др. Механизмы с силовым замыканием контура / Новочеркасский политехнический институт. Новочеркасск, 1991. 141 с. (монография). Деп. В ВИНТИ 24.06.91, № 2621-91.
2. **Дровников А. Н.** Неассуровы структуры механизмов и машин. Ростов-на-Дону: Пегас, 2000. 136 с.
3. **Кузнецов С. А., Дровников А. Н.** Интегральные механизмы индифферентной структуры. Анализ и синтез: Южно-Российский гос. техн. ун-т. Новочеркасск: ЮРГТУ, 1999. 99 с.
4. **Дровников А. Н., Исаков В. С.** Механизмы строительных и подъемно-транспортных машин с использованием напряженных замкнутых контуров // Изв. вузов Сев.-Кавк. регион. 2006. 156 с.
5. **Дровников А. Н., Исаков В. С., Балашов В. Б.** и др. Энергосберегающие и энергонакопительные тормозные системы горных, строительных и подъемно-транспортных машин с использованием замкнутых кинематических контуров // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 10. С. 29–35.
6. **Исаков В. С., Балашов В. Б.** Результаты экспериментальных исследований роторного пресса с напряженным постоянно замкнутым кинематическим контуром // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки, 2003. Пр. № 1. С. 152–156.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ!

Продолжается подписка на журнал "Горное оборудование и электромеханика" на II полугодие 2012 г. Оформить подписку можно через подписные агентства или непосредственно в редакции.

Подписные индексы по каталогам: Роспечать – **20134**; Пресса России – **39708**.

Информация о журнале размещена на сайте <http://novtex.ru/gormash>

107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Тел. (499) 269-53-97. Тел./факс (499) 269-55-10.

E-mail: gma@novtex.ru

УДК 622.684

Ю. А. Лагунова, проф., д-р техн. наук, УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru

Основные тезисы II Международной научно-практической конференции "Техгормет – 21 век"

Международная научно-практическая конференция "Техгормет–21 век", проходившая 10–11 ноября 2011 в г. Санкт-Петербург, была посвящена новым разработкам карьерной техники для открытых горных работ. Приведены основные тезисы докладчиков, участвующих в реализации проекта "Интеллектуальный карьер".

Ключевые слова: интеллектуальный карьер, карьерный транспорт, карьерные экскаваторы, электропривод, электрооборудование и автоматизированные системы управления.

Yu. A. Lagunova

Principal Theses II International Scientific-Technical Conference "Techminemetallurgy–21 Century"

International scientific-technical conference "Techminemetallurgy–21 century", had 10–11 november 2011 y. in c. S.-Petersburg, was dedicate to new developments of quarry equipment for open-cast mines. In the article statement principate in realization project "Intellectual quarry".

Keywords: intellectual quarry, quarry transport, quarry excavators, electrical drive, electrical equipment and automatized systems for management.

Представитель "ВИСТ Групп" по горным технологиям Д. А. Клебанов сообщил о том, что целью проекта "Интеллектуальный карьер" является создание уникальной для России автоматизированной системы добычи полезных ископаемых на основе роботизированной горной техники. Применение такой системы на горно-добывающих предприятиях позволит осуществлять горные работы без непосредственного участия человека, т. е. повысит эффективность открытых горных работ, устранил проблему нехватки высококвалифицированного персонала, а также эффективную и безопасную добычу в труднодоступных и тяжелых по климатическим условиям регионах. Создание системы по проекту "Интеллектуальный карьер" и развитие систем управления горно-транспортными комплексами дают толчок для совершенствования технологий беспроводной передачи данных, программного обеспечения, промышленной микроэлектроники, технологий и оборудования спутниковой навигации ГЛОНАСС, что входит в инновацион-

ную доктрину страны и уже получило поддержку инновационного центра "Сколково". Разрабатываемая система является развитием автоматизированной системы управления горно-транспортными комплексами "КАРЬЕР", созданной ранее российской компанией "ВИСТ Групп" при научно-методическом участии ИПКОН РАН. При этом важнейшим фактором для построения системы по проекту "Интеллектуальный карьер" являются совместные работы ПО "БелАЗ" и "ВИСТ Групп" по созданию полностью роботизированного карьерного самосвала.

Генеральный конструктор ПО "БелАЗ" А. Н. Егоров считает, что первым шагом в создании полностью роботизированного карьерного самосвала является опытный образец карьерного самосвала с дистанционным управлением "БелАЗ-75131". В рамках данного проекта были обеспечены беспроводная передача видео- и аудиоинформации с борта самосвала на удаленное рабочее место оператора, а также беспроводной обмен телеметрической и

командной информацией между рабочим местом оператора и кабиной самосвала. В настоящее время проводятся работы по совершенствованию программного обеспечения, оптимизации размещения и количества видеокамер, поиску новых технических решений. Автоматизация управления карьерными самосвалами позволит повысить эффективность добывающих компаний, а также исключить риск и влияние вредных факторов на здоровье человека.

Главный технолог горного отдела "СПб-Горношахт" С. П. Решетняк говорит, что использование информационных технологий (спутниковых навигационных систем) является перспективным направлением повышения эффективности работы горного оборудования. Их применение актуально и целесообразно для позиционирования горного оборудования, диспетчеризации карьерного транспорта, определения объемов выработанного пространства, мониторинга деформаций карьерных выработок, техногенных и природных откосов и насыпей, обеспечения надежной связи. Перспективным направлением развития горного производства является широкое применение промышленной электроники (системы дистанционного управления карьерным оборудованием, видеоконтроль технологических процессов). Целью радикального повышения безопасности горных работ является реализация максимально автоматизированного безлюдного производства на основе информационных технологий. Одним из путей повышения безопасности производства является разработка и внедрение самоуправяемых горных машин. Одной из важных проблем для современных карьеров является вывод на современный уровень качества и надежности отечественного горного и горно-транспортного карьерного оборудования за счет расширения и уплотнения типоразмерных рядов основного горного оборудования; применения методов конструктивной адаптации серийного горного оборудования под пожелания заказчика; освоения производства новых видов горного оборудования, не выпускаемых отечественной промышленностью (оборудования циклично-поточной и поточной технологий, карьерных автосамосвалов, в том числе шарнирно-сочлененных, крутонаклонных конвейеров, транспортных тележек особо высокой грузоподъемности и др.); обеспечения надежного сервиса.

Особенно актуально строительство заводов по производству в России карьерных самосвалов.

Кроме того, в РФ необходимо создание крупных отечественных машиностроительных корпораций, объединяющих в рамках одной компании производство всего комплекта карьерного оборудования (широкие линейки буровых станков, экскаваторов и автосамосвалов). В государственных интересах России необходимы разработка и финансирование федеральных научно-исследовательских программ, выполнение которых позволит отечественному горному оборудованию, а следовательно, и технологиям горных работ находиться на передовом уровне.

Заместитель генерального директора по развитию "ИЗ-КАРТЭКС имени П. Г. Коробкова" А. В. Самолазов выступил с оценкой рынка экскаваторного оборудования. Он отметил, что рынок экскаваторного оборудования России и стран СНГ отличается от рынков крупнейших добывающих стран мира – США, Австралии, Канады, Бразилии, Чили, Перу, Индонезии, Китая и др. Это касается, прежде всего, типоразмеров и вместимости ковшей карьерных экскаваторов. Тенденция сохранения ведущей роли карьерных электрических экскаваторов с ковшом вместимостью 8...15 м³ на многих действующих предприятиях России и СНГ, за исключением мощных угольных разрезов, существенно отличается от зарубежного опыта, где в этом типоразмере основной объем закупок приходится на гидравлические экскаваторы. Основное выемочно-погрузочное оборудование на крупнейших горно-добывающих предприятиях России и стран СНГ – это карьерные экскаваторы ЭКГ-10 и ЭКНГ-15. На рынке происходит постепенное смещение спроса к экскаваторам с повышенной вместимостью ковша. Учитывая это, "ИЗ-КАРТЭКС" реализует стратегию производства новой линейки экскаваторов канатного и реечного типа: ЭКГ-18Р/20К, ЭКГ-32Р/35К и ЭКГ-50. Базовая концепция построения новой линейки – соответствие параметрам основного применяемого карьерного транспорта. Главные критерии эффективности – погрузка транспорта за 3...5 циклов экскавации, соответствие рабочих параметров экскаваторов параметрам забоя и параметрам системы разработки.

Руководитель отдела германской компании "Vattenfall Europe Mining AG" Ульрих Хена сообщил о накопленном опыте и достижениях значительных экономических результатов путем совершенствования применения систем горно-транспортного оборудования непрерывного действия. Одним из примеров является система непрерывного действия "роторный экскаватор–ленточный конвейер–

консольный отвалообразователь", применяемая на разрезе "Йеншвальде". Компонентами этой системы являются роторный экскаватор SRs 2000 с теоретической производительностью 6000 м³/ч в разрыхленной массе, отвалообразователь A₂RsB и новая ленточная конвейерная линия. В 2001 г., т. е. в первый год эксплуатации этой системы на бурогольном разрезе, "Vattenfall" реализовал годовые объемы перемещения вскрышных пород 14,7 млн м³/год. Начатый процесс усовершенствования эксплуатации оборудования привел к тому, что в 2009 г. суммарный объем перемещения вскрышных пород составил 23,3 млн м³/год при трехсменном режиме работы и шести рабочих днях в неделю.

О современном рынке строительной и карьерной техники, в частности, о широком спектре самосвалов, которые могут быть использованы в составе горно-транспортного комплекса как звено транспортировки, рассказал генеральный директор ООО "БЕЛЛ ЭКВИПМЕНТ РУССЛАНД" Г. С. Коваленко. Мировой, а также российский опыт эксплуатации показывает значительную эффективность применения шарнирно-сочлененных самосвалов по сравнению с традиционными типами самосвалов. Особенно ярко видно преимущество на участках работ, где от самосвалов требуются такие характеристики, как высокая проходимость и повышенная маневренность, где нет возможности строить дороги и ввести требуемое количество единиц самосвальной техники малой грузоподъемности. При сравнении шарнирно-сочлененных самосвалов BELL с жесткорамными самосвалами грузоподъемностью от 30 до 50 т в обычных условиях карьера оказалось, что шарнирно-сочлененные самосвалы показывают меньшие (до 20 %) затраты на эксплуатацию при той же или большей производительности.

О применении троллейной системы для карьерных самосвалов рассказал представитель фирмы "SIEMENS IS CS" И. Войтенко. Для достижения перемещения максимально возможной полезной нагрузки при одновременной минимизации эксплуатационных расходов на протяжении технологического срока эксплуатации самосвалов предложено использовать подвесную контактную сеть. Контактные сети электроснабжения устанавливаются на транспортных бермах в карьерах, где есть выездная дорога, поднимающаяся из рабочей зоны выработки. Другое условие — значительное превышение затрат на горючее по сравнению со стоимостью электроэнергии. Главной характеристикой

эксплуатации подвесной контактной линии является то, что доступная для работы электродвигателей мощность значительно увеличивается. Оборудованием токосъемником самосвал имеет высокую скорость из-за дополнительной мощности, в результате чего сокращается время, необходимое для транспортировки полезных ископаемых, и увеличивается общая производительность. Во время эксплуатации при прямом питании от подвесной контактной сети дизельный двигатель самосвала переводится в режим холостого хода, и вся необходимая мощность снимается из подвесных контактных линий. Это обеспечивает экономию топлива, увеличивает срок службы механических частей и интервалы между капитальными ремонтами дизельного двигателя, что повышает среднее время безотказной работы самосвалов. Однако существуют причины, препятствующие широкому внедрению в технологическую транспортную цепь троллейной системы для самосвалов, а именно затраты на монтаж тяговых подстанций, подвесных контактных линий и отсутствие практического опыта использования подобных систем в России.

Эту же тему в своем выступлении затронули представители *Института горного дела Уральского отделения РАН* заведующий сектором П. И. Тарасов и ст. научн. сотр. А. Г. Журавлев. По многим направлениям совершенствования конструкции карьерных автосамосвалов (расход топлива, выброс вредных веществ, ресурс шин, удельная мощность, грузоподъемность и др.) достигнуты пределы. Расширить область применения автотранспорта по указанным ограничениям можно, адаптируя конструкцию автосамосвалов к конкретным условиям, улучшая одни показатели за счет других, не являющихся определяющими в условиях конкретного карьера. ИГД УрО РАН разработаны специализированные горно-транспортные средства. Гусеничный самосвал и комплекс других мобильных технологических машин предназначен для эксплуатации на слабонесущих грунтах при строительстве и в некоторых случаях при эксплуатации карьеров. Троллейвоз — для магистральных перевозок на расстояния 10...30 км в условиях, когда разрабатываются отдельные рудные тела небольшой мощности на значительном удалении от коренного месторождения или существующей обогатительной фабрики. Троллейно-аккумуляторные самосвалы подходят для эксплуатации сборочно-магистрального или магистрального транспорта на глубоких карьерах с комбинированным транспортом и перегрузочными пунктами.

Углубочный комплекс, состоящий из гусеничного самосвала и специализированного экскаватора, способен работать на крутонаклонных съездах (до 35 %) для доработки глубоких горизонтов карьеров без разноса бортов.

Заместитель главного механика карьера "Юбилейный" АК "АЛРОСА" И. Г. Кузьмин выступил с докладом об оперативном проведении планово-предупредительных ремонтов (ППР) в условиях Крайнего Севера. Погрузка горной массы в карьере "Юбилейный", на промежуточных складах вскрышных пород и руды производится карьерными экскаваторами ЭКГ-12,5 и ЭКГ-15, гидравлическими экскаваторами с дизельным приводом Н-238S с ковшем вместимостью 19 м³, фронтальными погрузчиками L-1100 с ковшем 16 м³. Для бурения отбойных и контурных скважин используются станки шарошечного бурения СБШ-250МН, СБШ-190/250-60 и Д-75KS (ТАМРОСК). Основную часть года горное оборудование и техника карьера "Юбилейный" работает при низкой температуре окружающей среды (-25...-50 °С). В этих условиях сложно проводить обслуживание и ремонт горной техники. Обязанностью ремонтно-механической службы карьера является оперативное проведение ППР и восстановление остро необходимых запасных частей. На базе ремонтного цеха созданы дежурные ремонтные бригады, состоящие из слесарей по ремонту и обслуживанию горного оборудования и электрогазосварщиков, объединенных в участок. График работы круглосуточный. После выполнения дефектовки оборудование останавливается на ППР. При аварийных ремонтах работы выполняют непосредственно в карьере, устанавливая специальные палатки и парусины, а тепло подается электротеплогенераторами.

Начальник бюро электроприводов переменного тока ОАО "Силовые машины" М. В. Пронин рассказал о применении частотных электроприводов. При добыче полезных ископаемых в карьерах используются экскаваторы и самосвалы, значительная часть которых оснащена электроприводами постоянного тока. Современный уровень развития силовой электроники и систем управления позволяет построить электроприводы на переменном токе. При этом повышается надежность систем, снижается трудоемкость их обслуживания. В ОАО "Силовые машины" проводят работы по созданию комплектов электрооборудования на переменном токе для экскаваторов с ковшем вместимостью 18, 32 и 36 м³, а также электриче-

ских трансмиссий самосвалов грузоподъемностью 90, 136, 240, 360 и 450 т. Комплекты электрооборудования экскаваторов содержат согласующий трансформатор мощностью 1600 или 2000 кВА, фильтр, многотактный активный выпрямитель, а также электроприводы хода, подъема, напора, поворота. Активный выпрямитель обеспечивает стабилизацию выпрямленного напряжения при изменении напряжения питания в широких пределах, поддерживает синусоидальную форму токов сети, обеспечивает работу системы с заданным коэффициентом мощности сети, ограничивает токи сети на номинальном уровне. Все электроприводы экскаваторов выполнены с транзисторными инверторами и асинхронными двигателями. В активном выпрямителе и электроприводах реализованы алгоритмы векторного управления.

Электрические трансмиссии самосвалов включают в себя синхронные дизель-генераторы, диодные выпрямители, фильтры выпрямленного напряжения, а также тяговые электроприводы с транзисторными инверторами и асинхронными двигателями. Инверторы работают в режиме ШИМ и при векторном управлении формируют требуемые характеристики тяговых двигателей. В трансмиссиях применены двигатели переменного тока, исключено контакторное управление и за счет этого повышена надежность систем, снижена трудоемкость обслуживания. Реализовано электрическое торможение до нулевой скорости. Грузовый самосвал удерживается на уклоне электроприводом без механических тормозов. За счет этого уменьшен износ тормозов. Увеличен срок службы редукторов за счет плавного выбора зазоров электрической трансмиссией. Использован электрический дифференциал за счет независимого управления двигателями и колесами. Реализован круиз-контроль (задание скорости и движения без водителя).

Ведущий специалист ООО "Уралмаш-Инжиниринг" Н. И. Паладеева поделилась опытом эксплуатации современных драглайнов производства ОАО "Уралмашзавод". Сегодня ОАО "Уралмашзавод" предлагает горным предприятиям две новые модели драглайнов: шагающий ЭШ-11.75 и гусеничный ЭДГ-3,2.30. В 2002 г. линейка шагающих драглайнов Уралмаша пополнилась новым экскаватором ЭШ-11.75 № 1, который был поставлен на предприятие по добыче россыпного золота "Севзолото", входящее ныне в ОАО "Лензолото" компании ОАО "Полюс-Золото". Экскаватор

ЭШ-11.75 № 2 работает на разрезе "Степной" УК "Русский Уголь" на экскавации вскрыши взорванных пород III–IV категории, ЭШ-11.75 № 3 используется на формировании отвалов вскрышных пород разреза "Майкубенский" в Республике Казахстан. ЭШ-11.75 № 4 и № 5 изготовлены в 2011 г. для добычи цементного сырья на карьерах ОАО "Красносельскстройматериалы" и ПРУП "Кричевцементошифер" в Республике Беларусь. В конструкцию экскаваторов заложен повышенный ресурс работы оборудования, что обеспечивает его высокопроизводительную и надежную эксплуатацию. Гусеничный драглайн ЭДГ-3,2.30 создан конструкторами Уралмаша совместно со специалистами Богдановичского ОАО "Огнеупоры". Первый ЭДГ поставлен в 1999 г. на Полдневской карьере для производства вскрышных работ и добычи огнеупорных глин. При разработке конструкции были учтены условия эксплуатации: гусеничная тележка ходового оборудования имеет ширину трака 1400 мм, что обеспечивает снижение давления на грунт на 20 %, а ковш — гибкую заднюю стенку для разгрузки липких глин. В 2008 г. поставлены еще два драглайна ЭДГ-3,2.30. Высокая эффективность ЭДГ-3,2.30 подтверждена низкими затратами на эксплуатацию (350...400 тыс. руб./год),

производительностью до 700 тыс. т/год при сезонной работе 8...9 мес/год, высоким коэффициентом готовности экскаватора — не менее 0,94, низкими аварийными простоями.

О применении крутонаклонных конвейеров в глубоких карьерах рассказали представители *Навоийского ГМК К. С. Санакулов* и *П. А. Шеметов*. В марте 2011 г. в глубоком карьере "Мурунтау" Навоийского ГМК введен в эксплуатацию крутонаклонный конвейер с высотой подъема горной массы 270 м. С запуском в эксплуатацию комплекса циклично-поточной технологии на практике доказана идея крутонаклонного транспортирования горной массы на борт карьера с большой производительностью.

Проведение подобных научно-технических и научно-практических конференций способствует установлению и развитию новых творческих связей между научными коллективами и производством. Конференции помогают расширить личное и профессиональное взаимодействие ученых и практиков, позволяют сэкономить время на поиск необходимых научных и промышленных материалов, реализовывают стремления молодых ученых и промышленников к карьерному росту.

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

Дизайнер *Т.Н. Погорелова*. Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *Т.В. Зверева*.

Сдано в набор 15.03.2012. Подписано в печать 26.04.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO512. 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.

Оригинал-макет ООО "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.