

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д. т. н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д. т. н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д. т. н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д. т. н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЕДЫГЕНОВ Е.К. (Казахстан)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

КАРТАВЫЙ Н.Г., д.т.н., проф.

КУЛАГИН В.П.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина)

СТРАБЫКИН Н.Н., д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., к.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Махно Д. Е. К вопросу совершенствования средств комплексной механизации на угольных шахтах 2

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Котяшев А. А., Глебов А. В. Анализ технологических показателей буровзрывного комплекса рудных карьеров 7

Пелевин Л. Е., Абрашкевич Ю. Д., Мельниченко Б. Н. Рыхлитель с динамическим рабочим органом 13

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Мурашев В. В. Анализ материалов для горно-режущего инструмента 19

НАУЧНЫЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Керопян А. М., Шахова К. И. Исследование влияния энергетических аспектов процесса изнашивания и происходящих тепловых процессов в зоне контакта с рельсами колес карьерных локомотивов на их тяговую способность 22

Непран М. Ю., Юнгмейстер Д. А., Исаев А. И., Сабитов А. Э., Соколова Г. В. Исследование удержания бойка за счет выбора режимов воздушного потока 27

Пасынков Д. А., Шестаков В. С. Конструктивное решение по снижению энергоемкости спускоподъемных операций тяжелых буровых установок 31

Комиссаров А. П., Прокопович Г. В., Симисин Д. И. Оценка влияния динамических параметров импульсной системы на эффективность функционирования буровой машины ударного действия 36

Сержан С. Л. Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем 39

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Линник Ю. Н., Линник В. Ю. Информационная система для прогнозирования подземной добычи угля 43

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 622.232.23.26

Д. Е. Мажно, д-р тех. наук, проф., НИ ИрГТУ, г. Иркутск

E-mail: makhno@istu.irk.ru

К вопросу совершенствования средств комплексной механизации на угольных шахтах

Анализируются технические решения, имеющие место при комплексной механизации очистных работ. Рассматриваются проблемы отработки тонких и мощных пластов; комплексной механизации выемки пластов крутого падения; механизации концевых операций; выбора и обоснования рациональной длины лавы. Рассматривается возможность развития средств комплексной механизации на основе фронтальной технологии выемки угля.

Ключевые слова: комплексная механизация очистных работ, анализ и пути решения технических проблем, фронтальная и фланговая схемы выемки.

D. E. Makhno

About the Problems of Improvement of Complex Mechanization of Coal Mines

Analyses the technical decisions that occur at area of complex mechanization. Describes the issue of thin and thick layers excavation; complex mechanization of excavation layers of a steep fall; mechanization of the others operation; selection and validation of rational length of lava. Consideration is being given to the development of complex mechanization based on coal mining technology front.

Keywords: integrated mechanization of rocks excavation, analysis and solution of technical problems, front and wing scheme of rocks excavation.

Процесс развития горных работ на угольных шахтах непосредственно связан с совершенствованием средств комплексной механизации отдельных технологических операций. Это естественный процесс развития, который в ряде случаев приводит к ломке традиционных технологических направлений разработки полезных ископаемых, что наглядно подтверждается примером перехода от широкозахватной к узкозахватной технологии выемки угля. Переход на новую технологию ведения горных работ занял продолжительный период времени и был связан с необходимостью создания принципиально новых машин и оборудования. В настоящее время технология узкозахватной выемки заняла свое должное место в практике ведения горных работ в виде комплексной механизации очистных работ на основе применения мощных очистных комбайнов (струговых установок) и механизированных крепей, работающих в длинных забоях. В отечественной и зарубежной прак-

тике идет процесс постоянного совершенствования решений в направлении дальнейшего увеличения технических параметров машин, повышения производительности и эффективности использования оборудования. Эти решения выдвигают ряд новых задач, которые перерастают в проблемные, связанные с необходимостью дальнейшего совершенствования сложившейся технологии ведения горных работ. Первоочередными вопросами в этом направлении развития техники являются: обоснование оптимальной длины лавы; механизация концевых операций; предельные скорости передвижения механизированной крепи; механизация и организация монтажно-демонтажных работ механизированных комплексов; снижение критической массы конструкции и ряд других.

Решение этих задач выдвигает общую проблему целесообразности дальнейшего развития горных работ в длинных лавах в связи с наметившейся в

последние годы альтернативой коротких забоев, работающих по схеме фронтальной выемки [1, 2].

При этом одной из основных технических задач является обоснование рациональной длины забоя, которая не всегда разрешима экономическими методами. При средней длине лавы по России ~140 м наиболее высокие показатели использования очистных комплексов достигаются при длине забоя 250 м и более. Средняя длина очистного забоя в США составляет 282 м при максимальной длине 320 м. В Германии предельная длина забоя достигает 430 м. С ростом длины лавы снижаются затраты на выполнение концевых операций, удельные расходы на проведение и поддержание подготовительных выработок, но существенно возрастает доля амортизационных отчислений при росте трудозатрат на техническое обслуживание и ремонт оборудования. Рост этих затрат непосредственно связан с увеличением металлоемкости механизированного комплекса.

До 97 % общего объема подземной добычи угля обеспечивается механизированными комплексами, в массе которых доля крепи составляет 0,65...0,8, или 0,6...0,75 от его стоимости. Доля удельных затрат на добычу 1 т угля в зависимости от длины лавы и с учетом монтажно-демонтажных работ достигает 0,65...0,75 от суммарных затрат на комплекс. Учитывая эти факторы, целесообразно изыскание рациональных вариантов конструкции механизированной крепи, позволяющих снизить затраты на их применение. В настоящее время силовая связь перекрытия механизированной крепи с основанием секций отечественного и зарубежного производства базируется, в основном, на идее четырехзвенника П. Л. Чебышева. В последних конструкциях крепей шаг установки секций увеличен до 1,5...1,75 м. Намечалась тенденция с возрастанием мощности выемочной машины увеличения ширины захвата комбайна до 0,9...1,2 м. На смену крепей М138, М142, М144 выпускаются крепи нового поколения М147, М144Б, М174, М151 модульного исполнения повышенной несущей способности. При этом следует иметь в виду, что увеличение сопротивления крепи на 10 % приводит к повышению металлоемкости крепи примерно на 6,5 %, и как следствие, к возрастанию затрат на повышение монтажно-демонтажных работ. В отечественные крепи III—IV поколения закладывается ресурс до 30 тыс. циклов передвижения, что соответствует примерно восьми годам эксплуатации конструкции [11].

Существенное влияние на оценку рациональной длины забоя оказывает и скребковый конвейер. По мере увеличения длины лавы значительно возрастает масса тягового органа конвейера по отношению к массе транспортируемого материала. Здесь также оказывает существенное влияние принцип совершенствования конструкции оборудования. Так, переход на регулируемый привод снижает уровень динамических нагрузок на конвейерный став, что вдвое повышает ресурс оборудования и примерно в 1,5—1,8 раза снижает энергозатраты на транспорт угля. Существенный выигрыш дает цельнопередвижной принцип подвигания конвейера с "ящичным вариантом" расстановки цепи, при этом КПД конвейера возрастает в 1,5 раза [3, 5, 6].

В целом с увеличением длины лавы обостряются технические противоречия, когда основные технологические операции (выемка, погрузка угля, крепление и управление кровлей) сосредотачиваются в одной точке забоя, а возрастающая длина лавы служит лишь для поддержания прохода вдоль забоя и транспорта угля. Да и транспорт угля скребковым конвейером в длинных лавах также связан с технически неоправданными затратами энергии на вращение постоянно нарастающей массы скребковой цепи [3, 5]. При возрастании длины лавы возникают противоречия с возможностью использования механизированных комплексов на пластах с местными геологическими нарушениями. Первые опыты работы механизированных комплексов с разворотом крепи на 180° по окончании выемки блока вместо проведения трудоемких монтажно-демонтажных работ также технологически более выполнимы в коротких забоях [16].

Требования механизации концевых операций привели к увеличению сечения подготовительных выработок до 20...26 м² с поддержанием повышенных обнажений анкерной крепью. Для механизации этих процессов создается специальное проходческое оборудование [3, 7, 13]. В то же время средние темпы проведения подготовительных выработок составляют 150 м/мес и лишь отдельные бригады достигают показателей 200...250 м/мес [3, 13, 17]. Наряду с проходческими комбайнами ПК21 создаются более мощные комбайны КП30, КП150, по техническим характеристикам близкие к зарубежным аналогам П-110, АМ65, АМ75, SM130 и др.

В длинных забоях существенные трудности возникают с ограничением скорости передвижения

секций механизированной крепи вслед за комбайном. Фланговая схема движения очистного комбайна в длинных лавах сдерживается фронтальным направлением передвижения крепи. Так, при скорости движения комбайна $v = 6$ м/мин на перемещение линейной секции стандартной крепи шириной 1,0 м (снятие распора, передвижка, распор между почвой и кровлей пласта, контрольные операции) приходится лишь 10 с, что может быть выполнено только при автоматическом управлении крепью и безотказном режиме работы оборудования. Современные отечественные очистные комбайны (К-500, К600Ю) рассчитаны на скорость подачи 10 м/мин и более, это вступает в противоречие с возможностями ритмичной работы механизированной крепи в длинных забоях. При намечившемся переходе на повышенное напряжение (3000 В и более) с дальнейшим увеличением мощности привода комбайнов и скорости подачи машин эта диспропорция возрастает. Ведущие зарубежные фирмы уже работают на более высоких напряжениях очистного оборудования [6—9]. Увеличение скорости передвижения крепи за счет ширины секций ограничено гипсометрией почвы пласта и, как правило, не превышает 1,5 м. Перемещение секций в шахматном порядке в целях увеличения скорости процесса не всегда обеспечено устойчивостью боковых пород.

Существенный рост технических параметров механизированной крепи дает электрогидравлическая система управления передвижением секций. В этом случае скорость крепления лавы может возрасти до 7 м/мин против 3 м/мин средних показателей [3].

Перечисленные аргументы также склоняются в пользу фронтальной выемки, когда направление движения выемочной машины и крепи совпадает. Опыт работы агрегатов А-3 с секциями крепи, расчлененных на три группы, доказывает возможность перехода на поточную технологию выемки, когда выемочная машина задает параметры работы всего комплекса. При этом создаются более легкие условия для автоматизации всех операций и перехода на агрегатный вариант выемки с практически неограниченными техническими возможностями работы оборудования [8].

При фронтальной схеме выемки непосредственно с поверхности забоя конвейеростругами создаются более легкие условия разрушения массива в отжатой зоне пласта. Это существенно снижает энергоемкость процесса, что также следует рас-

сматривать как преимущества фронтальной выемки угля узким забоем [1, 2].

Обособленно смотрятся проблемы комплексной механизации выемки весьма тонких и мощных пластов, а также отработки пластов крутого и наклонного падения.

Наиболее успешно комплексная механизация очистных работ в длинных лавах нашла применение в условиях тонких пластов и пластов средней мощности. Это обеспечено, соответственно, комплексами типа КМ-88, КМТ, ОКП, КМ-138, КМ-144, КМ-130, КМ-145 и др. Механизированные крепи комплексов, как правило, поддерживающе-оградительного типа с увеличенным размером призабойного пространства, что обеспечивает возможность их работы на пластах повышенной газоносности [8].

Механизированная выемка весьма тонких пластов ограничена комплексами типа КМ-101Т, КМ-103, КД-80, КМ-С97. В этих крепях поддержание необходимого сечения призабойного пространства обеспечивается специальными техническими решениями, в том числе освобождением почвы и расположением агрегатированного гидравлического оборудования по кровле пласта. Применительно к отработке весьма тонких пластов имеется способ бурошнековой выемки, а также угольные пилы, комплексы типа КМД, работающие по технологии камерно-столбовой системы разработки с поддержанием кровли на целиках, не требующие присутствия людей в очистном забое [9]. Технология камерно-столбовой системы разработки комплексами глубокой разработки пластов КГРП (США) спаренными шнеками успешно применяется на шахте "Распадская", обеспечивая нагрузку на забой до 4,0 тыс. т/сут и более. В США по этой технологии обрабатываются до 30 % общего объема горных работ [15]. Бурошнековая выемка установками типа БУГ применяется в условиях безлюдной отработки тонких пластов Донбасса. В целом все эти решения находятся в стадии промышленных испытаний и нуждаются в дальнейшей технической доработке [9].

Комплексная механизация выемки мощных пластов в основном выполняется по технологии слоевой выемки с искусственным разделением зоны уголь—порода металлическими полосами в виде сетки [10, 14]. Выемка угля может проводиться комплексами типа КМ-130, КМ-145, у которых отсутствие основания позволяет укладывать сетку непосредственно на почву пласта; специальными комплексами типа КМС, механизующими про-

цесс переплетения и укладки сетки с последующей отработкой пласта комплексами типа КТУ [9]. При этом возможен выпуск потолочины впереди крепи на общий либо на специальный конвейер, находящийся позади секций механизированной крепи типа ОКПВ-70, КМ81В, ZFS (Китай), при площадно-управляемом выпуске угля [10]. Технология позволяет обрабатывать пласты неограниченной мощности, возможна последовательная выемка угля двумя-тремя слоями комплексами типа КМ-130 с предварительной укладкой искусственного ограждения. Всем этим решениям, наряду со сложностью самого технологического процесса, свойственна опасность самовозгорания угля в выработанном пространстве при частичном оставлении его на почве пласта [10, 14].

Выемка пластов одновременно на всю мощность до 5,0...6,0 м обеспечена комплексами типа КМ-142, КМ-144, КМ-174, КМТ-70. Такие технические решения связаны с повышенной металлоемкостью конструкций крепи и комбайнов и, как следствие, со сложностью технической эксплуатации, обслуживания и выполнения монтажно-демонтажных работ. Следует полагать, что существуют критические размеры оборудования, выше которых проектирование и создание машин технически и экономически нецелесообразно. Это подтверждается и результатами опыта эксплуатации машин крупных параметров. Эффективная отработка мощных пластов требует дальнейших изысканий более рациональных технических решений.

Комплексная механизация отработки пластов крутого падения является наиболее сложной задачей, не имеющей аналогов в зарубежной практике ведения горных работ. Наиболее реальными решениями в этом направлении являются комплексы типа КГД и щитовые агрегаты АЩ и АНЩ [9]. В комплексах КГД, работающих в длинных лавах по простиранию пласта, силы гравитации компенсируются маятниковыми опорами и специальными предохранительными фартуками. Механизированные крепи предназначены для отработки тонких пластов крутого падения.

Щитовые агрегаты типа АЩ служат для отработки пластов по фронтальной схеме, полосами по падению, с выемкой угля конвейеростругом. Такая технология выемки совпадает с направлением действия сил гравитации, более рациональна и безопасна в условиях отработки выбросоопасных пластов. Сложность технологии — необходимость частого перемонтажа оборудования. Особая сложность технических и технологических условий за-

легания пластов крутого падения делает в настоящее время их отработку неконкурентоспособной по сравнению с выемкой пластов пологого падения.

По мере совершенствования техники, роста ее параметров и металлоемкости существенно возрастают трудозатраты, связанные с монтажом-демонтажом механизированных крепей и сопутствующего оборудования. Наиболее прогрессивным решением в снижении трудоемкости этих работ является применение самоходных погрузочно-доставочных машин с крановым оборудованием и дизельным приводом. Сочетание этих машин с технологией предварительного проведения демон- тажных камер при анкерном креплении кровли существенно снижает трудоемкость выполнения этих работ [4].

Существенным фактором, сдерживающим развитие и применение средств комплексной механизации очистных работ, являются жесткие требования норм пылегазового режима. В ряде случаев это влечет за собой отказ от челноковой выемки угля, применение схем сонаправленного проветривания, использование механизированных крепей с увеличением сечения призабойного пространства, а следовательно, повышенной металлоемкости и стоимости, специальных мероприятий по дегазации пластов и средств борьбы с пылью. Все это сказывается на снижении технических параметров современных машин и оборудования. Это далеко не все трудности и проблемы, которые появляются при решении процессов комплексной механизации очистных работ. Настало время критического пересмотра поднятых проблем в целях дальнейшего совершенствования технологии и средств комплексной механизации очистных работ [1, 2].

Процесс дальнейшего совершенствования горных работ в условиях подземной разработки месторождений полезных ископаемых требует решения ряда сложных технических задач, обсуждение которых и легло в основу данной статьи. Ряд из них перерастает в проблемы, разрешение которых требует коренного изменения технологии ведения горных работ, разработки и создания принципиально нового оборудования комплексной механизации очистных работ, за которым будущее.

Список литературы

1. Кантович Л. И., Пастоев И. Л. О перспективе агрегатной выемки угля // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 5. С. 5—7.
2. Габов В. В., Логинов А. К., Смирнов М. И. Оценка эффективности способов отделения угля от массива и

направления комплексной механизации очистных работ // Горные машины и автоматика. 2004. № 8. С. 6—9.

3. **Линник Ю. Н., Крашкин И. С., Мерзляков В. Г.** и др. Концепция развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 2. С. 2—12; № 3. С. 2—6.

4. **Артемьев В. Б., Логинов А. К., Ютяев Е. П.** и др. Альтернативные технологии формирования демонтажных камер в условиях ОАО "СУЭК-КУЗБАСС" // Уголь. 2010. № 6. С. 20—23.

5. **Титов С. В., Мышляев Б. К.** Эксплуатационные характеристики забойных скребковых конвейеров механизированных комплексов // Горные машины и автоматика. 2003. № 7. С. 2—5.

6. **Титов С. В., Мышляев Б. К.** Исследование эксплуатационных свойств современных очистных комбайнов механизированных комплексов // Горные машины и автоматика. 2003. № 12. С. 11—17.

7. **Хорин В. Н.** Перспективы развития техники и технологии средств выемки угля в длинных очистных забоях // Уголь. 1988. № 1. С. 43—46.

8. **Махно Д. Е.** Состояние и перспективы развития средств комплексной механизации очистных работ на угольных шахтах // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 11. С. 40—41.

9. **Махно Д. Е., Страбыкин Н. Н., Кисурин В. Н.** Горные машины и оборудование (для подземных горных

работ): Учеб. пособие. 2-е изд. перераб. и доп. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2004. 240 с.

10. **Кожухов Л. Ф.** Отработка мощных угольных пластов механизированными комплексами с выпуском угля // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 12. С. 21—25.

11. **Мышляев Б. К.** Производство современной очистной техники — основа развития подземной добычи угля в РФ // Уголь. 2007. № 1. С. 11—15.

12. **Гарусов А. И., Мурашов Б. А.** Современное электрооборудование напряжением 6000 В и проблемы его эксплуатации // Уголь. 2008. № 5. С. 41—44.

13. **Беликов В. В., Чавкин А. И.** Проблемы и пути повышения эффективности проведения подготовительных выработок на угольных шахтах России // Уголь. 2009. № 3. С. 31—36.

14. **Клишин В. И., Николаев А. В., Егоров А. П.** и др. Перспективные технические решения отработки мощных пологих угольных пластов с выпуском // Уголь. 2009. № 12. С. 6—10.

15. **Нецветаев А. Г., Ренин Л. Н.** Технология добычи угля с применением комплекса глубокой разработки пластов // Уголь. 2004. № 11. С. 12—16.

16. **Вайхаймер О.** Повороты лав в каменноугольной промышленности ФРГ // Глюкауф. 1980. № 11. С. 4—12.

17. **Ремезов А. В., Харитонов В. Г., Рогачков А. В.** и др. К вопросу возможного увеличения длины очистного забоя // Уголь. 2007. № 2. С. 3—4.

АНОНС

Уважаемые читатели!

В следующий, декабрьский номер журнала включены в основном статьи сотрудников Пермского национального исследовательского политехнического университета, в том числе:

- **Винокуров В. Е., Стрелков М. А.** Влияние свивки стального каната на результаты измерения потери сечения различными типами магнитных систем
- **Иванов С. Л., Звонарев И. Е., Шишлянников Д. И., Бурак А. Я., Николаев В. М.** Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов
- **Николаев А. В., Алыменко Н. И., Седунин А. М.** Автоматизированная ресурсо- и энергосберегающая система воздухоподготовки шахтного воздуха
- **Трифанов Г. Д., Кузнецов В. С.** О причинах повреждения шахтных подъемных канатов на участке струны
- **Трифанов Г. Д., Микрюков А. Ю.** Непрерывный динамический контроль жесткой армировки вертикальных шахтных стволов

УДК 622.233.62 + 622.235.32

А. А. Котышев, канд. техн. наук, **А. В. Глебов**, канд. техн. наук,
ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

E-mail: Glebov@igduran.ru

Анализ технологических показателей буровзрывного комплекса рудных карьеров¹

Выполнен анализ технологических показателей, характеризующих эксплуатацию буровзрывного комплекса базовых железорудных карьеров России.

Ключевые слова: железорудные карьеры, буровзрывной комплекс, технологические показатели, буровые станки, смесительно-зарядные машины, взрывчатые вещества.

A. A. Kotyashev, A. V. Glebov

Analysis Drilling-Blasting Complex Technologic Indices of Ore Open Pits

The analysis of technologic indices defining drilling-blasting complex operation of Russia ferrous metallurgy basic iron ore open pits is carried out in various mining-geological conditions.

Keywords: iron ore open pits, drilling-blasting complex, technologic indices, drilling rigs, blending-loading machines, blasting agents.

При эксплуатации глубоких карьеров затраты на буровзрывной комплекс в себестоимости добычи 1 т минерального сырья достигают 25...30 %. По мере понижения горных работ и увеличения доли крепких скальных и обводненных пород в общем объеме выемки горной массы прослеживается их дальнейший рост [1].

Показатели по объемам выемки горной массы по восьми железорудным горно-обогатительным комбинатам черной металлургии России, добывающим в настоящее время более 88 % руды и 93 % скальных горных пород, за 2000 и 2010 гг. приведены в табл. 1 [2].

Анализ данных, представленных в табл. 1, свидетельствует о том, что за последнее десятилетие объемы добычи руды на рассматриваемых базовых предприятиях страны увеличились на 21 % и составили почти 240 млн т. Объемы скальной гор-

ной массы, требующие взрывной подготовки для выемки, выросли на 33 % и достигли 156 млн м³. На крупнейших железорудных ГОКах страны — Михайловском, Лебединском, Костомукшском и Качканарском — объемы добычи руды возрасли до 44...50 млн т. Объемы выемки горной массы варьируют на рассмотренных горно-добывающих предприятиях в пределах 13,3 млн м³ (Ковдорский ГОК) до 40,6 млн м³ (Михайловский ГОК), а объемы скальных пород — соответственно с 10,2 млн м³ (Оленегорский ГОК) до 32,1 млн м³ (Костомукшский ГОК).

На большинстве железорудных карьеров для подготовки горной массы к выемке и транспортированию за пределы контуров используется буровзрывной способ разрушения локальных массивов горных пород как наиболее экономичный. При этом для бурения взрывных скважин на карьерах используются преимущественно отечественные станки шарошечного бурения СБШ-250 и их модификации с различным диаметром долот от 215,9 до 320 мм.

¹Статья подготовлена при поддержке программы фундаментальных исследований УрО РАН, проект № 12-П-5-1028 "Прогноз технологического развития в горнодобывающих отраслях на основе энергосбережения и модернизации геотехники и технологии горного производства".

Объемы выемки горной массы на железорудных карьерах в год

Наименование предприятия	Руда, млн т		Горная масса, тыс. м ³		В том числе скальная, тыс. м ³	
	2000 г.	2010 г.	2000 г.	2010 г.	2000 г.	2010 г.
ОАО "Михайловский ГОК"	41,30	44,15	27,56	40,64	16,91	28,02
ОАО "Лебединский ГОК"	44,99	47,36	27,99	34,56	19,79	24,26
ОАО "Стойленский ГОК"	24,47	27,47	19,13	31,09	11,72	11,71
ОАО "Костомукшский ГОК" — "Карельский окатыш"	19,17	30,19	22,33	33,08	21,48	32,14
ОАО "Оленегорский ГОК" — "ОЛКОН"	10,69	13,02	14,89	14,69	13,88	10,15
ОАО "Ковдорский ГОК"	9,14	16,66	9,28	13,32	9,28	13,32
ОАО "Качканарский ГОК" — "ЕВРАЗ"	39,86	50,00	14,93	19,24	14,93	19,24
ОАО "Коршуновский ГОК"	8,83	11,10	9,56	17,74	9,56	17,74
Всего по восьми горным предприятиям	198,45	239,95	145,68	204,36	117,55	156,58

Таблица 2

Технологические показатели бурения скважин на железорудных карьерах

Наименование предприятия	Тип бурового станка	Средне-списочное число станков, ед.	Объем бурения скважин, тыс. м	Производительность 1 среднесписочного станка, тыс. пог. м/год
ОАО "Михайловский ГОК": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250МН	15,0 16,5	319,6 723,3	32,0 43,8
ОАО "Лебединский ГОК": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250, СБШ-270, СБШ-250МНР, СВБ-2М, РД-10, РВ-275	20,7 22,4	575,6 796,7	27,8 35,5
ОАО "Стойленский ГОК": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250МН	10,8 9,0	288,4 316,2	26,8 35,1
ОАО "Карельский окатыш" — Костомукшский ГОК: 2000 г. 2010 г.	СБШ-250МН — Randall	16,7 16,0	705,0 1056,5	42,0 67,2
ОАО "ОЛКОН" — Оленегорский ГОК: 2000 г. 2010 г.	СБШ-250	14,0 12,0	379,9 379,7	27,1 28,1
ОАО "Ковдорский ГОК": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250МН, ROC L-8, D-245S, DML, D-45, RV-275	8,0 12,0	305,6 717,3	38,2 59,8
ОАО "Качканарский ГОК "Ванадий": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250, СБШ-270, ROC L-8, SKS, D-75	22,6 24,0	570,1 894,4	25,2 38,7
ОАО "Коршуновский ГОК": 2000 г. 2010 г.	СБШ-250, RIT VIPER-271, ROC L-8	9,0 7,5	261,7 416,5	29,1 40,7
Всего по восьми ГОКах: 2000 г. 2010 г.		116,8 119,4	3405,9 5300,6	29,2 44,4

В табл. 2 приведены сравнительные технологические показатели бурения скважин на крупных железорудных карьерах в 2000 и 2010 гг.

Основным инструментом для современных буровых станков на ближайшую перспективу прогнозируются трехшарошечные долота. Преобладающим является использование для бурения скважин на горных предприятиях шарошечных долот диаметром 244,5 мм. Значительно реже применяются долота диаметром 170; 190; 215,9; 230; 250; 269; 320 мм и других типоразмеров [3].

Основным производителем шарошечных долот указанных типоразмеров для отечественных горнорудных предприятий является ОАО "Волгобурмаш", в состав которого входят ОАО "Уралбурмаш" и ОАО "Дрогобычский завод долотного машиностроения". До 70 % от общего объема потребления долот в горнорудной промышленности страны приходится на продукцию ОАО "Уралбурмаш", где выпускаются более 250 видов бурового инструмента.

В зависимости от крепости пород и руд затраты на буровой инструмент в себестоимости бурения 1 пог. м скважин колеблются в пределах 20...70 %, поэтому вопросам повышения стойкости и надежности работы долот на горных предприятиях уделяется большое внимание.

Доля импортных буровых долот в общем количестве используемых в горнорудной промышленности

составляет порядка 8...10 %. Применяются в основном долота фирм США и Швеции: "Смит", "Секьюрити", "Сандвик" и других изготовителей [3].

Анализ статистических данных свидетельствует, что более 90 % руд черных и цветных металлов добывается на горных предприятиях страны с использованием буровзрывного способа подготовки горной массы к выемке и транспортированию, эффективность и безопасность которого в значительной мере зависит от свойств и характеристик используемых взрывчатых веществ (ВВ) и взрывчатых смесей.

Современный ассортимент ВВ отечественного производства, допущенных к применению на открытых горных разработках, насчитывает более 50 наименований. Для заряжания сухих скважин ассортимент ВВ представлен гранулитам марок АК, АС-4, АС-6, АС-8, АС-Д, АС-6М, Д-5, С-6М, игданитом, граммонитами марок 79/21, 50/50, 30/70, 82/18 и др. При заряжании и взрывании обводненных скважин используются гранулотол, гранипоры марок БП-1, БП-2, ФМ, дибазит, тротил — У, акванал, акватол и другие типы.

Эффективность и безопасность взрывных работ во многом определяются свойствами применяемых ВВ, поэтому совершенствование технологии взрывных работ на дальнейшую перспективу связано, главным образом, с улучшением ассортимента ВВ и механизацией работ по подготовке технологических взрывов на горных разработках. На большинстве средних и мелких предприятий России для взрывного разрушения обводненных горных пород до настоящего времени применяются гранулотол, тротил и тротилсодержащие взрывчатые вещества. По объемам потребления безопасных в обращении и эффективных ВВ, изготавливаемых в условиях горных предприятий, вблизи мест их применения, наша страна отстает от развитых зарубежных стран, где на открытых и подземных горных разработках изготавливается порядка 90...95 % промышленных ВВ.

Изготовление ВВ в условиях предприятий-потребителей вблизи мест их применения в отечественной практике начато значительно позднее, чем в зарубежных странах (США, Канада и др.). В начале 1990 гг. предприятиями-потребителями на местах производства взрывных работ изготавливалось взрывчатых смесей около 16 % от общего расхода ВВ.

В конце двадцатого столетия в России доля гранулитов и суспензионных водосодержащих взрывчатых смесей, приготовленных из невзрывчатых

компонентов вблизи мест применения, незначительно превышала 40 % от общего количества потребляемого ВВ, а в 2010 г. превысила 65 %. Производство ВВ вблизи мест их применения, в условиях горно-добывающих предприятий, продолжает развиваться и далее.

Анализ структуры современного ассортимента промышленных ВВ для производства массовых взрывов на дневной поверхности карьеров свидетельствует о том, что в мировой практике основной тенденцией снижения затрат на производство взрывных работ является использование ВВ простейшего типа АС-ДТ и эмульсионных взрывчатых смесей. Так, в США доля этих ВВ заводского производства составляет порядка 17 %.

Приготовление ВВ в условиях предприятий, и особенно в смесительно-зарядных машинах в процессе заряжания скважин, позволяет получать составы, в наибольшей степени соответствующие конкретным условиям взрывания и свойствам горных пород [4].

Наиболее значительным достижением в области разработки промышленных ВВ было создание нового класса водосодержащих взрывчатых веществ — эмульсионных (ЭВВ), которые давно получили мировое признание. Согласно "Перечню взрывчатых материалов, оборудования и приборов взрывного дела, допущенных к применению в Российской Федерации", ассортимент отечественных ВВ на основе обратных эмульсий для применения на открытых горных разработках включает порэмт 1 марок ИМ-Н, ИМ-К, МТ-Н, МТ-К; порэмт 1А; порэмт М марок 4А и 8А и другие ЭВВ, характеристика которых приведена в табл. 3.

Основными достоинствами ЭВВ являются хорошая водоустойчивость со сроком пребывания ЭВВ в скважине до 10 сут; возможность регулирования мощности в широких пределах (от 3559 до 5860 кДж/дм³) за счет изменения плотности или введения в состав энергетических добавок; низкая чувствительность к механическим и тепловым воздействиям и, следовательно, высокая безопасность в обращении; экологически чистое безотходное производство, полная механизация зарядки скважин, сравнительно невысокая газовая вредность и относительно недорогая сырьевая база.

Одним из последних достижений является создание концентрированных ВВ "Сларри" — взрывчатых смесей из матричной эмульсии и АС-ДТ, смешанных таким образом, что эмульсия полностью заполняет пространство между гранулами. Отечественное название их — гранэмиты.

Характеристика ЭВВ (данные разработчика ГосНИИ "Кристалл")

Наименование ЭВВ	Марка ЭВВ	Характеристика				
		Теплота взрыва, кДж/кг	Концентрация энергии, кДж/м ³	Плотность заряжения, кг/м ³	Скорость детонации, км/с	Газовая вредность, л/кг
Порэмит 1	ИМ-Н	2885	3605	1250	4,9...5,2	12,2
	ИМ-К	2902	3622	1250	4,9...5,2	12,4
	МТ-Н	2969	3705	1250	4,9...5,2	11,8
	МТ-К	3040	3802	1250	4,9...5,2	12,0
Порэмит 1А		3015	3768	1200	4,9...5,1	40,0
Порэмит М	4А	3643	4731	1300	4,8...5,1	42,0
	8А	4354	5862	1350	4,9...5,3	54,0
Порэмит МК	8К	3810	5150	1350	4,8...5,2	40,0
	8КА	3768	4899	1300	4,8...5,1	46,0
Гранэмит	30/70	3350	4552	1350	4,9...5,2	38,0
	50/50	3496	4899	1400	4,8...5,2	36,0
	70/30	3564	4731	1300	3,5-4,0	34,0

Широкий диапазон возможных изменений процентного содержания компонентов позволяет удовлетворить требования предприятий-потребителей по плотности, детонационным характеристикам, условиям заряжения скважин и водостойкости.

Для изготовления эмульсионных взрывчатых смесей из невзрывчатых компонентов в процессе заряжения скважин используются смесительно-зарядные машины отечественного производства опытного завода ОАО "НИПИГормаш", Абаканского комбината "Сибирь", ОАО "Гормаш" (г. Белгород), а также зарубежных фирм Швеции — "Нитро-Нобель", "Дино-Нобель", Канады, Китая и др. [3, 4].

Представленные ниже смесительно-зарядные машины используются в условиях горно-обогатительных комбинатов ОАО "Ураласбест", ОАО "Качканарский ГОК", ОАО "Гайский ГОК", Сафьяновского карьера ОАО "Уралэлектромедь", где они прошли приемочные испытания и были рекомендованы к постоянному применению.

В процессе опытно-промышленных испытаний смесительно-зарядных машин МЗГ-10, ТСЗМ-11 ПГ, а также взрывчатых смесей в производственных условиях карьеров отработана технология приготовления ЭВВ и заряжения сухих, слабообводненных и обводненных скважин как с устья, так и под столб воды [5].

В процессе испытаний выявлены отдельные конструктивные недоработки, которые были устранены специалистами комбинатов в процессе эксплуатации этих машин. По результатам испытаний смесительно-зарядных машин разработаны рекомендации по совершенствованию их конструкции для улучшения эксплуатационных показателей.

В целом испытания и эксплуатация смесительно-зарядных машин показали целесообразность и эффективность их использования на горных предприятиях для приготовления взрывчатых смесей из невзрывчатых компонентов в процессе заряжения ими скважин. При этом увеличилась производительность труда при заряжении скважин более чем в 2,5 раза и повысилась безопасность работ при подготовке массовых взрывов на карьерах [5].

Технология производства взрывных работ с использованием ВВ, изготавливаемых в процессе заряжения скважин из невзрывчатых компонентов, позволяет формировать взрывчатые смеси с физическими свойствами, соответствующими требованиям горного производства. Основная особенность этой технологии заключается в том, что она позволяет за счет изменения рецептуры получать заряды с требуемой энергоемкостью в каждой отдельно взятой скважине, а также изменять энергию скважинного заряда по высоте колонки с учетом сопротивляемости массива разрушающему действию взрыва. ЭВВ в принципе решают проблему энерго- и ресурсосбережения за счет использования дешевых и доступных компонентов, а также отходов от различных производств.

В табл. 4 и 5 приведены технические характеристики смесительно-зарядных машин для изготовления эмульсионных взрывчатых смесей непосредственно на локальных блоках в карьере из взрывчатых компонентов, а именно порэмита 1А, гранэмита И-30А и И-50А и фортиса марок "Эклипс" и "Эквантэдж".

Анализ данных, приведенных в табл. 4 и 5, свидетельствует, что масса перевозимого СЗМ груза (невзрывчатых компонентов для приготовления

Таблица 4

Техническая характеристика смесительно-зарядных машин для приготовления порэмита 1А

Параметры	Марка				
	"Нитро-Нобель"	СЗМ-8	МЗВ-8	МЗВ-10	МЗВ-15
Транспортная база	КрАЗ-256Б1	КрАЗ-256Б1	КрАЗ-256Б1	КрАЗ-65053-02	Volvo FM 13
Масса перевозимого груза, т	6,5	8,75	10,50	10	15
Объем емкости для эмульсии, м ³	6,0	6,0	7,3		
Объем емкости для ГГД, м ³	0,25	0,25	0,25	0,25	0,225
Объем емкости для воды, м ³	0,50	0,50	0,40	0,40	0,37
Масса снаряженной машины, т	13,4	14,4	13,6	16 240	16 000
Полная масса, т	22,15	23,15	24,10	26 240	31 000
Привод исполнительных органов			Гидравлический		
Производительность винтового насоса по закачке порэмита в скважину, кг/мин	250	300	300	300	300
Зарядный рукав:					
диаметр внутренний, мм	50	50	65	65	65
длина, м	30	30	30	30	30
Габаритные размеры, мм:					
длина	8000	7890	8400	9500	9200
ширина	2630	2640	2623	2500	2500
высота	3800	3900	3300	3250	3600
Контроль загрузки порэмита в скважины	Динамометрический датчик, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %	По числу оборотов винтового насоса, точность ±4 %
Обслуживающий персонал, чел.	2	2	2	2	2
Разработчик	Фирма "Нитро-Нобель" (Швеция)	НИИ механизации (г. Красноармейск, Московская обл.)	Институт "НИПИГОРМАШ" (г. Екатеринбург)	Институт "НИПИГОРМАШ" (г. Екатеринбург)	Институт "НИПИГОРМАШ" (г. Екатеринбург)
Завод-изготовитель	Фирма "Нитро-Нобель" (Швеция)	Абаканский комбинат "Сибирь" (г. Черногорск)	Опытный завод ОАО "НИПИГОРМАШ"	Опытный завод ОАО "НИПИГОРМАШ"	Опытный завод ОАО "НИПИГОРМАШ"

Таблица 5

Техническая характеристика смесительно-зарядных машин для приготовления гранэмита И-30А и И-50А, ОМ-70 и Фортис (Эклипс и Эквантедж)

Параметры	Марка			
	МЗГ-10	ТСЗМ-11ПГ	BCZH-25	MMU-20
Транспортная база	КрАЗ-256Б1	КрАЗ-65053	БелАЗ-3548А	Volvo
Масса перевозимого груза, т	10	9,95	25,3	20,4
Объем емкости, м ³ :				
эмульсии	4,14	6,48	12,5	9,91
аммиачной селитры	5,95	4,5	9,2	3,56
ГГД (нитрит натрия)	0,2	0,18	0,5	—
дизельного топлива	0,3	0,26	0,6	0,5
воды	0,23	0,31	0,15	—
Масса снаряженной машины, т	11,4	18,5	—	16,59
Полная масса, т	23,0	29,0	—	36,58 ± 0,5
Привод исполнительных органов		Гидравлический		
Производительность винтового насоса (шнека) по подаче гранэмита в скважину, кг/мин	300	300 ± 10	250...300	100...300
Зарядный рукав:				
внутренний диаметр, мм	—	75	—	—
длина, м	—	30	30	30
Габаритные размеры, мм:				
длина	8050	11 000	9280	9800
ширина	2640	2500	3800	2460
высота	3500	4000	4350	3350
Точность контроля загрузки в скважины по числу оборотов шнека			±4 %	
Обслуживающий персонал, чел.			2	
Разработчик и завод-изготовитель	Опытный завод "НИПИГОРМАШ" (г. Екатеринбург)	ОАО "Гормаш" (г. Белгород)	Горно-металлургическая корпорация (г. Пекин)	Фирма "Дино-Нобель" (Швеция)



Приготовление порэмита 1А СЗМ МЗВ-8, МЗВ-10 и СЗМ-8 и зарядка им скважин на локальном блоке

Таблица 6

Технологические показатели взрывного комплекса карьеров

Наименование предприятия	Объемы выемки скальной горной массы, тыс. м ³ /год	Объем взорванной горной массы, тыс. м ³ /год	Удельный расход ВВ на 1 м ³ горной массы, кг/м ³	Выход горной массы с 1 пог. м скважин, м ³
ОАО "Михайловский ГОК":				
2000 г.	16 909	18 200	1,29	58,1
2010 г.	28 016	21 780	1,68	31,7
ОАО "Лебединский ГОК":				
2000 г.	19 794	20 700	Н. д.	41,1
2010 г.	24 257	26 700	Н. д.	35,3
ОАО "Стойленский ГОК":				
2000 г.	11 716	11 200	Н. д.	39,2
2010 г.	11 708	11 400	Н. д.	35,9
ОАО "Карельский окатыш — Костомукшский ГОК":				
2000 г.	21 481	20 200	1,30	31,7
2010 г.	32 143	33 500	1,30	33,3
ОАО "ОЛКОН" — Оленегорский ГОК:				
2000 г.	13 876	12 300	1,22	35,6
2010 г.	10 152	13 400	1,20	36,6
ОАО "Ковдорский ГОК":				
2000 г.	9282	9400	1,04	33,2
2010 г.	13 324	13 400	1,43	29,1
ОАО "Качканарский ГОК "Ванадий":				
2000 г.	14 929	13 400	1,22	23,5
2010 г.	19 242	20 130	1,76	23,4
ОАО "Коршунковский ГОК":				
2000 г.	9562	8300	0,74	37,0
2010 г.	17 740	14 600	0,72	34,5
Всего по восьми ГОКах:				
2000 г.	117 549	113 700	1,14	37,4
2010 г.	156 582	154 910	1,35	32,5

взрывчатых смесей) изменяется от 6,5 до 25,3 т. Объем емкостей для перевозки эмульсии варьирует от 4,14 до 12,5 м³. Объем емкостей для ГГД изменяется от 0,18 до 0,5 м³. Производительность винтового насоса для подачи эмульсионных взрывчатых смесей в скважины колеблется от 100 до 300 кг/мин.

На рисунке показано приготовление порэмита 1А из невзрывчатых компонентов в смесительно-зарядных машинах в процессе зарядания скважин на локальном блоке в карьере.

В табл. 6 приведены технологические показатели взрывного разрушения локальных массивов на крупных железорудных предприятиях.

Анализ данных табл. 6 показывает, что в 2010 г. объемы выемки скальной горной массы на рассматриваемых карьерах изменялись в пределах 10 152 тыс. м³ (Оленегорский ГОК) — 32 143 тыс. м³ (Костомукшский ГОК), а объемы взорванных пород — соответственно от 11 400 тыс. м³ (Стойленский ГОК) до 3350 тыс. м³ (Костомукшский ГОК). Удельный расход ВВ варьировался от 0,72 кг/м³ (Коршунковский ГОК) до 1,76 кг/м³ (Качканарский ГОК). Выход горной массы с 1 пог. м скважин составил минимум 23,4 м³ (Качканарский ГОК) и максимум 36,6 м³ (Оленегорский ГОК).

Выводы

В результате анализа статистических показателей, характеризующих эксплуатацию буровзрывного комплекса карьеров черной металлургии страны, выявлено, что за последнее десятилетие:

объемы добычи железной руды на рассмотренных базовых предприятиях страны увеличились на 21 % и достигли 240 млн т.;

на крупнейших железорудных предприятиях — Михайловском, Лебединском и Качканарском ГОКах — объемы добычи достигли 44...50 млн т.;

объемы скальных пород, требующие взрывной подготовки для выемки и транспортирования, увеличились на 33 % и достигли 156 млн м³;

объемы бурения скважин на карьерах увеличились в 1,56 раза при увеличении числа буровых станков в 1,02 раза и росте производительности в 1,52 раза;

объемы выемки скальной горной массы увеличились в 1,33 раза, объемы взорванной горной массы — в 1,36 раза, удельный расход ВВ — в 1,18 раза, а выход горной массы с 1 пог. м скважин снизился в 1,14 раза.

К основным направлениям, способствующим обеспечению стабилизации технологических показателей буровзрывного комплекса с ростом глубины карьеров и ухудшением условий эксплуатации геотехники, машин и механизмов на открытых горных разработках, следует отнести:

— техническое перевооружение и модернизацию геотехники, машин и оборудования, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение в процессе буровзрывного разрушения локальных массивов на рудных карьерах;

— совершенствование технологии буровзрывных работ на основе широкого внедрения на предприятиях прогрессивных, безопасных в обращении и сравнительно недорогих эмульсионных взрывчатых смесей, изготавливаемых из невзрывчатых компонентов в процессе зарядания скважин на карьерах;

— совершенствование параметров буровзрывного комплекса на основе мониторинга физико-механических свойств горных пород в их естественном залегании и уточнения физических свойств и взрывчатых характеристик ВВ;

— обеспечение комплексной механизации работ по подготовке и проведению технологических взрывов на открытых горных разработках.

1. **Кутузов Б. Н.** Взрывные работы. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1988. 382 с.

2. **Технико-экономические** показатели горных предприятий за 1990—2010 гг. Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2010. 400 с.

3. **Сухов Р. И.** Основные направления создания и совершенствования буровой техники и инструмента для проходки взрывных скважин / Р. И. Сухов, О. Ю. Контеев // Основные направления создания и совершенствования буровой техники и инструмента для проходки взрывных скважин: сб. материалов Междунар. науч.-техн. конф. Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2005. С. 32—53.

4. **Котяшев А. А.** Современные технические средства для приготовления эмульсионных взрывчатых смесей в процессе зарядания скважин на карьерах Урала / А. А. Котяшев, А. С. Маторин, П. В. Меньшиков // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф. Чтения памяти В. Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ, 2008. С. 114—121.

5. **Котяшев А. А.** Промышленные испытания и отработка технологии приготовления и зарядания скважин гранэмитом И-50 / А. А. Котяшев, А. С. Маторин и др. // Горный журнал. 1998. № 6. С. 33—37.

УДК 624.132

Л. Е. Пелевин, канд. техн. наук, проф., **Ю. Д. Абрашкевич**, д-р техн. наук, проф.,
Б. Н. Мельниченко, асп., КНУСА, г. Киев, Украина

E-mail: Bogdan-Melnichenko@mail.ru

Рыхлитель с динамическим рабочим органом

Предложена конструкция рыхлителя, обеспечивающая стабилизацию режима заглубления рабочего органа. Рассчитаны усилия разрушения мерзлого грунта резанием и отрывом его элементов от массива. Дано описание экспериментальной установки для исследования толкающего и тянущего усилий гидроцилиндра, а также КПД.

Ключевые слова: рыхлитель, гидроцилиндр, гидропривод, заглубление рабочего органа.

L. E. Pelevin, Yu. D. Abrashkevich, B. N. Melnichenko

Modelling Loads and Testing of Hydrocylinder of the Working Equipment Ripper with Active Action

Was proposed the construct of ripper that stabilize the modes of penetration of the working body. Was defined the efforts of the separation of frozen soil from the array. Describes the experimental setup for exploring the forces of the cylinder and the efficiency of the forward and reverse stroke.

Keywords: hydraulic cylinder, hydraulic drive, deepening the working body.

Рыхлители, как правило, применяются для рыхления мерзлых и прочных грунтов, которые не могут быть разрушены экскаваторами, бульдозерами и другими землеройными машинами. Они позволяют использовать машины малой мощности для разработки прочных грунтов, а также повысить производительность в 3—5 раз более мощных машин, разрабатывающих такие грунты без предварительного рыхления. Исходя из этого применение рыхлителей на вскрышных работах экономически и технологически целесообразно в любых климатических зонах.

Особенностью работы рыхлителей является частая смена глубины резания грунта. Это обусловлено тем, что при разработке неоднородного по прочности грунтового массива или наличии в нем твердых включений больших размеров рыхлитель может пробуксовывать или даже останавливаться. Это приводит к необходимости уменьшения глубины или полного выглубления зуба из грунта с последующим его заглублением.

При этом нарушается установившийся режим работы рыхлителя, усложняется его управление и уменьшается производительность.

Проведенный анализ существующих конструкций рыхлителей позволил установить, что эти недостатки могут быть устранены, в случае если ра-

бочий орган будет адаптироваться к изменениям параметров грунта.

На основании проведенного анализа и многолетнего опыта по созданию и исследованию работы землеройных машин КНУСА разработан рыхлитель активного действия с гидроприводом управления рабочим органом для разрушения грунта методом отрыва. В этом случае удастся не только устранить указанные недостатки, но и существенно снизить энергоемкость разрушения грунта.

Рыхлитель активного действия состоит из базовой машины 1 (рис. 1) с навеской 2, к раме 3 последней подсоединена рама рабочего органа 4, в которой с возможностью вертикального перемещения размещен зуб рыхлителя 7 с ножом 8.

Импульсная подача рабочего органа осуществляется с помощью гидропривода. При включении гидронасоса (на рис. 1 не показан) базовой машины 1 зуб рыхлителя 7 с ножом 8 заглубляется в грунт. При переключении двухпозиционного однолинейного распределителя 16 в правое положение кулачковый механизм, управляющий распределителем 16, постоянно переключает его в левое или правое положение, подавая импульс рабочей жидкости, с помощью которого заряжается аккумулятор 19.

В процессе заглубления зуба 7 с ножом 8 в грунт на нижнюю грань ножа 8 действует реакция сопротивления заглублению, которая пытается переместить зуб 7 в раму рабочего органа 4. Это вызывает движение зуба рыхлителя 7, гидроцилиндра 9 и трехпозиционного двухлинейного распределителя 10 вертикально вверх. При этом ролик управления 12, соприкасаясь с верхним выступом 5 рамы рабочего органа 4, перемещает трехпозиционный двухлинейный распределитель 10 в правое положение. Рабочая жидкость от бака через двухпозиционный однолинейный распределитель 16 и от аккумулятора 19 через регулируемый дроссель 18 импульсно подается в штоковую полость гидроцилиндра 9, с помощью которого осуществляется импульсная подача рабочей жидкости на зуб 7. Импульсная подача ножа 8 происходит, пока реакция сопротивления заглубления не уменьшится.

Процесс выглубления происходит аналогично заглублению. На переднюю грань ножа 8 действует реакция сопротивления выглубления, которая пытается выдвинуть зуб 7 из рамы рабочего органа 4. При этом ролик управления 11, соприкасаясь с нижним выступом 6 рамы рабочего органа 4, переключает трехпозиционный двухлинейный распределитель 10 в левое положение, в результате чего происходит импульсная подача рабочей жидкости на зуб 7, который выглубляется из грунта.

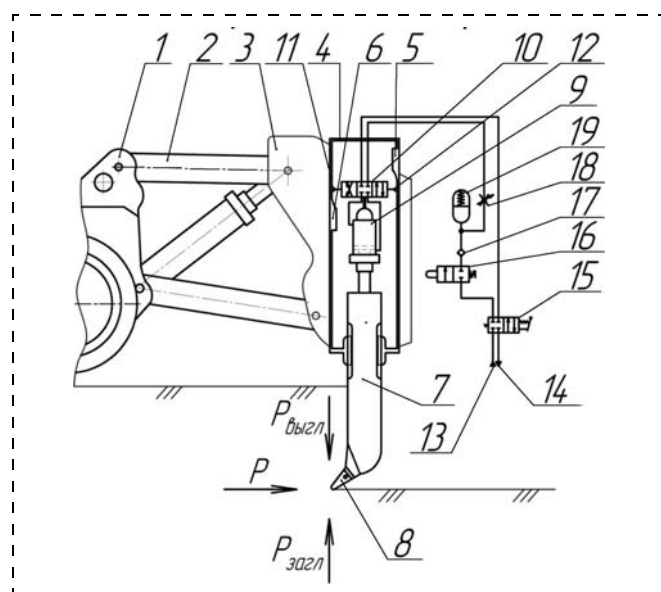


Рис. 1. Рыхлитель активного действия с гидроприводом управления рабочим органом:

1 — базовая машина; 2 — навеска; 3 — рама базовой машины; 4 — рама рабочего оборудования рыхлителя; 5, 6 — верхний и нижний выступы; 7 — зуб; 8 — нож; 9 — гидроцилиндр; 10 — трехпозиционный двухлинейный распределитель; 11, 12 — ролики управления; 13 — напорная магистраль; 14 — сливная магистраль; 15 — двухпозиционный двухлинейный распределитель; 16 — двухпозиционный однолинейный распределитель; 17 — обратный клапан; 18 — регулируемый дроссель; 19 — аккумулятор

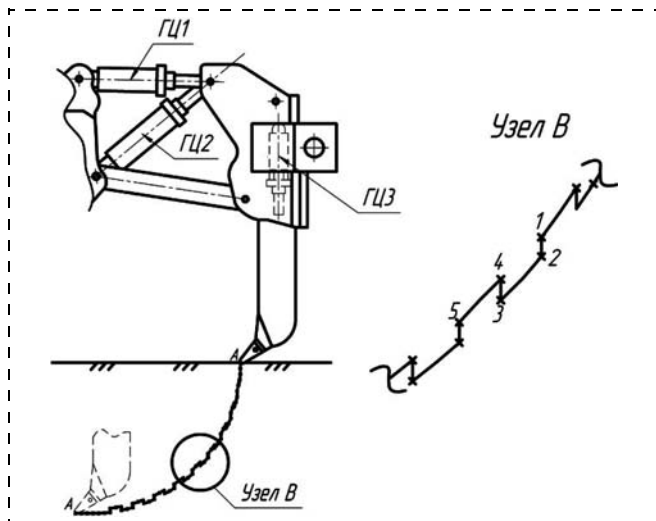


Рис. 2. Траектория заглабления зуба рыхлителя в массив при движении базовой машины и импульсной подаче жидкости на ГЦ3: ГЦ1 — гидроцилиндр изменения угла резания; ГЦ2 — гидроцилиндр углубления зуба рыхлителя в грунт; ГЦ3 — гидроцилиндр импульсной подачи зуба рыхлителя

При импульсной подаче рабочей жидкости на зуб рыхлителя траектория заглабления ножа рыхлителя будет иметь вид, показанный на рис. 2.

На рис. 2 видно, что траектория движения рабочей кромки зуба рыхлителя имеет ступенчатый характер. В этом случае грунт разрушается отрывом от массива, т. е. имеет наименьшую энергоёмкость [4].

Для определения минимального энергоёмкого режима разрушения мерзлого грунта определены силы разрушения рабочей среды при различных способах заглабления рабочего органа.

Согласно методике Ю. А. Ветрова [3] сила разрушения грунта резанием затупленным или изношенным ножом состоит из четырех составляющих:

$$P = P_{\text{лоб}} + P_{\text{бок}} + P_{\text{бок.ср}} + P_{\text{изн}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{лоб}}$ — сила преодоления лобового сопротивления ножа; $P_{\text{бок}}$ — сила разрушения грунта в боковых расширениях прорези; $P_{\text{бок.ср}}$ — сила бокового среза; $P_{\text{изн}}$ — дополнительная сила при затуплении ножа.

Силы $P_{\text{лоб}}$ и $P_{\text{бок}}$ определяются через удельные силы $p_{\text{лоб}}$ и $p_{\text{бок}}$ разрушения грунта и площади лобовой и боковой частей поперечного сечения прорези $F_{\text{лоб}}$ и $F_{\text{бок}}$. Силы $P_{\text{бок.ср}}$ и $P_{\text{изн}}$ определены как произведение удельных сил $p_{\text{бок.ср}}$ и $p_{\text{изн}}$ разрушения грунта боковыми ребрами ножа и при затуплении ножа на суммарную длину линии бокового среза грунта или ширину площадки затупления:

$$P_{\text{лоб}} = p_{\text{лоб}} F_{\text{лоб}}, \quad (2)$$

где $F_{\text{лоб}} = bh_{\text{бок}}$.

$$P_{\text{бок}} = p_{\text{бок}} F_{\text{бок}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{бок}} = k_{\text{бок}}^2 h^2 \text{ctg} \gamma$.

$$P_{\text{бок.ср}} = p_{\text{бок.ср}} L_{\text{бок.ср}}, \quad (4)$$

где $L_{\text{бок.ср}} = 2h(1 - k_{\text{бок}})$,

$$P_{\text{изн}} = p_{\text{изн}} b,$$

где $k_{\text{бок}}$ — коэффициент заглабления прорези, что расширяется ($k_{\text{бок}} = 0,8 \dots 0,95$); γ — угол сдвига грунта в плоскости поперечного сечения.

Если обозначить величину удельной силы разрушения в лобовой части проема для угла резания ножа 45° через $m_{\text{лоб}}$ и ввести коэффициент φ_r , учитывающий изменение этой силы от угла резания, то удельную силу для разных углов резания можно определить по формуле

$$p_{\text{лоб}} = \varphi_r m_{\text{лоб}}.$$

Выразив

$$m_{\text{бок}} = \frac{p_{\text{бок}} k_{\text{бок}}^2 \text{ctg} \gamma}{2};$$

$$m_{\text{бок.ср}} = p_{\text{бок.ср}} (1 - k_{\text{бок}}),$$

получим:

$$p_{\text{бок}} = 2m_{\text{бок}} h^2;$$

$$p_{\text{бок.ср}} = 2m_{\text{бок.ср}} h,$$

где $m_{\text{бок}}$, $m_{\text{бок.ср}}$ — коэффициенты, характеризующие удельную силу разрушения грунта соответственно в боковых частях проема и боковом срезе одним из боковых ребер ножа.

Дополнительная сила разрушения от затупленного или изношенного ножа равна

$$P_{\text{изн}} = P_{\text{лоб}} \eta_{\text{изн}} = m_{\text{лоб}} b h \eta_{\text{изн}}, \quad (5)$$

где $\eta_{\text{изн}}$ — коэффициент, учитывающий затупление или износ рабочего органа.

Подставив значение (2)–(5) в формулу силы разрушения (1), получим:

$$P = \varphi_r m_{\text{лоб}} b h + 2m_{\text{бок}} h^2 + 2m_{\text{бок.ср}} h + \eta_{\text{изн}} m_{\text{лоб}} b h.$$

Пример. Определим усилие разрушения мерзлого грунта при следующих условиях (рис. 3):

$b = 0,11$ м — ширина ножа рыхлителя; $h = 0,3$ м — глубина рыхления; $b_1 = 0,12$ м — глубина вдавливания ножа рыхлителя в массив; $\varphi = \alpha = 38^\circ$ — угол заострения ножа рыхлителя; $m_{\text{бок}} = 0,118$ МПа; $m_{\text{бок.ср}} = 34,03$ кН/м; $m_{\text{лоб}} = 0,92$ МПа; $k_{\text{бок}} = 0,8$.

$$P = \varphi_r m_{\text{лоб}} b h + 2m_{\text{бок}} h^2 + 2m_{\text{бок.ср}} h + \eta_{\text{изн}} m_{\text{лоб}} b h = 20469,6 \text{ Н} = 20,5 \text{ кН}.$$

Определим усилия для отрыва мерзлого грунта от массива.

Усилия при заглаблении зуба в грунт находим из зависимости [4]:

$$P_{\text{в}} = P_0 y^{\mu},$$

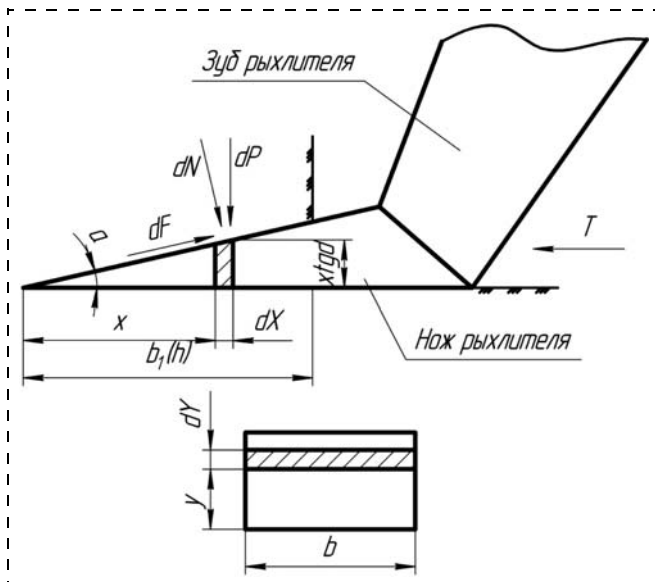


Рис. 3. Схема для определения усилия отрыва грунта от массива

где P_0 — сопротивление грунта вдавливанию; P_0 — коэффициент сопротивления грунта вдавливанию; μ — коэффициент поперечной деформации грунта (коэффициент Пуассона).

В процессе заглубления зуба рыхлителя (см. рис. 3) на элементарную площадку, ширина которой равна ширине зуба b , на расстоянии y от нижней плоскости зуба и длиной dx в направлении смятия почвы действует его реакция:

$$dP = P_0 y^\mu b dx.$$

Работа на смятие слоя толщиной dy

$$dA_1 = dP dy = b P_0 y^\mu dy dx.$$

Работу на смятие почвы можно выразить интегралом:

$$A_1 = \int_0^{x \cdot \tan \alpha} \int_0^b dA_1.$$

Проинтегрировав и подставив границы интегрирования, получим:

$$A_1 = \frac{b P_0 b_1^{\mu+2} \tan^{\mu+1} \alpha}{(\mu+1)(\mu+2)}. \quad (6)$$

Работу на трение можно определить следующим образом.

Нормальная реакция слоя грунта толщиной dx на поверхности зуба

$$dN = b P_0 x^\mu \tan^\mu \alpha \frac{dx}{\cos \alpha}.$$

Сила трения на этой площадке

$$dF = dN f.$$

Работа этой силы при перемещении зуба в грунт на величину b_1

$$dA_2 = dF \cos \alpha dx.$$

Работа по определению сил трения при заглублении клина в массив грунта

$$A_2 = \int_0^{x b_1} \int_0^b dA_2.$$

Проинтегрировав и подставив границы интегрирования в формулы, получим:

$$A_2 = \frac{b P_0 f \tan^\mu \alpha b_1^{\mu+2}}{(\mu+1)(\mu+2)}. \quad (7)$$

С учетом (6) и (7) суммарная работа заглубления зуба в почву составляет [4]:

$$A = \frac{b P_0 \tan^\mu \alpha b_1^{\mu+2}}{(\mu+1)(\mu+2)} (\tan \alpha + f).$$

Так как усилия заглубления $T = \frac{dA}{db_1}$, то

$$A = \frac{2b P_0 \tan^\mu \alpha b_1^{\mu+2}}{(\mu+1)} (\tan \alpha + f),$$

где f — угол трения грунта по стали.

Усилие отрыва грунта можно определить из выражения [4]:

$$P_b = \frac{T}{\tan(\varphi + \rho)}, \quad (8)$$

где $\varphi = \alpha$ — угол заострения ножа; ρ — угол трения грунта по стали.

Подставив значения для приведенных выше условий (при тех же условиях, что указаны в примере) в формулу (8), получим:

$$P_b = \frac{T}{\tan(\varphi + \rho)} = 14,3 \text{ кН}.$$

Итак, усилия, необходимые для разрушения мерзлого грунта, $P = 20,5$ кН, а усилия для отрыва элементов грунта от массива $P_b = 14,3$ кН.

Таким образом, установлено, что разрушение отрывом элементов стружки от массива на 30 % менее энергоемкий процесс, чем при статическом разрушении. Следовательно, для уменьшения энергоемкости при заглублении зуба рыхлителя в грунт рационально установить гидропривод для импульсной подачи рабочей жидкости к гидроцилиндру импульсной подачи зуба рыхлителя (ГЦЗ) навески рыхлителя.

Учитывая, что в конструкциях навесок рыхлителей гидроцилиндры находятся в непосредственной близости от рабочего органа, они воспринимают значительные динамические нагрузки в процессе рыхления, что негативно влияет на их работоспособность и долговечность. Поэтому необходимо обеспечить проверку гидроцилиндра на определение номинальных толкающих, тянущих усилий и КПД.

Для решения этой задачи в КНУСА был разработан стенд для испытания гидроцилиндров, который дает возможность проверять работоспособность гидроцилиндра, не демонтируя его с базовой машины, прикрепив гидроцилиндр 1 (рис. 4) к зубу рыхлителя. Небольшая масса стенда (около 80 кг) дает возможность доставки и использования его в полевых условиях. Кроме того, стенд обеспечивает возможность регулирования давления и расхода рабочей жидкости, а также установку и испытание гидроцилиндров различных размерных групп.

Испытание гидроцилиндров проходит следующим образом.

Перед началом испытаний штоки гидроцилиндров 1 и 2 выдвинуты на максимальную длину и жестко соединены между собой. Двухпозиционный двухлинейный распределитель 12 находится

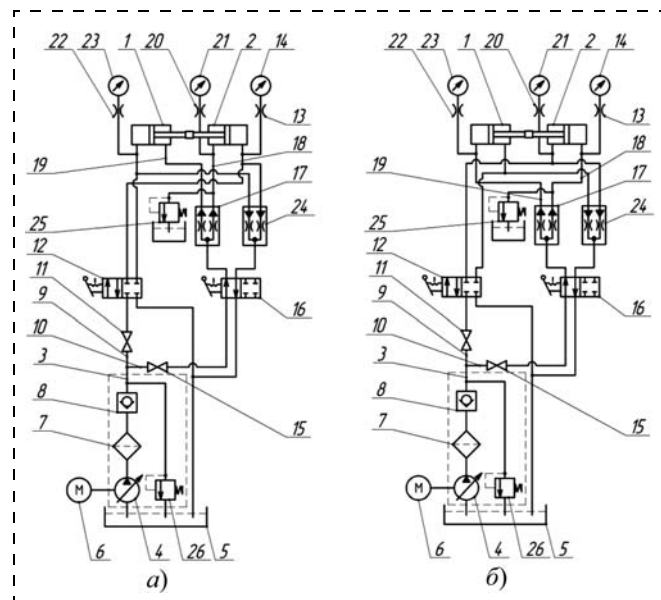


Рис. 4. Гидросхемы стенда:

а — для определения толкающего усилия и КПД прямого хода; б — для обозначения тянущего усилия и КПД обратного хода; 1, 2 — гидроцилиндры; 3 — напорная магистраль; 4 — гидронасос; 5 — бак с жидкостью; 6 — электродвигатель; 7 — фильтр; 8 — обратный клапан; 9, 10, 18, 19 — напорные потоки; 11, 15 — вентиля; 12, 16 — двухпозиционные двухлинейные распределители; 13, 20, 22 — дроссели; 14, 21, 23 — манометры; 17 — делитель потока; 24 — сумматор потока; 25, 26 — предохранительные клапаны

в правом крайнем положении, а двухпозиционный двухлинейный распределитель 16 — в крайнем левом положении. Вентиль 11 закрыт, а вентиль 15 открыт.

При включении электродвигателя 6 крутящий момент передается на вал гидронасоса 4, который создает давление в напорной магистрали 3. Поскольку вентиль 11 закрыт, вся жидкость из бака 5 через фильтр 7, обратный клапан 8, вентиль 15, двухпозиционный двухлинейный распределитель 16 и делитель потока 17 подается в штоковые полости гидроцилиндров 1 и 2, создавая в них давление, которое измеряется манометром 21. Жидкость из поршневых полостей гидроцилиндров 1 и 2 через сумматор потока 24 и двухпозиционный двухлинейный распределитель 16 по сливной магистрали сливается в бак 5 с гидрожидкостью. Получив необходимое давление в поршневых полостях гидроцилиндров 1 и 2, двухпозиционный двухлинейный распределитель 16 переключает в крайнее правое положение, закрывает вентиль 15, открывая вентиль 11 и переключая двухпозиционный двухлинейный распределитель 12 в крайнее левое положение, благодаря чему гидрожидкость из бака 5 через вентиль 11 и двухпозиционный двухлинейный распределитель 12 подается по напорному левому потоку 9 к поршневой полости гидроцилиндра 2, создавая там давление, которое измеряется манометром 14. При этом давление в поршневой полости гидроцилиндра 2 должно превышать давление в штоковой полости этого гидроцилиндра, благодаря чему происходит выдвижение штока гидроцилиндра 2. При этом гидрожидкость из штоковой полости гидроцилиндра 2 через предохранительный клапан 25, который настроен на одинаковое давление со штоковой полостью гидроцилиндра 2, сливается в бак 5 с гидрожидкостью. При выдвижении штока гидроцилиндра 2 действует на шток гидроцилиндра 1, который пытается переместить поршень в гильзу гидроцилиндра 1, благодаря чему изменяется давление в поршневой полости гидроцилиндра 1, что фиксируется манометром 23.

После определения манометрами 14, 21 и 23 давлений в полостях гидроцилиндров можно найти толкающее усилие и общий КПД гидроцилиндра.

Расчетное толкающее усилие гидроцилиндра 2:

$$F_{\text{толк}}^P = P_H f_{\text{шт}} - P_{\text{сл}} f_{\text{п}},$$

где P_H — давление нагрузки; $P_{\text{сл}}$ — давление в сливной магистрали; $f_{\text{шт}}$ — подача штока гидроцилиндра 2; $f_{\text{п}}$ — подача поршня гидроцилиндра 1.

Фактическое толкающее усилие гидроцилиндра 2

$$F_{\text{толк}} = F_{\text{толк}}^P - \frac{P_{\text{п}} f_{\text{п}}}{2},$$

где $P_{\text{п}}$ — давление в напорной магистрали 3.

КПД гидроцилиндра 2 при прямом ходе

$$\eta^{1'} = \frac{F_{\text{толк}}}{F_{\text{толк}}^P}.$$

Расчетное тянущее усилие гидроцилиндра 2

$$F_{\text{тян}}^P = P_{\text{н}} f_{\text{шт}} - P_{\text{сл}} f_{\text{п}}.$$

Фактическое тянущее усилие гидроцилиндра 2

$$F_{\text{тян}} = F_{\text{тян}}^P - \frac{P_{\text{п}} f_{\text{п}}}{2}.$$

КПД обратного хода гидроцилиндра 2

$$\eta'' = \frac{F_{\text{тян}}}{F_{\text{тян}}^P}.$$

Возможности изменения потерь рабочей жидкости достигается за счет использования гидромотора ГМ36/1 и двигателя 5АИ 100 L2 мощностью 5,5 кВт с частотой вращения вала 3000 мин⁻¹. Причем в конструкцию гидромотора были внесены изменения, за счет чего стало возможным регулирование подачи жидкости.

Испытаниям подвергались гидроцилиндры двух типоразмеров: первый — диаметр цилиндра $D = 10$ см, диаметр штока $d = 5,6$ см, площадь поршневой полости 78,5 см², площадь штоковой по-

лости 50 см²; второй — диаметр цилиндра $D = 8$ см, диаметр штока $d = 5,6$ см, площадь поршневой полости 53,2 см², площадь штоковой полости 25,6 см², номинальное давление составляло 12,5 МПа.

В результате испытаний получены зависимости КПД гидроцилиндров от их размеров при различных толкательных и тянущих усилиях (рис. 5).

Проведение эксперимента по испытанию гидроцилиндра и обработка полученных данных позволили вывести следующие зависимости.

КПД гидроцилиндра для тянущих усилий

$$\eta_{\text{тян}} = 0,86 F_{\text{тян}}^{0,039}.$$

КПД гидроцилиндра для толкающих усилий

$$\eta_{\text{толк}} = 0,72 F_{\text{толк}}^{0,041}.$$

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что с увеличением диаметра гидроцилиндра повышается его КПД независимо от давления в гидросистеме.

Выводы

На основе проведенных исследований:

1. Разработана принципиально новая конструкция рыхлителя с динамическим рабочим органом, позволяющая уменьшить энергоемкость процесса разрушения прочных и мерзлых грунтов на 30 % по сравнению с разрушением грунтов рыхлителями, имеющими статические рабочие органы.

2. Учитывая, что эффективность работы новой конструкции рыхлителя зависит от стабильной и надежной работы гидроцилиндра, обеспечивающего динамическую активность рабочего органа, разработан и изготовлен стенд для испытания гидроцилиндров и определения их КПД без демонтажа непосредственно в полевых условиях.

Список литературы

1. Галдин Н. С., Семенова И. А. Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов. Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. 104 с.
2. Пелевін Л. Є., Мельниченко Б. М. Пат. України на корисну модель UA № 74503 U E02F 5/30 "Розпушник активної дії", публікація 25.10.2012.
3. Ветров Ю. О., Власов В. В. Машины для земляных работ. Приклады розрахунку: Навч. посібник. К.: ІСДО, 1995. 304 с.
4. Лозовой Д. А. Разрушение мерзлых грунтов. (Методы интенсификации и создание системы машин для стесненных условий строительства). Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1978. 184 с.

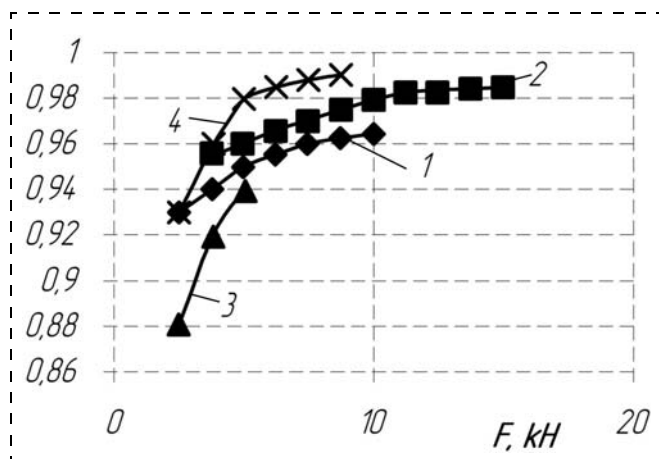


Рис. 5. Зависимость общего КПД от усилий:

1 — зависимость КПД обратного хода от тянущего усилия при $D = 110$ мм, $d = 56$ мм; 2 — зависимость КПД прямого хода от толкательного усилия при тех же параметрах; 3 — зависимость КПД обратного хода от тянущего усилия при $D = 80$ мм, $d = 56$ мм; 4 — зависимость КПД прямого хода толкательного усилия при тех же параметрах

УДК 622.232

В. В. Мурашев, асп., начальник бюро перегружателей, конвейеров и режущего инструмента СКБ, ОАО "Копейский машиностроительный завод"

E-mail: gal_vvm@mail.ru

Анализ материалов для горно-режущего инструмента

Проведены механические и металлографические исследования тангенциальных поворотных резцов, предназначенных для работы по породам с пределом прочности до 100...120 МПа, зарубежных и российских производителей. Проанализированы результаты проведенных исследований.

Ключевые слова: тангенциальный резец, твердость конической головной части державки резца, втулка резцедержателя, резцедержатель, химический состав, микроструктура поверхности, термообработка.

V. V. Murashev

Material Analysis from Rock Cutting Cutters

Mechanical and metallographic examinations of tangential rotary cutters designed for rocks having uniaxial compression strength up to 100...120 MPa of Russian and foreign manufactures were made. The results of mechanical and metallographic examinations were analysed.

Keywords: tangential cutter, a hardness of conical heading cutter holder, cutter holder bushing, cutter holder, chemical composition, surface microstructure, heat treatment.

В настоящее время ОАО "Копейский машиностроительный завод" одновременно ведет разработку двух новых проходческих комбайнов для угольных шахт. Первый из них — это модернизированный, хорошо известный шахтерам комбайн среднего класса КП21 (рис. 1), который получит новый исполнительный орган мощностью 150 кВт с двумя поперечно-осевыми режущими барабанами. Комбайн КП21 с данным исполнительным органом может работать по породам с верхним пределом прочности при одноосном сжатии $\sigma_{сж} \leq 110$ МПа и показателем абразивности до 18 мг по Л. И. Барону и А. В. Кузнецову.

Второй — комбайн тяжелого класса КП220 (рис. 2) с исполнительным органом мощностью 220 кВт также с двумя поперечно-осевыми режущими барабанами. Комбайн КП220 с данным исполнительным органом может работать по породам с верхним пределом прочности при одноосном сжатии $\sigma_{сж} \leq 120$ МПа и показателем абразивности до 18 мг по Л. И. Барону и А. В. Кузнецову. Выбор исполнительного органа с двумя поперечно-осевыми режущими барабанами обусловлен тем, что он имеет преимущества при неустойчивой кровле, когда резание должно выполняться при минимальной глубине внедрения с последующим креплением непосредственно у за-



Рис. 1. Проходческий комбайн среднего класса КП21

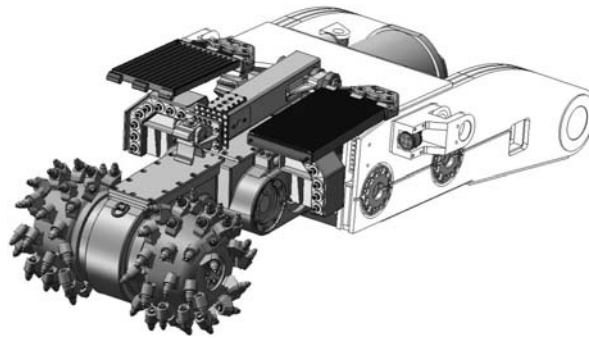


Рис. 2. Исполнительный орган с двумя поперечно-осевыми режущими барабанами

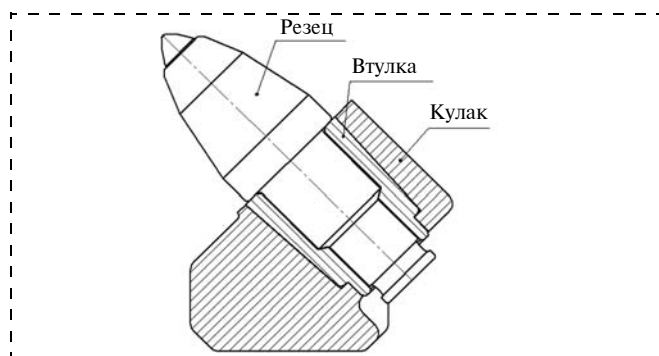


Рис. 3. Тангенциальный поворотный резец и кулак с втулкой

боя и при резании более крепких пород. Тем не менее завод продолжит разработку и выпуск комбайнов с исполнительным органом, имеющим продольно-осевую режущую коронку под соответствующие им горно-геологические условия.

Под создаваемые новые проходческие комбайны ведется разработка и нового режущего инструмента тангенциальных поворотных резцов, которые различаются по длине, диаметру, углу наклона и типу твердосплавных цилиндрических вставок, а также по длине, диаметру, форме и марке стали державок. Под новые тангенциальные поворотные резцы проектируются резцедержатели, так называемые кулаки с коническими втулками (рис. 3).

Твердосплавная вставка, расположенная в конической головной части резца, повышает стойкость к износу, тем не менее это не исключает контакт конической головной части державки с разрушаемой горной породой. Поэтому выбор марки стали державки резца является важным, так как низкая износостойкость конической головной части резца во время эксплуатации приводит к обнажению и последующему скалыванию твердосплавной вставки. Низкая износостойкость державок резцов объясняется микроструктурой и, как следствие, твердостью используемой марки стали.

Для выбора марок стали были проведены исследования с резцами, кулаками и втулками производства ОАО "Копейский машиностроительный завод", фирм "Sandvik" и "Betek". Изделия, выбранные для исследований, имеют подобные геометрические параметры и применяются на однотипных проходческих комбайнах, работающих по породам с верхним пределом прочности при одноосном сжатии $\sigma_{сж} = 80...120$ МПа и показателем абразивности до 18 мг по Л. И. Барону и А. В. Кузнецову.

Исследования всех деталей проводились в центральной заводской лаборатории ОАО "Копейский машиностроительный завод". Химический состав деталей исследовали химическим анализом, микроструктуру различных зон анализировали под микроскопом Метам РВ-21. Замеры твердости

проводили на твердомере ТК-2М. Данный прибор предназначен для измерения твердости только горизонтальных поверхностей материалов, поэтому на поверхности деталей создавались соответствующие поверхности.

Исследование резцов

Для резания горных пород с указанными выше характеристиками, как правило, применяются резцы с твердосплавными цилиндрическими вставками диаметром $d = 19...25$ мм и державками диаметром $d = 26...38$ мм. Данным параметрам соответствуют резцы ТП38.22 ОАО "КМЗ" с $d = 22$ мм, ТП38.02 ОАО "КМЗ" с $d = 19,5$ мм, Q7FU-3870-19 фирмы "Sandvik" с $d = 22$ мм, BSR158 фирмы "Betek" с $d = 19$ мм. Для проведения исследований было использовано по два резца каждого типа.

Замеры твердости проводились в восьми местах, через 45° в трех зонах на наружной конической головной части державок резцов (рис. 4) и в сердцевине. Для получения значений твердости в сердцевине резцов каждая зона предварительно разрезалась в направлении, перпендикулярном его оси.

Результаты химического анализа резцов приведены в табл. 1. Резцы ТП38 выпускаются из стали 35ХГСА, химический анализ проводился для подтверждения. Материал державок импортных резцов Q7FU-3870-19, BSR158 представляет собой легированную сталь — аналог российской стали 40Х.

Исследования конической головной части державок резцов показали, что по окружности и длине твердость практически остается неизменной (рис. 5) и имеет величины 48...51 HRC_э у резцов ТП38, 38...42 HRC_э — у резцов Q7FU-3870-19 и 38...41 HRC_э — у резцов BSR158.

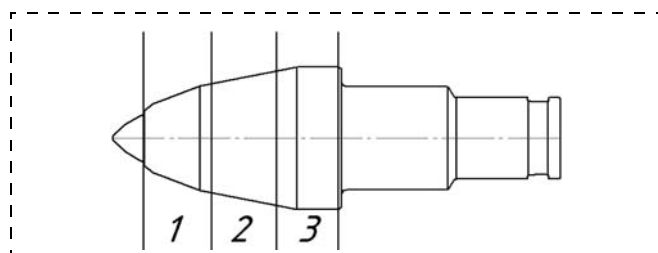


Рис. 4. Эскиз тангенциального поворотного резца с обозначенными зонами исследований

Таблица 1

Распределение элементов в державках резцов

Обозначение резца	Содержание, % масс.							Марка стали
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	
ТП38.02	0,32	1,18	0,87	0,007	0,006	1,15	0,07	Ст 35ХГСА
ТП38.22	0,39	0,20	0,64	0,01	0,012	0,88	0,1	Ст 40Х
Q7FU-3870-19	0,41	0,28	0,77	0,033	0,012	0,93	0,11	Ст 40Х
BSR158								

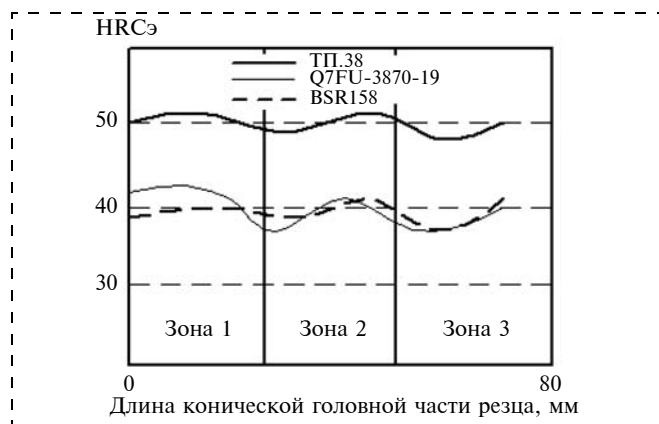


Рис. 5. Распределение твердости на конической части державки резца

Микроструктурой поверхности и сердцевины резцов ОАО "КМЗ" является мартенсит, а у резцов Q7FU-3870-19 и BSR158 — троостит, что соответствует полученным значениям твердости.

Таким образом, исследования показали, что резцы из стали 35 ХГСА имеют более высокую твердость и микроструктуру мартенсит, что обеспечивает износостойкость выше, чем у резцов из стали 40Х.

Исследование втулок кулаков

Практика эксплуатации проходческих комбайнов показывает, что при работе режущих коронок имеет место значительный по величине износ гнезд кулаков в направлении действия усилий резания. Для уменьшения этого износа кулаки снабжаются втулками из сталей с твердостью большей, чем кулак. Для проведения исследований были выбраны втулки с комбайнов MR340 (AM75) производства "Sandvik" и КП21 производства ОАО "КМЗ". Замеры твердости проводились на внутреннем диаметре втулок.

Результаты химического анализа втулок кулаков приведены в табл. 2. Втулки КП21.21.02.102 выпускаются из инструментальной стали 6ХВ2С, химический анализ проводился для подтверждения. Материал импортных втулок 656.41108.000

Таблица 2

Распределение элементов во втулках кулаков

Обозначение втулки	Содержание, % масс.							Марка стали
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	
КП21.21.02.102	0,63	0,75	0,35	0,011	0,02	1,18	0,15	6ХВ2С
656.41108.000	1,38	1,11	0,36	0,002	0,016	5,42	0,14	4Х5МФС

Таблица 3

Распределение элементов в кулаках

Обозначение кулака	Содержание, % масс.							Марка стали
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	
КП21.21.02.101	0,17	0,29	0,47	0,008	0,009	1,47	3,63	20Х2Н4А
656.50539.000	0,34	0,26	0,60	0,010	0,011	1,41	1,40	40Х2Н2МА

представляет собой инструментальную сталь — аналог российской стали 4Х5МФС.

Исследования втулок показали, что по окружности и длине твердость остается неизменной и имеет величину ~55 HRCэ у втулок ОАО "КМЗ" и ~51 HRCэ — у втулок "Sandvik". Микроструктурой поверхности и сердцевины втулок ОАО "КМЗ" является мартенсит, а у втулок "Sandvik" — троостомартенсит, что соответствует полученным значениям твердости.

Таким образом, исследования показали, что втулки из стали 6ХВ2С имеют более высокую твердость и микроструктуру мартенсит, что обеспечивает износостойкость выше, чем у втулок из стали 4Х5МФС.

Исследование кулаков

Для проведения исследований были выбраны кулаки с комбайнов MR340 (AM75) производства "Sandvik" и КП21 производства ОАО "КМЗ". Замеры твердости проводились в верхней части кулака, находящейся за конической головной частью резца и наиболее подверженной износу.

Результаты химического анализа приведены в табл. 3. Кулак КП21.21.02.101 выпускается из легированной стали 20Х2Н4А, химический анализ проводился для подтверждения. Материал импортных кулаков 656.50539.000 представляет собой легированную сталь — аналог российской стали 40Х2Н2МА.

Исследования кулаков показали, что твердость имеет величину ~36 HRCэ у кулаков ОАО "КМЗ" и ~35 HRCэ — у кулаков "Sandvik".

Микроструктурой поверхности и сердцевины кулаков ОАО "КМЗ" является троостосорбит, а у кулаков фирмы "Sandvik" — троостит, что соответствует полученным значениям твердости.

Таким образом, исследования показали, что кулаки из стали 20Х2Н4А и 40Х2Н2МА имеют близкую микроструктуру, что обеспечивает равную износостойкость.

Данные исследования проводились в целях выбора материалов для режущего инструмента новых комбайнов ОАО "Копейский машиностроительный завод" и сравнения их с иностранными аналогами.

Список литературы

1. Крапивин М. Г., Раков И. Я., Сысоев Н. И. Горные инструменты. М.: Недра, 1990. 256 с.
2. Болобов В. И., Бобров В. Л., Талеров М. П. и др. К распределению микроструктуры по длине породоразрушающих резцов // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 10. С. 26—28.
3. Марочник сталей и сплавов / под ред. В. Г. Сорокина. М.: Машиностроение, 1989.
4. Резцы для очистных и проходческих комбайнов. Общие технические условия. ГОСТ Р 51047—97. М.: Госстандарт России, 1998.

УДК 679.8.053.8

А. М. Керопян, канд. техн. наук, доц., **К. И. Шахова**, канд. техн. наук, проф., МГГУ, г. Москва
E-mail: am_kerop@mail.ru

Исследование влияния энергетических аспектов процесса изнашивания и происходящих тепловых процессов в зоне контакта с рельсами колес карьерных локомотивов на их тяговую способность

Приведены результаты теоретических исследований условий взаимодействия поверхностей качения системы "колесо—рельс" подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта. Рассмотрено влияние энергетических аспектов процесса изнашивания и тепловых процессов в зоне контакта колеса с рельсом карьерных локомотивов на их тяговую способность.

Ключевые слова: открытые горные работы, карьерный железнодорожный транспорт, система "колесо—рельс", дисперсные загрязнения, водородный износ, температура в зоне контакта, тепловой градиент напряжений, интенсивность износа.

A. M. Keropyan, K. I. Shakhova

Investigation of the Influence of the Energy Aspects of the Process of Wear and Thermal Processes Occurring in the Contact with the Rails Mining Locomotive Wheels on their Traction Capability

The paper presents the results of theoretical studies of conditions of interaction surfaces of the rolling wheel—rail rolling stock railway career. The influence of the energy aspects of the process of wear and thermal processes in the contact wheel and rail locomotives on their career traction capability.

Keywords: open pit mining, quarry railway transport, the system "wheel—rail", particulate pollution, hydrogen wear, the temperature in the contact zone, the heat lovoy stress gradient, the rate of wear.

В журнале "Горное оборудование и электромеханика", № 9, 2013 г. опубликована статья "Исследование влияния температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта колес карьерных локомотивов на их тяговую способность" [10]. Однако немаловажное влияние на тяговую способность карьерных локомотивов (с учетом специфики условий эксплуатации) и, следовательно, на интенсивность износа взаимодействующих поверхностей оказывают рассмотренные ниже энергетические и тепловые процессы, происходящие в зоне контакта колеса локомотива с рельсом.

Энергетические аспекты процесса изнашивания контактирующих поверхностей системы "колесо—рельс"

Поверхностный слой металла обладает большой активностью. Это связано с тем, что внутри твердого тела каждый атом кристалла окружен другими атомами и связан с ними прочно по всем направлениям, а у атомов, расположенных на поверхности, с внешней стороны нет "соседей" в виде таких же атомов. В связи с этим в поверхностном слое у атомов твердого тела остаются свободные связи, наличие которых создает вблизи поверхности атомное (молекулярное) притяжение. Чтобы

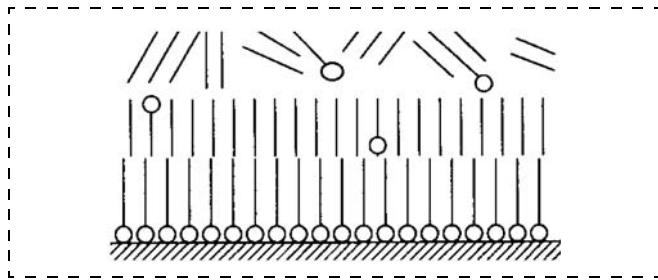


Рис. 1. Схема поверхностного слоя металла со свободными связями

при таком несимметричном силовом поле атом кристалла находился в равновесии, необходимо иное, чем внутри кристалла, расположение атомов самого верхнего слоя (рис. 1) [1].

Поверхностные атомы вследствие свободных связей обладают большей энергией, нежели атомы внутри твердого тела. Избыток энергии, отнесенной к единице поверхности, называют удельной поверхностной энергией или просто поверхностной энергией. Полная энергия кристалла состоит из внутренней и поверхностной энергии. Последняя пропорциональна поверхности раздела фаз, поэтому особенно возрастает при диспергировании твердых тел. Она во многом определяет свойства тонкодисперсных систем, каковыми являются находящиеся в зоне контакта колес карьерных локомотивов с рельсами продукты разрушения, полученные в процессе подачи песка и износа взаимодействующих поверхностей системы "колесо—рельс". Избыточная поверхностная энергия предопределяет также химическую активность поверхности твердого тела. Поэтому при нормальных условиях поверхность твердого тела никогда не бывает чистой. Она всегда покрыта различными поверхностными пленками: продуктами коррозии, адсорбированными газовыми и водяными пленками и т. п. При соприкосновении двух тел поверхностная энергия исчезает и может выделяться в виде теплоты или может быть потрачена на подстройку в кристаллической решетке одного кристалла к другому [1].

Исследованиями Ю. М. Лужнова для условий железных дорог общего пользования установлено, что при взаимодействии колеса с рельсом в зоне контакта выделяется энергия трения, эквивалентная выделяющейся там мощности. При характерной для железных дорог России статической нагрузке на колеса P , изменяющейся от 115 до 125 кН, и скорости их относительного скольжения до 10 % от скорости поступательного движения поезда v , механическая мощность, теряемая в зоне трения одного колеса локомотива с рельсом,

в зависимости от режима нагружения составляет величину, равную 60 кВт и более. Значительная ее часть, чаще всего до 95 %, переходит в теплоту, а меньшая — на изменение свободной поверхностной энергии трущихся тел. Возникающие в зоне трения градиенты температур влекут за собой появление значительных градиентов тепловых напряжений, которые накладываются на имеющиеся там механические напряжения от сжимающих нагрузок и сил трения и в конечном счете влияют на уровень трения (сцепления) и интенсивность износа колес и рельсов. Тем самым критерием оценки многих процессов, происходящих во фрикционном контакте, является как абсолютное значение, так и распределение температур в зоне контакта колеса с рельсом [2].

Приложенные к колесу локомотива вращающий момент, нормальные, тангенциальные, а также продольно-поперечные силы сопротивления деформируют трущиеся тела и производят смещение их поверхностей трения, необходимое для реализации силы тяги и ведения поезда. При этом, согласно классической теории сопротивления материалов [3], наиболее напряженная точка в зоне контакта колеса с рельсом находится на вертикальной оси и расположена на глубине (рис. 2), т. е.

$$Z_{\max} = 0,47a, \quad (1)$$

где a — длина большой полуоси эллиптической площадки контакта.

Максимальное касательное напряжение на глубине $Z_{\max}$ составляет

$$\tau_{\max} = 0,31\sigma_{\max}, \quad (2)$$

где $\sigma_{\max}$ — наибольшее напряжение в центре площадки касания (по вертикальной оси).

Учитывая изложенное выше, можно предположить, что наибольшая температура в зоне контакта системы "колесо—рельс" будет не на поверхности трения взаимодействующих тел, а, соответственно,

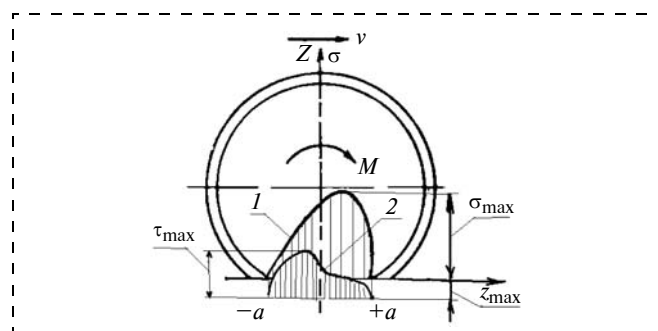


Рис. 2. Схема распределения наибольших напряжений: 1 — контактных; 2 — касательных

на некотором удалении от контактирующих поверхностей, т. е. на определенной глубине $Z_{\max}$.

Данное предположение находит подтверждение в работе [2]. Как было отмечено выше, согласно данным, приведенным в [2], приблизительно на 90...95 % мощность трения расходуется на теплоту, выделяющуюся в зоне трения, а оставшаяся ее часть затрачивается на образование новых поверхностей (износ). Теплота трения выделяется пропорционально распределению максимальных напряжений в материале пар трения твердых тел. Поэтому в области зоны трения можно выделить три принципиально отличные температуры. Это объемная температура t_V , средняя температура поверхности t^* и температура вспышки $t_{\text{всп}}$, реализуемая в подповерхностном слое выступов. Схематично распределение температур вглубь трущегося тела можно представить в виде кривой на рис. 3. Теплота трения приводит к увеличению кинетической энергии атомов трущихся тел, к расширению материала и, ввиду неоднородностей тепловых полей, к большим тепловым градиентам напряжений в поверхностном слое. Поскольку масса атома и его заряд неразделимы, то движущиеся электрические заряды атомов материала поверхности и атомов, расположенных на выступах трущихся тел, становятся источниками электромагнитных волн широкого диапазона, излучаемых трущимися телами.

Как результат этого фиксируются шум, свечение и другие коротковолновые излучения. Мощность электромагнитных излучений обычно бывает относительно небольшой по величине, однако, отслеживая и анализируя интенсивность этих излу-

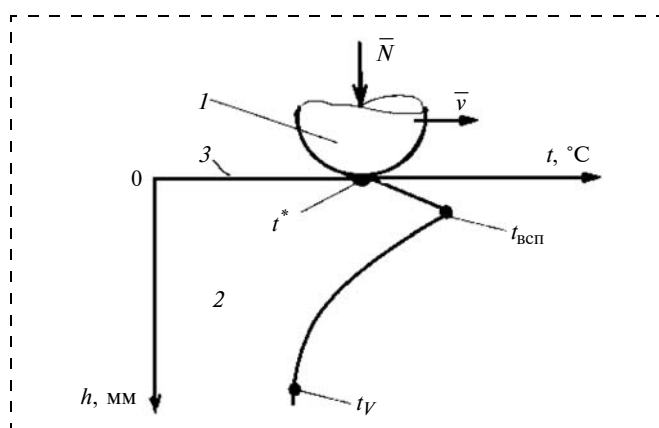


Рис. 3. Характер изменения температуры t , °C, по глубине одного из трущихся инденторов (выступов) твердых тел h , мм: I — индентор с нагрузкой N и скоростью v перемещения относительно контртела 2; 3 — поверхность трения; $t_{\text{всп}}$ — температура вспышки; t_V — объемная температура; t^* — средняя температура поверхности

ний, можно судить и о качестве работы конкретной пары трения.

Кроме того, В. Л. Матюшенко и Г. П. Шпеньков также установили, что в тяжелых режимах трения максимальная температура образуется не на поверхности, а на некоторой глубине. Это создает условия, при которых водород, адсорбированный поверхностью, под действием температурного градиента диффундирует вглубь, там концентрируется и вызывает охрупчивание и усиливает изнашивание [4, 5].

Выполненные нами в работе [10] исследования позволили также выявить наличие водорода в составе поверхностных загрязнений карьерных рельсов, что свидетельствует о наличии тяжелых режимов работы железнодорожного транспорта открытых горных работ.

Тепловые процессы в зоне контакта колеса локомотива с рельсом и их влияние на интенсивность износа взаимодействующих поверхностей

Разрушение металлов под влиянием химического или электрохимического воздействия окружающей среды получило название коррозионного. Постоянному атмосферному коррозионному воздействию подвержены и поверхности трения колес с рельсами. Основным фактором, определяющим механизм и скорость атмосферной коррозии, является степень увлажненности поверхности металла. Вновь образующиеся оксидные пленки на металле, как правило, отличаются от материала подложки по плотности, линейному и объемному коэффициентам расширения, поэтому в них сразу же возникают дополнительные сжимающие или растягивающие напряжения. С увеличением толщины оксидных пленок напряжения в них возрастают. Это, в конечном счете, приводит к разрывам и к частичным выбросам оксидных пленок с подложки металла. В результате происходит коррозионный износ и появление частиц оксидов металла на трущихся поверхностях [1].

Наличие газообразных и твердых аэрозольных загрязнений воздуха может оказывать сильное влияние на увеличение скорости коррозии металла. Увеличение коррозионного износа рельсов и колес подвижного состава происходит при движении поезда. В момент прохождения поезда в пятне контакта колеса с рельсом возникают большие механические напряжения и высокие температурные вспышки. В этих условиях происходит прежде

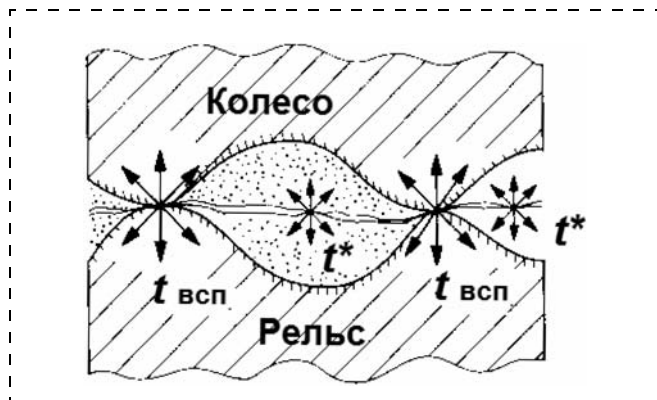


Рис. 4. Схема тепловой модели взаимодействия колеса и рельса и модели поверхностного слоя дорожки катания:

$t_{всп}$ — температура вспышки; t^* — средняя температура поверхности

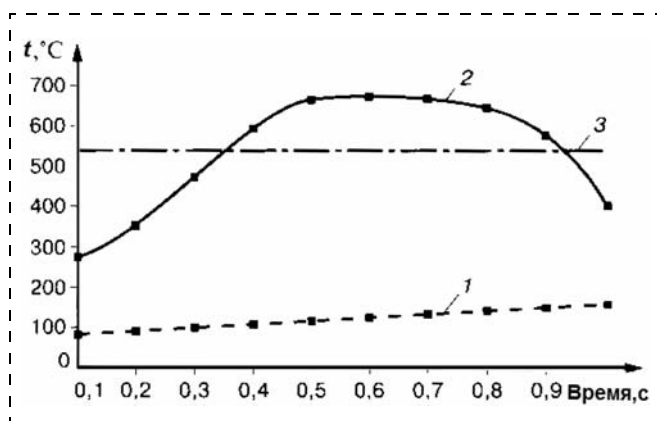


Рис. 5. Распределение температур в зоне контакта колеса с рельсом: 1 — средняя температура в объеме рельса; 2 — максимальная температура в контакте; 3 — средняя температура поверхности трения

всего разрушение оксидных соединений на поверхностях.

Контакт колеса с рельсом происходит при взаимодействии выступов шероховатых поверхностей трущихся тел, а также через слой поверхностного загрязнения со следами смазки и других органических веществ, выпадающих на рельсы. Следовательно, схематично тепловая модель фрикционного взаимодействия колеса с рельсом и модель поверхностного слоя дорожки катания могут быть представлены в виде, приведенном на рис. 4 [3].

Выполненные ВНИИЖТ исследования тепловых процессов, происходящих в зоне контакта колеса с рельсом, показали, что при движении колеса локомотива по головке рельса, в частности, со скоростью $v = 20$ м/с и относительном скольжении колеса 8 % максимальная температура (рис. 5, кривая 2) возрастает с 280 до 680 °С при средней температуре (кривая 3) 540 °С. Средняя температура в объеме рельса, эффективно участвующего в теплопоглощении, меняется (кривая 1) с 90 до 160 °С.

Аналогичные исследования были проведены при движении состава по рельсам без загрязнений (при тех же режимах движения).

Анализ результатов исследований показал, что наличие загрязнений на поверхности рельсов приводит к повышению средней температуры в зоне трения [3].

Как следует из молекулярно-механической теории внешнего трения и усталости теории изнашивания твердых тел, фрикционно-износные характеристики и механические свойства материалов пар трения находятся в различных нелинейных функциональных зависимостях. При этом эти зависимости могут существенно меняться от режима трения и, в первую очередь, от теплового и температурного режимов [6—8]. Это иллюстрируется графиками, приведенными на рис. 6 [4].

Такие зависимости получают при стандартных, модельных испытаниях на фрикционную теплоустойчивость на машинах трения типа: И-47-К54, ИМ-58, МФТ-1, УМТ-1 и 2168 УМТ "Унитриб". Обычно испытания выполняются при фиксированном номинальном давлении p_a и ступенчато изменяющейся (обычно повышающейся) скорости скольжения $v_{ск}$. Как видно на рис. 6, зависимости коэффициента трения f и интенсивности износа $I_{и}$ от температуры поверхности трения нелинейны.

Сравнительный анализ графиков на рис. 6 показывает, что при повышении температуры в зоне контакта коэффициент трения падает и достигает минимального значения при температуре около 500 °С. При дальнейшем повышении температуры коэффициент трения начинает увеличиваться, однако при этом ухудшаются физико-механические (прочностные) свойства взаимодействующих поверхностей. Примерно по такой зависимости из-

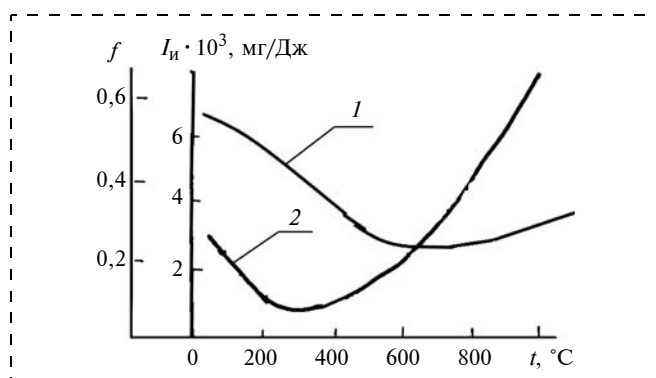


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения (1) и интенсивности износа (2) от температуры поверхности трения при трении колесной стали в паре с легированным чугуном ЧНМХ при вертикальной нагрузке 1,5 МПа

меняется интенсивность изнашивания $I_{\text{и}}$. Однако минимального значения интенсивность износа достигает при температуре около 300 °С.

Сравнительный анализ зависимостей по графикам 1 и 2, приведенным на рис. 6, показывает, что исходя из условий обеспечения критерия предела прочности и улучшения тяговой способности локомотивов следует ограничить температуру в зоне контакта рабочих поверхностей колеса и рельса в пределах 300 °С.

Выводы

1. Наличие загрязнений на поверхности рельсов приводит к повышению средней температуры в зоне трения.

2. Условия работы локомотивов на карьерах открытых разработок существенно отличаются от условий железнодорожного транспорта общего пользования. В связи с этим для обеспечения экономических режимов эксплуатации карьерных локомотивов и улучшения их тяговой способности необходимо ограничить температуру в зоне контакта системы "колесо—рельс" в пределах 300 °С за счет снижения скорости проскальзывания и уменьшить контактные напряжения путем обеспечения конформного контакта колеса с рельсом. Для реализации данных условий необходима организация на карьерах непрерывного мониторинга рабочей поверхности головки рельсов железнодорожного полотна и колесных пар подвижного состава.

3. Опираясь на проведенные исследования, можно сделать вывод, что система "колесо—рельс" имеет признаки, свойственные открытым системам:

существует обмен энергией (веществом) с окружающей средой;

содержит большое число элементов (подсистем);

имеет стационарный устойчивый режим, в котором элементы взаимодействуют хаотически (некогерентно), т. е. случайным образом;

имеется некоторое критическое значение управляющего параметра (например, коэффициента сцепления колеса локомотива с рельсом), при котором система спонтанно переходит в новое упорядоченное состояние.

Следовательно, данной системе свойственны процессы самоорганизации, к которой применимы методы синергетики, свойственные сложным динамическим системам, что может являться предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Гаркунов Д. Н., Мельников Э. Л., Гаврилюк В. С. Триботехника: учеб. пособие. М.: КНОРУС, 2011. С. 386—387.
2. Лужнов Ю. М. Нанотрибология сцепления колес с рельсами. Реальность и возможности. М.: Интекст, 2009. 176 с.
3. Рудицын М. И. и др. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Минск: Вышэйшая школа, 1970. 516 с.
4. Гаркунов Д. Н., Балабанов В. И., Мамыкин С. М., Хрусталеv Ю. А. Водородное изнашивание пары трения колесо—рельс железнодорожного транспорта // Эффект безызносности и триботехнологии. 1988. № 1. С. 3—11.
5. Шпеньков Г. П. Физикохимия трения (применительно к избирательному переносу и водородному износу). Минск: БГУ, 1978. 204 с.
6. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
7. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967. 232 с.
8. Справочник по триботехнике / под ред. М. Хебды и А. В. Чичинадзе. Т. 1. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.
9. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учеб. для техн. вузов / под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Центр "Наука и техника", 1995. 778 с.
10. Керопян А. М., Шахова К. И. Исследование влияния температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта колес карьерных локомотивов на их тяговую способность // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 9. С. 30—36.

М. Ю. Непран, асп., **Д. А. Юнгмейстер**, д-р техн. наук, проф.,
А. И. Исаев, асп., **А. Э. Сабитов**, асп., **Г. В. Соколова**, ст. преп.,
 Горный университет, г. Санкт-Петербург
 E-mail: IsaevAlexsey@gmail.com

Исследование удержания бойка за счет выбора режимов воздушного потока

Представлено конструктивное выполнение и описание работы перфоратора с позиционированием бойка воздухом в его стволе. Приведена методика расчета параметров потока воздуха в перфораторе с системой "поршень—боек—штанга".

Ключевые слова: перфоратор, поршень, поток воздуха, боек, ударная система, штанга.

M. Yu. Nepran, D. A. Yungmeister, A. I. Isaev, A. E. Sabitov, G. V. Sokolova

Study of Retention Pein by Choosing the Air Flow Mode

Submitted design realization and description of the perforating device with the positioning of the pein air in his trunk. The methodology of calculation of the flow of air in the perforating device with the frame "piston—pein—steel stem".

Keywords: perforating device, piston, air flow rate, pein, strike system, steel stem.

Статья продолжает публикации о совершенствовании буровой техники с ударной системой "поршень—боек—штанга", например, в журнале "Горное оборудование и электромеханика", № 7, 2011 г. приведены достоинства указанной буровой техники. Конструктивное выполнение позиционирования бойка воздухом в стволе перфоратора защищено патентом [1]. Суть идеи заключается в том, что боек выполнен со стороны штанги с переменным сечением, а давление в камере концевой буксы может регулироваться специальным вентилем. Такая конструкция бойка позволяет всегда при отходе поршня назад отводить боек от штанги на заданное расстояние.

Данное выполнение перфоратора повышает надежность работы конструкции за счет обеспечения надежного процесса "дребезга" вспомогательного бойка между основным бойком и штангой и отскока вспомогательного бойка от штанги в конце рабочего хода.

Перфоратор содержит штангу 1 (рис. 1)¹ с закрепленной на ней коронкой 2, корпус 3 с раз-

мещенным в нем поворотным механизмом, сдвоенный ударник, состоящий из основного 4 и вспомогательного 5 бойков, воздухораспределительную систему, включающую воздухопроводную трубку 6, регулировочный вентиль 7, поворотную 8 и концевую 9 буксы, в последнюю входит хвостовик 10 штанги 1. Правая концевая часть 11 воздухопроводной трубки имеет уменьшенный по отношению к основной части диаметр.

Вспомогательный боек 5 (рис. 2) имеет внутреннюю полость, выполненную в виде сужающейся 12 и расширяющейся 13 частей, снабжен упругим элементом 14 (полиуретановая втулка) и твердосплавной шайбой 15, установленной перед упругим элементом, причем минимальный диаметр D полости принимают на 1 мм больше диаметра пра-

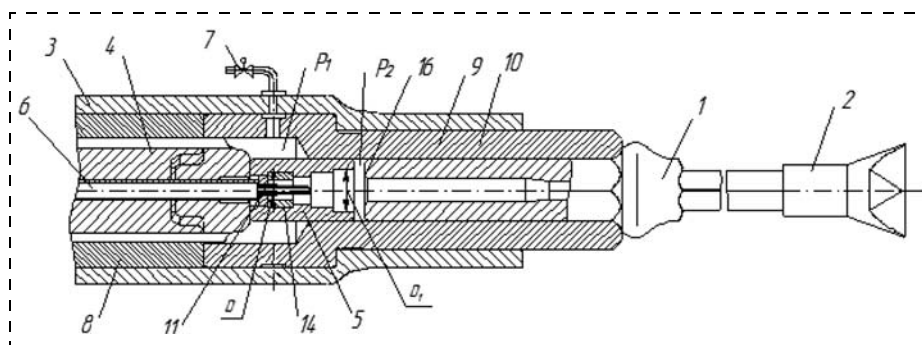


Рис. 1. Перфоратор в момент удара

¹ На рис. 1—3 одинаковые узлы и детали обозначены одинаковыми позициями.

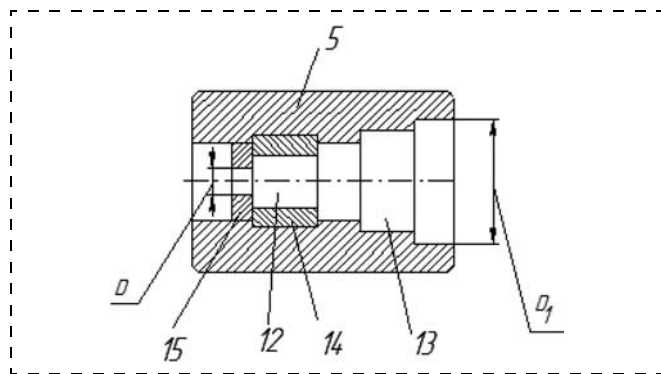


Рис. 2. Вспомогательный боек

вой концевой части 11 воздухопроводной трубки 6 для обеспечения свободного движения бойка вдоль трубки, а максимальный диаметр D_1 полости со стороны штанги 1 выбирают из соотношения, при котором площадь контакта вспомогательного бойка не должна быть меньше 0,5 от площади торцового сечения 16 штанги 1.

Работа перфоратора осуществляется следующим образом. Воздух из воздухораспределительной системы поступает в рабочую полость перфоратора, давит на основной боек 4 и заставляет его двигаться слева навстречу вспомогательному бойку 5 и штанге 1. При этом основной боек 4 наносит удар по вспомогательному бойку 5 (см. рис. 1), который, получив ударную энергию, отскакивает от него со скоростью, большей, чем скорость основного бойка, и самостоятельно наносит удар в торец 16 штанги 1 (рис. 3). В целях исключения "слипания" бойка и штанги и обеспечения надежного отскока вспомогательного бойка от штанги в конце рабочего хода давление P_2 в полости со стороны штанги должно быть больше, чем давление P_1 со стороны основного бойка, что обеспечивается тем, что правая полость вспомогательного бойка выполнена расширяющейся, и площадь контакта бойка не должна быть меньше 0,5 пло-

щади торцового сечения штанги. Давление P_1 при этом регулируют при помощи вентиля 7.

В конце рабочего хода вспомогательный боек за счет обеспечения разности давлений отскакивает от штанги и движется в обратном направлении навстречу основному бойку, продолжающему свой ход навстречу штанге. Далее процесс повторяется.

Возникает серия повторяющихся кратковременных соударений вспомогательного бойка 5 со сближающимися основным бойком 4 и штангой 1, т. е. надежный эффект "дребезга" [2].

Методика расчета параметров потока воздуха в перфораторе ПП-54 с ударной системой "поршень—бойек—штанга"

Аналитическое изучение аэродинамических процессов, возникающих в ударной системе со сдвоенным ударником с применением бойка с переходными внутренними сечениями внутреннего канала, проводилось на упрощенной схеме. Так как нам необходимо рассчитать силы действия воздуха на боек со стороны ударника и инструмента, принимаем условие, что воздушные процессы в нашей системе адиабатические.

Аэродинамическое позиционирование бойка в ударной системе со сдвоенным ударником производится непосредственно во время рабочего хода поршня—ударника пневмоперфоратора. В это время воздух подается из воздушной магистрали в рабочую полость и в воздушную трубку перфоратора (продувка шпура). Ударник, двигаясь в сторону бурового инструмента, создает в камере обратного хода воздушную подушку с определенным давлением воздуха, который, в свою очередь, через шлицевые зазоры попадает в ствол перфоратора и воздействует на боек с определенной силой. Рассмотрим это более подробно.

Основным критерием для определения режима истечения воздуха является число Маха, определяемое по формуле [3]:

$$M_{\text{маха}} = \frac{c}{a}, \quad (1)$$

где c — скорость потока воздуха;
 a — скорость звука в воздухе.

Скорость потока воздуха рассчитывается по формуле [3]:

$$c = \frac{M}{S\rho}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где M — массовый расход воздуха;
 S — сечение воздушного канала;
 ρ — плотность воздуха.

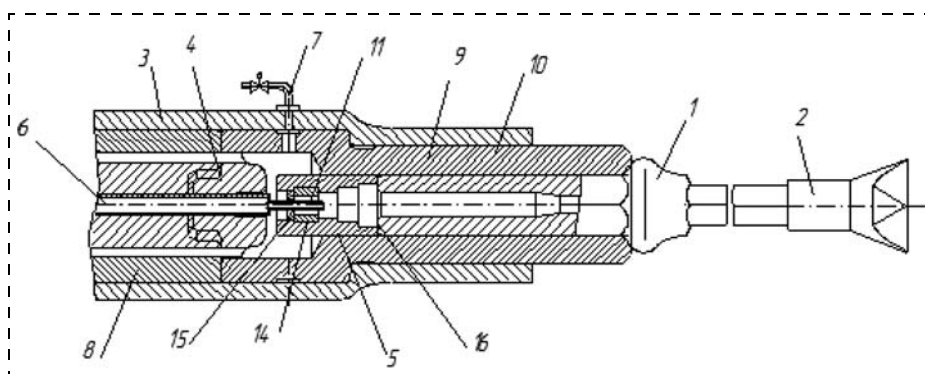


Рис. 3. Положения штанги и бойка в конце рабочего хода

При $M_{\text{маха}} < 1$ скорость потока воздуха является докритической, при $M_{\text{маха}} > 1$ — сверхкритической.

Для реализации аэродинамического позиционирования бойка в ударной системе "поршень—боек—инструмент" необходим докритический режим истечения воздушного потока. В этом случае в воздушном потоке при увеличении сечения канала происходит снижение скорости истечения, увеличение давления внутри бойка и, как следствие, увеличение силы действия воздуха на боек со стороны бурового инструмента. При этом боек отодвигается от торца буровой штанги, приводя тем самым ударную систему в исходное состояние.

Количество газа, вытекающего из шлицевого зазора между корпусом и поршнем-ударником в 1 с, будет равно [3]:

$$M_1 = S_{11} \rho_1 c_1 = S_{11} \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{11} \rho_1 \left(1 - \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ кг/с, (3)}$$

где S_{11} — сечение шлицевого зазора; P_{11} — давление воздуха в камере холостого хода; ρ_1 — плотность воздуха в камере холостого хода; P_{12} — давление воздуха в стволе перфоратора; ρ_2 — плотность воздуха в стволе перфоратора; k — показатель адиабаты.

Скорость потока воздуха, вытекающего из камеры холостого хода поршня (рис. 4), составит [3]:

$$c_2 = \frac{M_1}{S_{11} \rho_2}, \text{ м/с. (4)}$$

Расход воздуха, вытекающего из камеры холостого хода перфоратора, находим по формуле [3]:

$$Q_{11} = S_{11} c_2, \text{ м}^3/\text{с. (5)}$$

Так как полость в стволе перфоратора по технологическим зазорам и канавке для смазки концевой буксы имеет связь с атмосферой, то исходя из условия неразрывности потока получаем [3]:

$$Q_{11} = Q_{12}, \text{ м}^3/\text{с, (6)}$$

где Q_{11} , Q_{12} — расход воздуха в первом и втором сечениях соответственно.

Перепишем данное равенство с учетом плотности воздуха [3]:

$$S_{11} \rho_1 c_1 = S_{12} \rho_2 c_2, \text{ (7)}$$

S_{12} — суммарное сечение технологических зазоров и канавки для смазки концевой буксы.

Используя (5) и (7), вычисляем скорость и плотность воздушного потока для каждого сечения канала, т. е. [3]:

$$c_3 = \frac{Q_{12}}{S_{12}}, \text{ м/с. (8)}$$

Плотность воздуха в стволе перфоратора находим по формуле [3]:

$$\rho_3 = \frac{M_1}{c_3 S_{12}}, \text{ кг/м}^3. \text{ (9)}$$

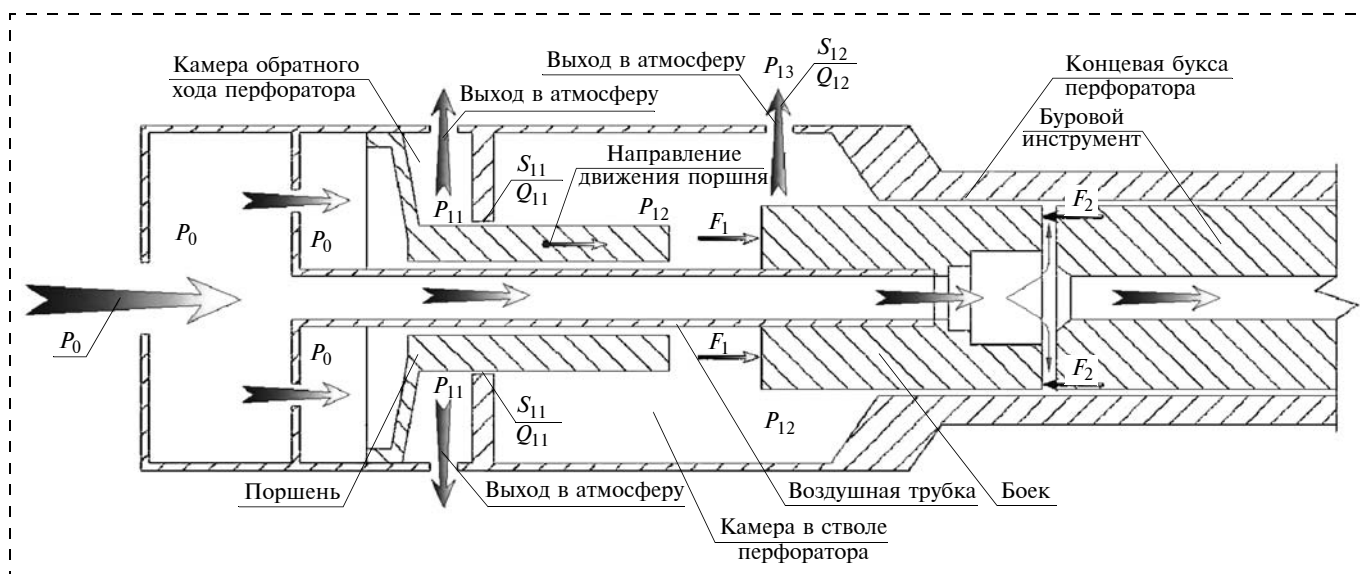


Рис. 4. Схема движения воздушных потоков в перфораторе

Используя закон Менделеева—Клайперона для идеального газа, вычисляем давление воздуха в стволе перфоратора [3]:

$$P_{12} = \rho_2 RT, \text{ Па}, \quad (10)$$

где R — газовая постоянная; T — абсолютная температура в воздушной магистрали.

Расчет параметров воздушного потока в зазорах и канале для смазки концевой буксы можно не проводить, так как данный воздушный поток не оказывает влияния на ударную систему со сдвоенным ударником.

Так как боек совершает перемещение строго вдоль своей продольной оси, то воздух, находящийся в стволе перфоратора, оказывает влияние только на торцовую часть бойка.

Определим силу воздействия воздуха на боек со стороны ударника по следующей формуле [3]:

$$F_1 = P_{12} S_6, \text{ Н}, \quad (11)$$

где S_6 — площадь торцовой части бойка.

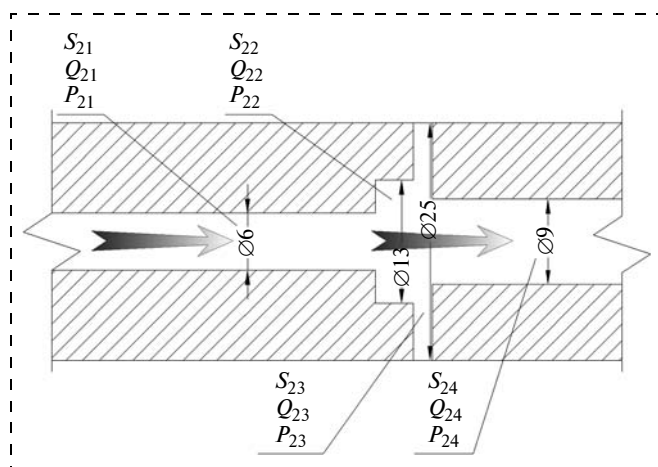


Рис. 5. Схема внутреннего канала системы продувки перфоратора с бойком

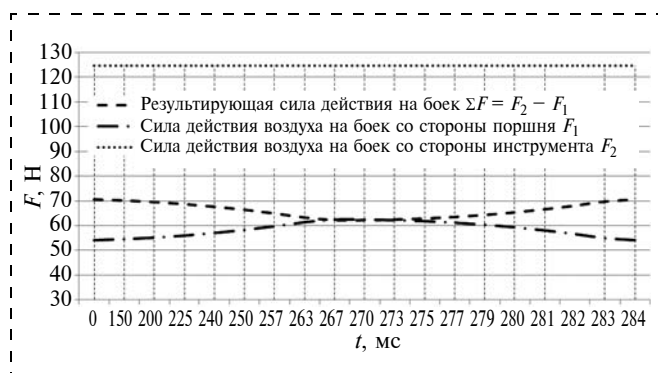


Рис. 6. График сил воздействия воздушных потоков в стволе перфоратора на боек

Теперь рассмотрим процессы, возникающие при прохождении потока воздуха через воздушную трубку и боек (рис. 5).

Расход воздуха перфоратора равен [4]:

$$Q_{\text{перф}} = Q_{\text{уд}} + Q_{\text{пр}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (12)$$

где $Q_{\text{уд}}$ — расход воздуха, потребляемый ударно-вращательным механизмом; $Q_{\text{пр}}$ — расход воздуха на продувку шпуров.

Общий расход воздуха перфоратора берется из паспорта на данное изделие.

Расход воздуха на ударно-вращательный механизм пневмоперфоратора определяется по следующей эмпирической формуле [4]:

$$Q_{\text{уд}} = 1,7 D^3 l^{0,615} m_y^{-0,423} P_0^{0,5}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (13)$$

где D — диаметр поршня-ударника, м; l — конструктивный ход поршня, м; m_y — масса поршня-ударника, кг; P_0 — сетевое давление воздуха, Па.

Расход воздуха на продувку шпуров найдем следующим образом:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{перф}} - Q_{\text{уд}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (14)$$

где $Q_{\text{перф}}$ — расход воздуха перфоратора.

Переходные сечения внутреннего канала истечения воздуха будут равны:

$$S_n = \frac{\pi d_n^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (15)$$

где S_n — n -е сечение воздушного канала; d_n — диаметр воздушного канала в n -й точке.

Дальнейший расчет параметров воздушного потока, протекающего через воздушную трубку и боек перфоратора, проводится указанным выше способом.

Определив давление воздуха во внутреннем воздушном канале на выходе из бойка, вычислим по формуле (11) силу воздуха F_2 , воздействующую на боек со стороны бурового инструмента.

Сравнивая две силы, полученные в результате вычислений, определяем направление перемещения бойка в стволе перфоратора (рис. 6).

Если в результате сравнения сила действия воздуха на торец бойка со стороны поршня-ударника больше аналогичной силы, действующей на боек со стороны бурового инструмента, т. е. $F_1 \geq F_2$, то в этом случае боек прижат к хвостовику бурового инструмента и процесс "дребезга" становится невозможным. В противном случае, когда $F_2 > F_1$, происходит аэродинамическое позиционирование

бойка относительно бурового инструмента, приводя тем самым ударную систему со сдвоенным ударником в начальные условия.

Расчеты показывают, что в реальных условиях в бойке реализуется докритический режим ($M_{\text{маха}} < 1$), при этом боек будет отодвигаться от торца штанги при использовании центрального отверстия в бойке со ступенчатым увеличением внутреннего его диаметра от 8 до 13 мм при давлении на боек со стороны поршня не более чем 0,53 МПа (реальное давление воздуха на торец бойка со стороны поршня не должно превышать 0,5 МПа, при сетевом давлении — 0,6 МПа).

Список литературы

1. Пат. № 2444602. Перфоратор / Юнгмейстер Д. А., Пивнев В. А., Соколова Г. В., Непран М. Ю., Васильева М. А., Васильев А. Ю., Руденко Г. В.; Оpubл. 2012; Бюл. № 7.
2. Нагаев Р. Ф., Судьенков Ю. В., Горшков Л. К., Юнгмейстер Д. А., Свинин В. С. Явление интенсификации передачи энергии удара при центральном повторяющемся соударении твердых тел через промежуточный упругий элемент, Научное открытие № А-415; Оpubл. 2007, Диплом № 332.
3. Гидроаэромеханика / Прандтль Л. Ижевск: НИЦ Регулярная и хаотичная динамика, 2000. 576 с.
4. Перфораторы. Справочник / Васильев В. М. М.: Недра, 1989.

УДК 622.242

Д. А. Пасынков, асп., В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: Shestakov.v.s@mail.ru

Конструктивное решение по снижению энергоемкости спускоподъемных операций тяжелых буровых установок

Рассмотрено конструктивное решение, обеспечивающее снижение энергоемкости рабочего процесса буровых установок глубокого бурения. Для снижения энергоемкости предложено изменить конструкцию блоков талевой системы. Приведены результаты расчета.

Ключевые слова: спускоподъемный комплекс, буровая установка, энергоемкость.

D. A. Pasyinkov, V. S. Shestakov

Constructive Solution for the Reduction of Energy Intensity Tripping Heavy Drilling Rigs

In the article the designs that provide decrease of the power consumption of the working process of deep drilling rigs drilling. To reduce the power consumption of proposed redesign blocks block system. The results of the calculation.

Keywords: lowering and lifting complex, drilling rig, power consumption.

В горной промышленности для водоотлива на карьерах и шахтах, для дегазации угольных пластов тяжелыми буровыми установками (БУ) бурят скважины глубиной до 3000 м.

Проходка скважины состоит из "чистого" бурения, времени смены долота и времени наращивания бурового става. Последние операции выполняются спускоподъемным комплексом (СПК). СПК обеспечивает подъем колонны труб и опускание порожнего крюка или опускание колонны

труб и подъем порожнего крюка при смене бурового инструмента. Указанные операции повторяются с определенным шагом, равным длине свечи (~ 27 м).

Масса колонны труб зависит от типа БУ, глубины бурения и может достигать 200 т. Наряду с затратами энергии на подъем колонны труб происходит также потребление энергии при разгоне и торможении элементов СПК. Последняя составляющая энергопотребления спускоподъемных

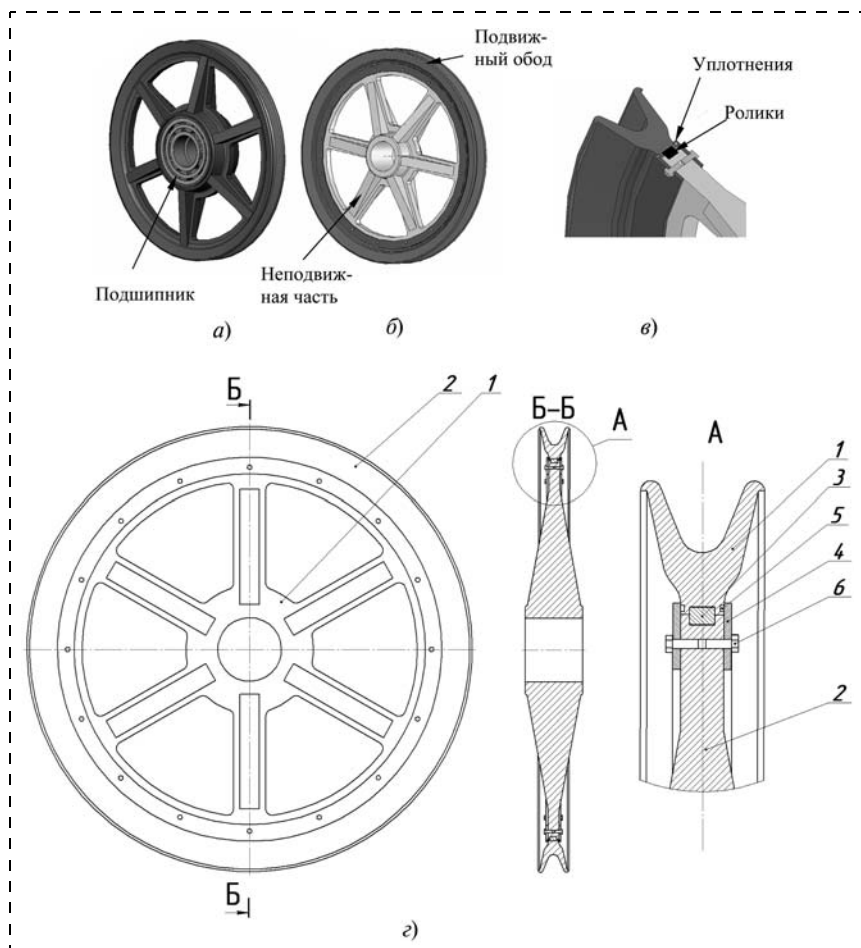


Рис. 1. Шкив талевой системы:

а — шкив базового варианта; б — шкив предлагаемого варианта; в — разрез предлагаемого шкива (подшипниковый узел); г — чертеж предлагаемого шкива
1 — неподвижная часть; 2 — подвижный обод; 3 — ролики подшипника; 4 — защитное кольцо; 5 — уплотнение; 6 — винт

операций (СПО) зависит от исполнения СПК и параметров его элементов.

На БУ глубокого бурения СПК включает лебедку и талевую систему с оснасткой 4×5 , 5×6 , 6×7 , где первая цифра обозначает число подвижных шкивов. Выполненный нами расчет показал, что для БУ грузоподъемностью 2000...3200 кН доля элементов СПК в суммарной массе доходит до 50...60 %.

Одним из способов снижения энергозатрат и продолжительности цикла является уменьшение моментов инерции вращающихся элементов СПК.

На рис. 1, а представлен вид шкива, используемый в настоящее время в талевых системах. Этот шкив имеет массивную подвижную часть (масса 375 кг), устанавливаемую на оси при помощи подшипника. Момент инерции шкива, используемого на БУ с усилием на крюке 2500 кН, равен $90,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для уменьшения момента инерции нами предложена конструкция, показанная на рис. 1, б, в. В этом шкиве подвижным является только обод массой 125 кг, который опирается на неподвижную часть через ролики. Момент инерции такого шкива равен $52,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Таким образом, шкив новой конструкции позволяет уменьшить момент инерции на $38,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Возможен резерв снижения момента инерции и для барабана. Проведенные нами исследования выявили большие запасы по пределу текучести для материала бочки барабана. Расчеты с использованием метода конечных элементов в модуле Structure 3D доказали возможность уменьшения толщины бочки, что обеспечит снижение момента инерции с 1070 до $800 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

При уменьшении момента инерции шкивов появится возможность уменьшить массу крюкоблока. На существующих буровых установках увеличивают массу крюкоблока по сравнению с той, что определяется прочностью, чтобы крюкоблок опускался под собственным весом с требуемым ускорением. За счет силы тяжести крюкоблока преодолевается трение в подшипниках и выполняется

разгон шкивов талевой системы. При уменьшении моментов инерции шкивов можно уменьшить массу крюкоблока. Расчеты показали уменьшение массы крюкоблока с 11,3 т (существующее исполнение СПК для БУ 5000/320) до 8 т.

Для расчета снижения энергоемкости СПО составлена математическая модель, основанная на использовании уравнений движения и параметров спускоподъемной характеристики лебедки (рис. 2).

При приведении параметров элементов СПК к валу двигателя уравнение движения при разгоне имеет вид

$$M_{\text{дв}} \eta_0 - M_c = J_{\text{с.пр}} \frac{d\omega}{dt},$$

где $M_{\text{дв}}$ — момент на валу двигателя; M_c — момент сопротивления на валу двигателя от сил тяжести крюкоблока и буровой колонны; $J_{\text{с.пр}}$ — суммарный, приведенный к валу двигателя момент инерции

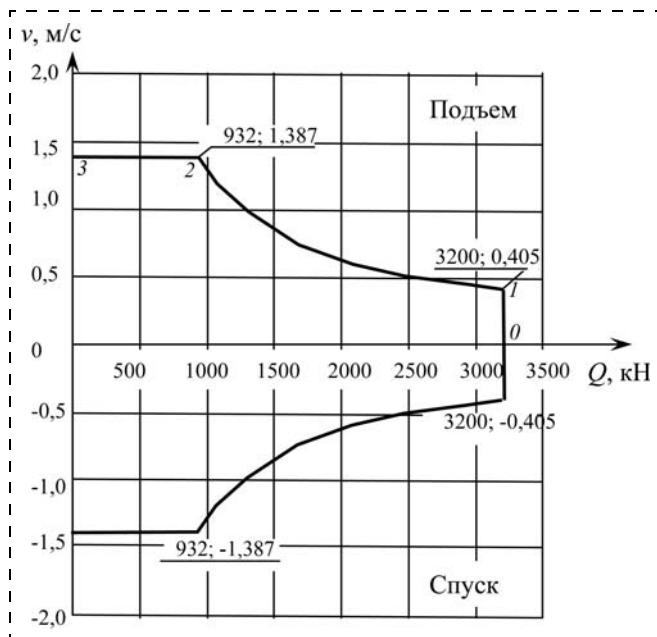


Рис. 2. Спускоподъемная характеристика лебедки ЛБУ-1500: на характерных точках показаны усилия на крюке Q , кН, и скорость спуска/подъема v , м/с

вращающихся частей СПК, крюкоблока и колонны труб; η_o — общий КПД лебедки и талевой системы.

Уравнение движения при торможении барабана лебедки имеет вид

$$\frac{M_T}{\eta_L} + M_c = J_{с.пр.л} \frac{d\omega}{dt},$$

где M_T — максимальный момент привода при торможении; $J_{с.пр.л}$ — суммарный, приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей лебедки; η_L — КПД лебедки.

Для лебедок современных буровых установок применяются приводы с частотным регулированием по закону постоянства мощности. Параметры статической механической характеристики привода настраивают таким образом, чтобы обеспечивалась требуемая спускоподъемная характеристика лебедки.

Максимальный момент и моменты характерных точек механической характеристики привода определяем по требуемому усилию на крюке по формуле

$$M_{дв} = \frac{F_{кр} R_{бj}}{U_{п}},$$

где $F_{кр}$ — усилие на крюкоблоке по спускоподъемной характеристике, соответствующее текущему значению скорости; $R_{бj}$ — радиус до оси j -го слоя каната на барабане; $U_{п}$ — кратность полиспаста.

На участке $0-1$ (см. рис. 2) движущее усилие равно максимальному усилию на крюке

$$F_{кр} = Q_{кр \max} \text{ при } v < v_1.$$

На участке $1-2$ движущее усилие меняется в соответствии с изменением скорости по закону постоянства мощности

$$F_{кр} = N_c/v \text{ при } v > v_1 \text{ до } v < v_2.$$

На участке $2-3$ движущее усилие меняется по естественной механической характеристике электродвигателя

$$F_{кр} = Q_2(v_{\max} - v)/(v_{\max} - v_2) \text{ при } v > v_2,$$

где $Q_{кр \max}$, Q_2 — максимальное усилие на крюке и усилие в точке 2 характеристики лебедки; v — текущее значение скорости крюкоблока; v_1 , v_2 — скорость в точках 1 и 2 характеристики лебедки; $v_{\max}$ — скорость крюкоблока, соответствующая скорости холостого хода двигателя лебедки; N_c — заданное значение мощности на участке регулирования.

Движущий момент меняется в процессе подъема и опускания крюкоблока по нелинейной зависимости от скорости согласно механической характеристике привода, поэтому невозможно получить конечную формулу для расчета времени и энергозатрат на совершение рабочих движений. Для расчета энергозатрат и продолжительности перемещения крюкоблока применено численное интегрирование и составлена программа для ЭВМ.

Расчет суммарного приведенного момента инерции выполнен по закону сохранения кинетической энергии.

На основе этого равенства приведенный момент инерции поступательно движущихся элементов (крюкоблока, колонны труб) к валу двигателя определяется по формуле

$$J_{пр m_i} = \frac{m_i v_i^2}{\omega_{дв}^2},$$

где m_i , v_i — масса и скорость i -го элемента; $J_{пр m_i}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции от массы i -го элемента; $\omega_{дв}$ — угловая скорость вала двигателя.

Приведенный момент инерции вращающихся элементов (шкивов, барабана лебедки, тормозных дисков и др.) к валу двигателя определяется по формуле

$$J_{пр J_i} = J_i \frac{\omega_i^2}{\omega_{дв}^2},$$

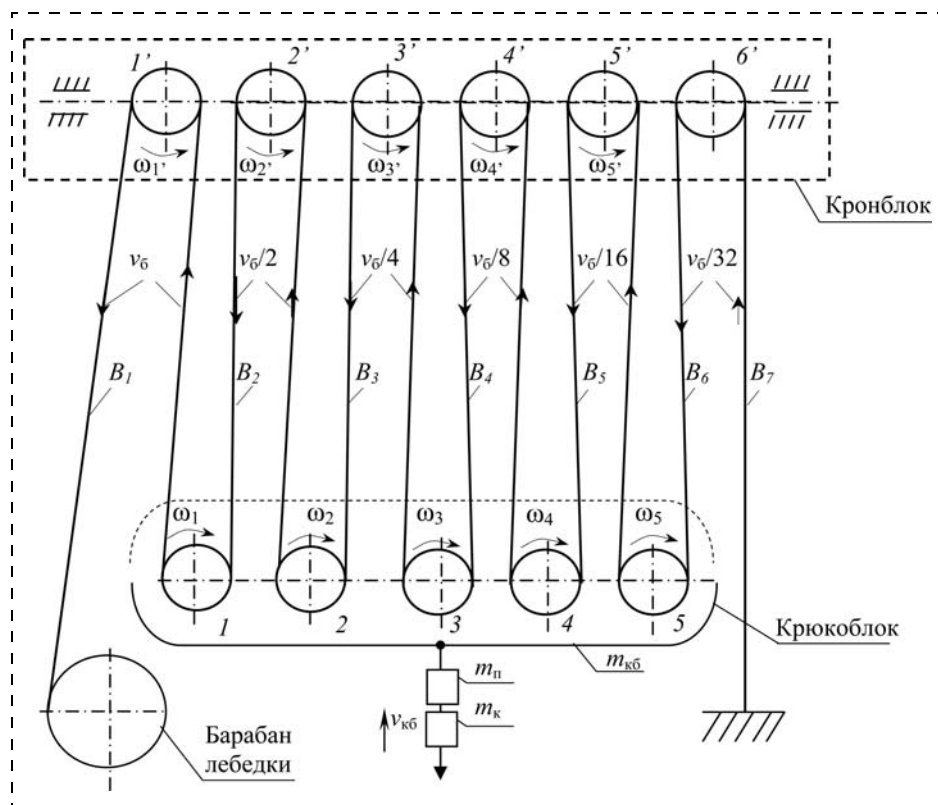


Рис. 3. Кинематическая схема талевой системы:

m_k — масса колонны труб; $m_{крб}$ — масса крюкоблока; $m_{п}$ — масса элеватора, верхнего привода; v_6 — скорость ветви каната на барабане лебедки; $v_{крб}$ — скорость крюкоблока; 1–5 — шкивы крюкоблока; 0, 1', 2', 3', 4', 5', 6' — шкивы кронблока; $B_0...B_7$ — ветви каната; $\omega_1... \omega_5$ — угловая скорость соответствующего блока

где J_i , ω_i — момент инерции и угловая скорость i -го элемента.

При приведении шкивов талевой системы необходимо определить угловую скорость каждого шкива.

Шкивы талевой системы (рис. 3) входят в подвижный и неподвижный, расположенный в верхней части вышки, кронблоки. Шкивы кронблока не меняют скорость каната, а шкивы крюкоблока, так как они для полиспастной системы по линейному перемещению являются подвижными, изменяют скорость при пропуске через них каната в 2 раза. Шкивы кронблока совершают только одно движение — они вращаются вокруг неподвижной оси. Шкивы подвижного крюкоблока участвуют в двух составляющих движения: вращаются вокруг оси при пропуске каната, а при изменении в 2 раза скорости каната совершают поступательное перемещение вместе с корпусом крюкоблока. Для расчета снижения энергозатрат поступательное движение шкивов можно не учитывать, так как затраты энергии на такое движение будут одинаковыми для блока с базовыми конструкциями шкивов и для блока с новыми шкивами.

Расчет скорости вращения каждого шкива выполняется с учетом скорости вала двигателя и радиусов барабана и шкива.

Скорость движения ветви каната у барабана определяем по формуле

$$v_6 = \omega_{дв} R_{бл}.$$

Угловую скорость шкива 1' (см. рис. 3) определяем по скорости v_6 :

$$\omega_{1'} = v_6 / R_{ш},$$

где $R_{ш}$ — радиус шкива до оси каната.

Шкив 1 уменьшает скорость каната в 2 раза. Канат с уменьшенной в 2 раза скоростью проходит через этот шкив и через шкив 2', обеспечивая угловую скорость в 2 раза меньше по сравнению с угловой скоростью шкива 1':

$$\omega_1 = \omega_{2'} = v_6 / 2 R_{ш}.$$

Таким же образом будет происходить уменьшение скорости каната на шкивах 2–4.

Расчет численных значений выполнен для буровой установки грузоподъемностью 3200 кН. Исходные данные приведены ниже, результаты расчета приведенных выше параметров — в таблице.

Исходные данные для расчета

Глубина скважины, м	5000
Длина свечи, м	27
Масса колонны труб, т	192
Масса крюкоблока, т:	
базового варианта	11,3
нового варианта	8,0
Скорость движения крюкоблока, м/с	1,39
Момент инерции ротора двигателя лебедки, кг · м ²	50,0
Угловая скорость ротора двигателя, с ⁻¹	74,84
Передаточное отношение лебедки	4,97
Момент инерции барабана лебедки, кг · м ² :	
базового варианта	1070
нового варианта	800
Радиус барабана лебедки, мм	760
Момент инерции шкива, кг · м ² :	
базового	90,2
нового	52,1
Радиус шкива, мм	7000
Кратность полиспаста	10

**Результаты расчета параметров БУ
с базовым и предлагаемым вариантами конструкции шкива**

Параметр	Значение	Доля от суммарного приведенного момента инерции СПК при базовом варианте шкива
Момент инерции ротора двигателя лебедки, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	50,0	0,294
Момент инерции барабана лебедки, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:		
базовый вариант	43,3	0,255
новый вариант	32,3	0,19
Суммарный, приведенный к валу двигателя, момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:		
базовых шкивов	7,08	0,0416
новых шкивов	4,09	0,024
Момент инерции от крюкоблока, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:		
базовый вариант	3,88	0,0228
новый вариант	2,75	0,0161
Момент инерции от колонны труб, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	65,94	0,387
Суммарный момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:		
базовый вариант	170,22	1,00
новый вариант	155,17	0,912

При расчете снижения энергозатрат необходимо рассматривать все операции рабочего процесса при проходке скважины, так как в каждой из них присутствует разгон и торможение барабана лебедки.

При роторном бурении применяется ведущая труба длиной 14 м. После проходки на эту длину приподнимается буровая колонна, закрепляется клиньями, отвинчивается ведущая труба, ведущая труба поднимается и опускается в шурф, на место ведущей трубы наращивается обычная труба, колонна опускается на забой, навинчивается ведущая труба, и процесс бурения продолжается. При

наращивании трубы СПК выполняет не менее 12 разгонов и торможений.

При проходке глубоких скважин происходит также неоднократная замена долота. В зависимости от качества долота замена происходит через каждые 200...1000 м проходки скважины. При замене долота выполняют разбор колонны. Трубы в колонне соединены в свечи длиной ~ 27 м. При отвинчивании каждой свечи колонна также устанавливается на клинья, свеча приподнимается для отвода в свечеприемник, опускается на место, т. е. при уменьшении колонны на одну свечу выполняется не менее четырех разгонов и торможений барабана лебедки.

Результаты расчета энергозатрат приведены ниже.

**Результаты расчета энергозатрат с базовым
и приведенным вариантами конструкции шкива**

Энергозатраты на один разгон и одно торможение, МДж:	
базовый вариант	0,968
новый вариант	0,831
Количество разгонов при смене одной трубы при роторном бурении	
при роторном бурении	12
Число замен труб при роторном бурении на полную глубину	
при роторном бурении на полную глубину	556
Количество разгонов при удалении из колонны одной свечи при замене долота	
при замене долота	4
Проходка скважины между заменами долота, м	
при замене долота	1000
Количество свечей на этом интервале	
при замене долота	37
Количество разборов свечей при проходке скважины на полную глубину	
при замене долота	556
Суммарное снижение энергозатрат при разгоне за время проходки скважины, МДж/(кВт · ч)	
при замене долота	1215/337
Снижение энергозатрат на один подъем за счет снижения массы крюкоблока, МДж	
при замене долота	0,874
Суммарное снижение энергозатрат при подъеме крюкоблока за время проходки скважины, МДж/(кВт · ч)	
при замене долота	971/270

Таким образом, при использовании шкивов с подвижным ободом, при снижении момента инерции барабана лебедки, при уменьшении массы крюкоблока произойдет уменьшение энергозатрат при проходке одной скважины на 2185,9 МДж.

Оценка влияния динамических параметров импульсной системы на эффективность функционирования буровой машины ударного действия

Определены основные динамические параметры импульсной системы буровой машины ударного действия. Выполнен анализ зависимостей показателей функционирования буровой машины от динамических параметров и импульсной системы.

Ключевые слова: буровая машина ударного действия, импульсная система, динамические параметры.

A. P. Komissarov, G. V. Prokopovich, D. I. Simisinov

Ration of Influence of Dynamic Parameters of the Impulsive System on Efficiency of Functioning of Boring Machine of Shock Action

The basic dynamic parameters of the impulsive system of boring machine of shock action are certain in the article. The analysis of dependences of indexes of functioning of boring machine is executed from dynamic parameters and impulsive system.

Keywords: boring machine of shock action, impulsive system, dynamic parameters.

Импульсная система машин ударного действия представляет собой преобразователь потенциальной энергии рабочего тела ударного механизма (воздуха, жидкости) в энергию упругих волн (волн деформации).

Характер формирования и распространения волн в ударной системе, а также коэффициент передачи энергии волн к горной породе определяются динамическими параметрами элементов ударной системы (волноводов), а также горной породой.

К основным динамическим параметрам относятся:

волновое (акустическое) сопротивление материала волноводов (породы) [1];

ударная жесткость сечения волновода (контактного сечения инструмента с породой) [2].

Волновое сопротивление материала волновода (породы) представляет собой отношение напряжения σ , возникающего в материале волновода (породе) при действии ударной силы, к колебательной скорости частиц волновода (породы) $v_{\text{кол}}$:

$$R = \frac{\sigma}{v_{\text{кол}}} = a_{\text{в}} \rho_{\text{в}}, \quad (1)$$

где $a_{\text{в}}$ — скорость распространения упругой волны в материале волновода; $\rho_{\text{в}}$ — плотность материала волновода.

Аналогично волновое сопротивление породы

$$R_{\text{п}} = a_{\text{п}} \rho_{\text{п}}, \quad (2)$$

где $a_{\text{п}}$ — скорость распространения упругой волны в породе; $\rho_{\text{п}}$ — плотность породы.

Ударная жесткость волновода равна отношению ударной силы к колебательной скорости частиц волновода и составляет

$$C_{\text{в}} = \frac{F_{\text{уд}}}{v_{\text{кол.в}}} = R_{\text{в}} S_{\text{в}}, \quad (3)$$

Ударная жесткость породы по аналогии составит

$$C_{\text{п}} = R_{\text{п}} S_{\text{к}}, \quad (4)$$

где $S_{\text{к}}$ — проекция площади контакта инденторов с породой на плоскость, перпендикулярную направлению удара (далее — площадь контакта инструмента с породой) (рис. 1).

Для лезвийного инструмента (см. рис. 1, а) площадь контакта составит

$$S_{\text{кл}} = l_i L_{\text{л}} N_{\text{л}},$$

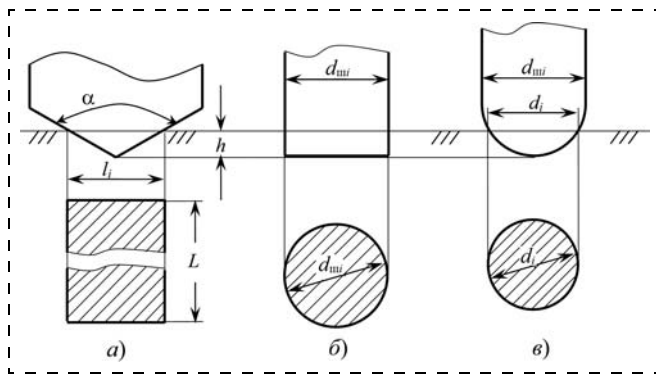


Рис. 1. Зависимость площади контакта инструмента с породой от формы индентора:

h — глубина внедрения инструмента; l_i — текущее значение длины контакта; L — длина лезвия; α — угол заострения лезвий; $d_{шi}$ — диаметр i -го штыря; d_i — текущее значение диаметра сферического индентора

где $l_i = 2htg \frac{\alpha}{2}$ — текущее значение длины контакта;

L — длина лезвия; N_L — число лезвий; h — глубина внедрения инструмента; α — угол заострения лезвий.

Принимая длину лезвия равной половине диаметра инструмента D , получим

$$S_{кл} = hDN_L tg \frac{\alpha}{2}. \quad (5)$$

Для штыревого инструмента с цилиндрическими штырями (см. рис. 1, б)

$$S_{кш.цил} = 0,25\pi \sum_{i=1}^{N_{ш}} d_{шi}^2 = 0,25\pi D^2 K_{ш}, \quad (6)$$

где $d_{шi}$ — диаметр i -го штыря; $N_{ш}$ — число штырей; $K_{ш}$ — коэффициент площади сечений штырей.

Для штыревого инструмента со сферическими инденторами (см. рис. 1, в)

$$S_{кш.сф} = 0,25\pi \sum_{i=1}^{N_{ш}} d_i^2 = \pi h \sum_{i=1}^{N_{ш}} (d_{шi} - h), \quad (7)$$

где d_i — текущее значение диаметра сферического индентора.

С учетом выражений (5)—(7) зависимости для ударной жесткости породы примут вид:

при лезвийном инструменте

$$C_{пл} = R_{п} h D N_L tg \frac{\alpha}{2}; \quad (8)$$

при штыревом инструменте с цилиндрическими штырями

$$C_{пш.цил} = 0,25 R_{п} \pi D^2 K_{ш}; \quad (9)$$

при штыревом инструменте со сферическими инденторами

$$C_{пш.сф} = R_{п} \pi h \sum_{i=1}^{N_{ш}} (d_{шi} - h). \quad (10)$$

На рис. 2 приведены зависимости площади контакта "инструмент—порода" от глубины внедрения инструмента для различных его видов.

Из полученных соотношений (8)—(10) следует, что ударная жесткость породы является комплексным показателем сопротивляемости породы внедрению инструмента, учитывающим как физико-механические свойства породы, так и параметры инструмента (число и форму инденторов), а также интенсивность ударного воздействия (глубину внедрения инструмента).

В настоящей статье рассмотрено влияние динамических параметров ударной системы на показатели функционирования буровой машины с погружным ударным механизмом (рис. 3).

Выполнен расчет основных показателей буровой машины ударного действия — коэффициента передачи энергии удара к породе и скорости бурения.

Для упрощения расчета принято: ударник и инструмент (при замене полых участков сплошными с сохранением площади их поперечного сечения) имеют одинаковую площадь поперечного сечения; ударные жесткости ударника и инструмента равны,

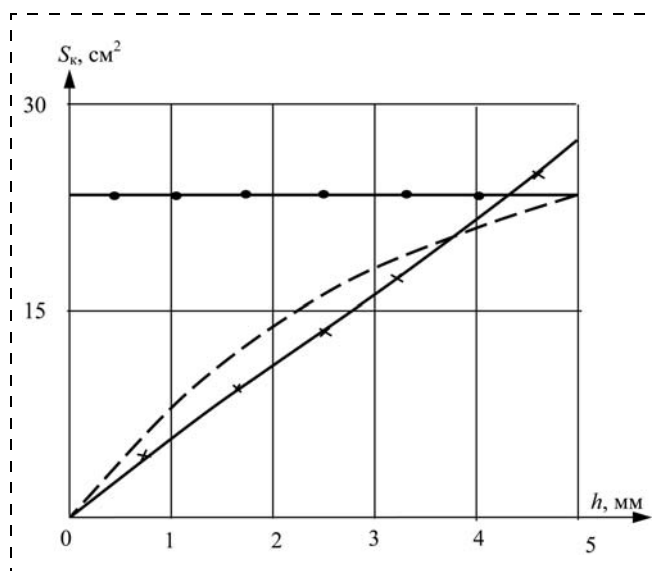


Рис. 2. Зависимость площади контакта инструмента с породой от глубины внедрения инструмента при $D = 0,1$ м; $N_L = 4$; $\alpha = 110^\circ$; $d_{шi} = d_{ш} = 0,01$ м; $N_{ш} = 30$:

××× — лезвийный инструмент; —x— — штыревой инструмент с цилиндрическими штырями; --- — штыревой инструмент со сферическими инденторами

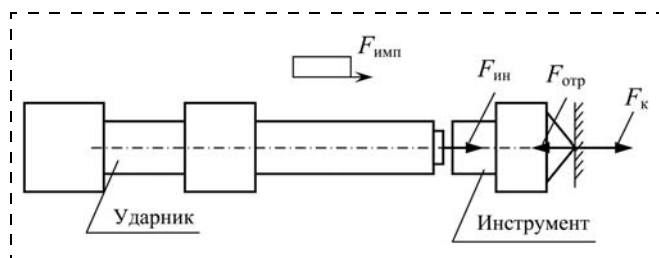


Рис. 3. Расчетная схема ударной системы буровой машины с погружным ударным механизмом:

$F_{\text{имп}}$ — усилие ударного импульса; $F_{\text{ин}}$ — сила в волне деформации, проходящей через инструмент; $F_{\text{к}}$ — сила, действующая на контакте "инструмент—порода"; $F_{\text{отр}}$ — сила в волне деформации, отраженной от породы

$C_{\text{уд}} = C_{\text{ин}}$; масса и размеры инструмента ввиду их относительно малых значений не оказывают существенного влияния на параметры волны деформации, проходящей через инструмент.

При ударе по инструменту ударником одинаковой с ним (инструментом) ударной жесткостью формируется волна деформации прямоугольной формы.

В этом случае соотношения между силовыми параметрами составят [1]

$$F_{\text{имп}} = \frac{2A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}}}; \quad (11)$$

$$F_{\text{ин}} = F_{\text{имп}} \frac{2C_{\text{ин}}}{C_{\text{уд}} + C_{\text{ин}}} = F_{\text{имп}}; \quad (12)$$

$$F_{\text{к}} = F_{\text{ин}} \frac{2C_{\text{п}}}{C_{\text{ин}} + C_{\text{п}}}; \quad (13)$$

$$F_{\text{отр}} = F_{\text{ин}} \frac{C_{\text{ин}} - C_{\text{п}}}{C_{\text{ин}} + C_{\text{п}}}, \quad (14)$$

где $F_{\text{имп}}$ — усилие ударного импульса; $A_{\text{уд}}$ — энергия удара; $v_{\text{уд}}$ — предударная скорость ударника; $t_{\text{уд}}$ — длительность удара; $F_{\text{ин}}$ — сила в волне деформации, проходящей через инструмент; $F_{\text{к}}$ — сила, действующая на контакте "инструмент—порода";

$F_{\text{отр}}$ — сила в волне деформации, отраженной от породы.

Зависимость для определения скорости внедрения инструмента примет вид

$$v_{\text{вн}} = \frac{dh}{dt} = \frac{4A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} t_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{п}})}. \quad (15)$$

На основе решения полученного дифференциального уравнения (15) определяются параметры процесса взаимодействия инструмента с породой (максимальная глубина внедрения инструмента h_{max} , коэффициент передачи энергии удара в породу и др.).

В частности, для штыревого инструмента с цилиндрическими штырями зависимости для определения параметров процесса взаимодействия инструмента с породой имеют вид

$$h_{\text{ш max}} = \frac{4A_{\text{уд}}}{v_{\text{уд}} (C_{\text{уд}} + C_{\text{пш}})}; \quad (16)$$

$$K_{\text{пш}} = \frac{2C_{\text{пш}}}{C_{\text{уд}} + C_{\text{пш}}}. \quad (17)$$

Выводы

Динамические параметры ударной системы буровых машин определяют основные показатели рабочего процесса.

При известных прочностных характеристиках горной породы существует рациональное значение ударной жесткости породы, обеспечивающее повышение эффективности функционирования буровой машины.

Список литературы

1. Иванов К. И., Андреев В. Д., Варин М. С., Дусев В. И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1974. 408 с.
2. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянс В. Э. Удар. Распространение волн деформации в ударных системах. М.: Наука, 1985. 215 с.

Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем

Определены недостатки конструкции грунтозаборного устройства, предназначенного для добычи железомарганцевых конкреций со дна морей и океанов, с барабанным рабочим органом и приводом от осевой многоступенчатой турбины. Показана возможность оснащения грунтозаборного устройства рабочим органом с вертикальным расположением вала, а привода — в виде водяного гидродвигателя. Описаны преимущества предложенного типа рабочего органа. Найдена область рациональных решений для определения диаметра корпуса гидродвигателя и корпуса ловителя исходя из двух условий: невыпадения твердого в осадок (обеспечение критической скорости) и пропускной способности кольцевого канала.

Ключевые слова: грунтозаборное устройство, гидродвигатель, диаметр, критическая скорость, пропускная способность.

S. L. Serzhan

New Design Scheme of a Working Head of a Suction Cutter with a Hydraulic Engine

Defects of a design of the working head of a suction cutter are defined, intended for production ferro-manganese nodules from a bottom of the seas and oceans, with drum-type working head and a drive from the axial multistage turbine. Possibility of equipment of the suction cutter by working head with a vertical arrangement of a shaft is shown, and a drive in the form of a water hydraulic engine. Advantages of the offered type of working head are described. The area of rational decisions for determination of diameter of the case of a hydraulic engine and the case of a catcher proceeding from two conditions is found: not losses firm in a deposit (ensuring critical speed) and capacity of the ring channel.

Keywords: suction cutter, hydraulic engine, diameter, critical velocity, carrying capacity.

Освоение месторождений полезных ископаемых связано с необходимостью разработки бедных руд, залегающих на больших глубинах и в сложных горно-геологических условиях. Результаты геологических исследований показывают, что на дне морей и океанов сосредоточены значительные запасы полезных ископаемых, которые при истощении запасов на суше будут приобретать все большее промышленное значение.

Среди многочисленных типов подводных месторождений наибольший интерес представляют скопления железомарганцевых конкреций (ЖМК), а также кобальтовые оксидные марганцевые корки. ЖМК были обнаружены в шельфовых областях морей, прилегающих к России, таких как Белое, Баренцово, Карское, Восточно-Сибирское, море Лаптевых, а также в Финском заливе и Черном море. Поднятые конкреции в диаметре не превышают 8 см, а толщина корок, сорванных со скальных обнажений морского дна, как правило, менее 10 см. Плотность конкреций находится в диапазоне от 2,07 до 3,07 г/см³. Глубина залегания варьируется от 30 до 300 м [1].

В связи с такими прогнозами потребность в технике для подводной добычи полезного ископаемого возрастает. В зависимости от горно-геологических условий, глубины разработки и вида полезного ископаемого применяются различные технические средства и способы подводной добычи. В настоящее время известно большое число патентов, проектов, экспериментальных и опытно-промышленных конструкций установок для добычи конкреций со дна океана. Однако существующие грунтозаборные устройства (ГЗУ) имеют в разной степени недостатки, которые сводятся к следующему: небольшая глубина погружения, недостаточная производительность, загрязнение окружающей акватории, низкая надежность устройств.

Также известны разработки ГЗУ с использованием промежуточной погруженной камеры, в полости которой поддерживается атмосферное давление (рис. 1) [2].

Работа комплекса осуществляется следующим образом. Рабочий орган 4 с помощью рыхлителей, закрепленных на валу, отбивает конкреции от морского дна. Далее продукты рыхления по коль-

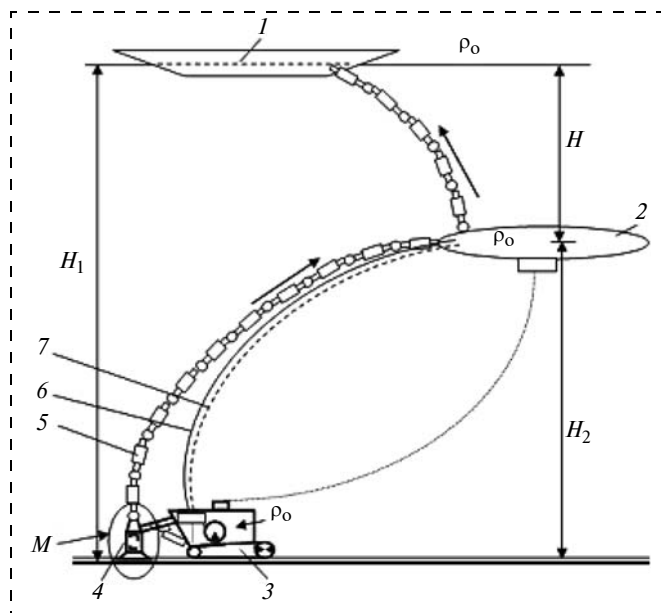


Рис. 1. Схема добычного комплекса с грунтозаборным устройством: 1 — плавсредство; 2 — подводный сосуд с атмосферным давлением; 3 — самоходная тележка; 4 — рабочий орган; 5 — пульповод; 6 — воздушный канал; 7 — гибкий трубопровод для отвода воды

цевому каналу 7 (см. рис. 2) поступают в пульповод 5 (см. рис. 1). Транспортировка пульпы до погруженной камеры 2 происходит под действием разности напора между глубиной разработки месторождения и атмосферным давлением внутри камеры $\Delta H = H_1 - H_2$. В погруженной камере пульпа проходит через решетки, в результате чего часть морской воды отделяется. Из камеры частичного обезвоживания пульпа перекачивается на поверхность в плавсредство 1 с помощью грунтовых насосов.

В рассматриваемом подводном комплексе перемещение горной машины по дну моря осуществляется посредством самоходной тележки 3, к которой присоединен рабочий орган 4 — грунтозаборное устройство. На раме тележки 3 установлена кабина, сообщенная гибким трубопроводом 6 с погруженной камерой 2 так, что в каналах рабочего органа возникает положительная разность давлений. Для сброса отделенной от пульпы морской воды предусмотрен гибкий трубопровод 7, в который вода подается специальным насосом.

К настоящему времени известны несколько вариантов рабочих органов ГЗУ. Так, один из вариантов [3] представляет собой барабан с горизонтальной осью вращения. Привод барабанного рабочего органа обеспечивается при помощи встроенной в барабан прямоточной многоступенчатой осевой гидротурбины, работающей также за счет перепада напоров. Применение гидротурбины позволяет упростить конструкцию рабочего

органа и дает возможность использования пьезометрического напора моря. Проточная часть осевой гидротурбины включает в себя два основных элемента — неподвижный направляющий аппарат и вращающееся рабочее колесо. Обычно в гидротурбине эти элементы, чередуясь между собой, многократно повторяются, образуя многоступенчатую конструкцию. Совокупность направляющих аппаратов представляет собой статор многоступенчатой гидротурбины, а совокупность рабочих колес, закрепленных на одном валу, — ротор.

Однако у рабочего органа с горизонтальной осью вращения имеются существенные недостатки, которые сводятся к следующему:

внешний кожух, надетый на барабан, допускает рассеивание продуктов рыхления мимо ловителя, загрязняя акваторию;

продукты рыхления не в полном объеме попадают во входное отверстие ловителя, в результате чего производительность ГЗУ снижается;

гидротурбина в сущности имеет низкую перегрузочную способность, поэтому возможны опрокидывания крутящего момента, т. е. недостаточно надежна в процессе рыхления;

для понижения частоты вращения приходится увеличивать диаметр турбинных колес, а для увеличения крутящего момента — число ступеней, что в итоге приводит к увеличению ширины входного отверстия ловителя при постоянной его высоте и, соответственно, уменьшаются скорость потока на входе в ловитель и производительность ГЗУ.

На кафедре горных транспортных машин Горного университета предложен рабочий орган, приводом которого является объемный высокомоментный шиберный гидродвигатель [4] с вертикальным расположением вала [2]. Общий вид такого рабочего органа представлен на рис. 2.

Принцип работы рабочего органа данной конструкции заключается в следующем. Объемный гидродвигатель 2 встроен концентрично в кожух 5 и крепится к нему с помощью радиальных ребер. На валу гидродвигателя закреплены рыхлители 4, цель которых — отделение кусков конкреций от морского дна. Полезное ископаемое под действием разности давлений $\Delta H = H_1 - H_2$ в виде пульпы засасывается в кольцевой канал 7 между внешним кожухом с радиусом $R_{\text{кож}}$ и внутренним корпусом с радиусом $R_{\text{кор}}$ и поступает в гибкий секционный пульповод 8 с положительной плавучестью. Кожух 5 выполнен в виде вертикального цилиндра и жестко соединен верхним торцом с пульповодом 8, а нижним — с ловителем 1, представляющим собой цилиндрический конфузор.

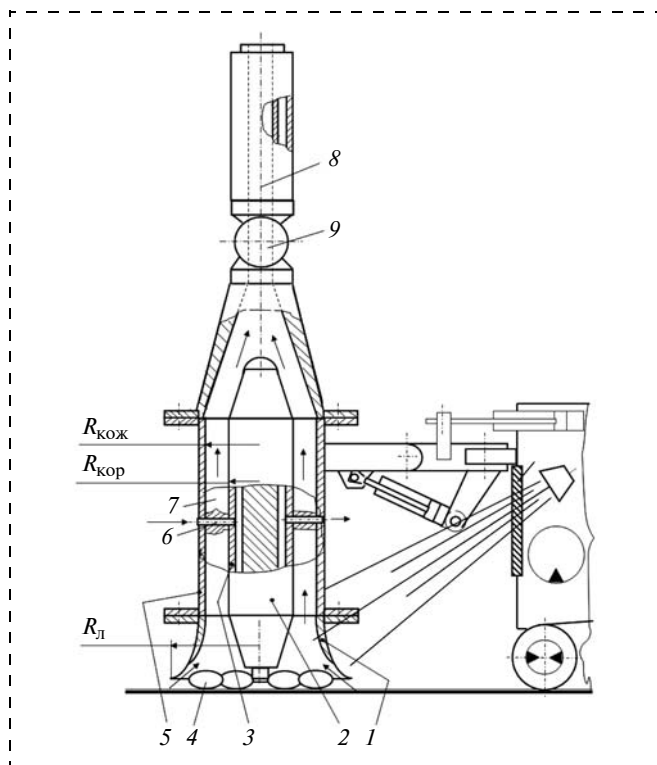


Рис. 2. Рабочий орган грунтозаборного устройства с вертикальным расположением вала:
 1 — ловитель; 2 — объемный гидродвигатель; 3 — корпус; 4 — рыхлители; 5 — кожух; 6 — канал подвода воды под давлением H_1 в гидродвигатель; 7 — кольцевой канал; 8 — пульповод; 9 — шарнир; $R_{кож}$ — радиус кожуха; $R_{кор}$ — радиус корпуса гидродвигателя; $R_л$ — радиус ловителя максимальный

Сечение кольцевого канала должно обеспечить свободный пропуск твердых частиц крупностью δ_{max} , т. е. должно соблюдаться условие

$$S_k = \pi(R_{кож}^2 - R_{кор}^2) \geq \delta_{max}.$$

Закрепленные на валу рыхлители 4 совершают движение по кругу в горизонтальной плоскости при вращении вала и нарушают сплошность корковых образований дна.

Такой рабочий орган обеспечивает работоспособность грунтозаборного устройства при повышении экологической безопасности и производительности.

Одной из задач при проектировании рабочего органа подобного типа явилось определение рационального наружного диаметра $D_{кор max}$ корпуса гидродвигателя и сечения кольцевого канала S_k с учетом необходимости обеспечения критической скорости потока в проходных каналах ГЗУ, а также конструктивных особенностей шиберного гидродвигателя, влияющих на минимальную величину диаметра $D_{кор min}$ его корпуса.

Сечение кольцевого канала может быть рассчитано по следующей формуле:

$$S_k = \pi\delta(D_{кор} + \delta_{max}), \quad (1)$$

где δ_{max} — максимальная крупность конкреции; $D_{кор}$ — диаметр корпуса гидродвигателя.

Для конкретных диаметра трубы пульповода, глубины акватории в области залегания конкреций и ординаты заглубления погруженной камеры можно найти скорость пульпы в кольцевом канале 7 по формуле:

$$v_k = v_T \frac{D_T^2}{4\delta_{max}(D_{кор} + \delta_{max})}, \quad (2)$$

где D_T — внутренний диаметр трубы пульповода; v_T — скорость пульпы в пульповоде.

Для примера расчета зададимся следующими параметрами:

максимальный размер твердых частиц $\delta = 0,1$ м;

диаметр пульповода $D_T = 0,25$ м;

глубина разработки $H_1 = 100$ м;

глубина расположения погруженной камеры $H = 50$ м;

средняя скорость пульпы в пульповоде $v_T = 5,32$ м/с (скорость соответствует расходу пульпы $Q_{п} = 0,261$ м³/с).

На рис. 3 приведена зависимость скорости пульпы в кольцевом канале рабочего органа ГЗУ от наружного диаметра корпуса шиберного гидродвигателя. Рабочий участок кривой скорости имеет ограничения: с одной стороны (по оси абсцисс) минимально допустимым для заданных условий проектирования ГЗУ размером диаметра корпуса (точка А); с другой стороны (по оси ординат) рассматриваемый участок кривой ограничен минимально допустимой по условиям невыпадения твердых частиц из потока пульпы скоростью в кольцевом канале (точка Б), т. е.

$$v_{к.факт} \geq v_{кр}, \quad (3)$$

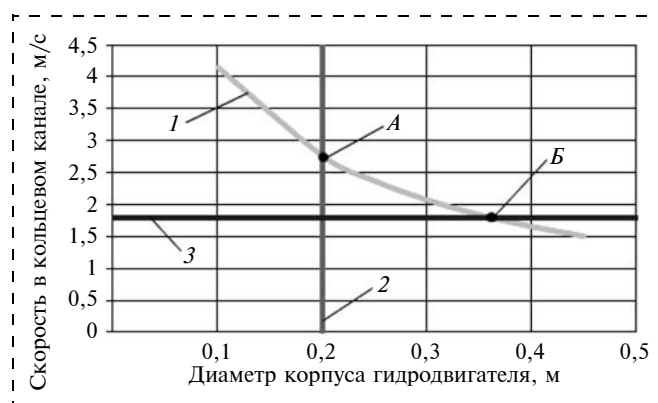


Рис. 3. Область рациональных диаметров гидродвигателя

где $v_{к.факт}$ — фактическая скорость движения пульпы в кольцевом канале,

$$v_{к.факт} = \frac{Q_{п}}{S_{к}}, \quad (4)$$

$v_{кр}$ — критическая скорость пульпы, ниже которой твердая фракция выпадает из потока пульпы.

Согласно [5], критическая скорость может быть определена теоретически при транспортировании одиночных твердых частиц крупностью δ , равной эквивалентному диаметру частицы $d_{\text{э}}$, объемом

$W_{тч} = \frac{1}{6} \pi d_{\text{э}}^3$, миделевым сечением $S_{мс} = \frac{\pi d_{\text{э}}^2}{4}$ по формуле

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{2gW_{тч}}{CS_{мс}} \left(\frac{\rho_{тч}}{\rho_{ж}} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{4g}{3C} d_{\text{э}} \left(\frac{\rho_{т}}{\rho_{ж}} - 1 \right)}, \quad (5)$$

где C — коэффициент сопротивления; $\rho_{т}$ и $\rho_{ж}$ — плотность соответственно твердой и жидкой фракций.

В нашем примере: $d_{\text{э}} = 0,1$ м, $C = 0,45$ для присущей рассматриваемой ситуации области развитой турбулентности [6]; $\rho_{т} = 2500$ кг/м³; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³. При этом критическая скорость будет $v_{кр} = 2,1$ м/с, и фактическая расчетная скорость в кольцевом канале должна быть не меньше 2,1 м/с (точка *Б*). Для точки *А* в примере принят $D_{кор\ min} = 0,2$ м, что примерно соответствует размещению 5...7 качающихся шиберов в двухкамерном гидродвигателе при его полезной мощности примерно 20 кВт и скорости вращения примерно 20 с⁻¹.

Существует и полуэмпирическая зависимость для определения $v_{кр}$ пульпы, если в ней содержатся твердые частицы крупностью 0...50 мм [5]:

$$v_{кр} = k \sqrt{g\delta \left(\frac{\rho_{см}}{\rho_{ж}} - 1 \right)}, \quad (6)$$

где $k = f(\delta)$ — эмпирический коэффициент.

Плотность смеси $\rho_{см}$ рассчитывается по формуле

$$\rho_{см} = \frac{\rho_{тв} W_{т} + \rho_{ж} W_{ж}}{W_{т} + W_{ж}}, \quad (7)$$

где $W_{т}$ и $W_{ж}$ — объем соответственно твердой и жидкой фракций.

В рассматриваемом примере принята концентрация конкреций в пульпе $c_{об} = 0,1$. При этом плотность смеси составила $\rho_{см} = 1,15$ т/м³, а критическая скорость $v_{кр} = 1,9$ м/с, что примерно на 10 % расходится с теоретическим результатом (2,1 м/с).

На рис. 3 кривая 1 — зависимость скорости в кольцевом канале от диаметра корпуса гидродви-

гателя; кривая 2 — конструктивные ограничения, связанные с особенностями гидродвигателя; кривая 3 — ограничение по критической скорости.

Исходя из сделанных пояснений, получаем область рациональных диаметров корпуса гидродвигателя между точками *А* и *Б* на кривой 1, с учетом которой следует в дальнейшем выбирать размеры проточной части гидродвигателя и его параметры.

Выводы

1. Анализ работы существующих устройств по добыче ЖМК со дна морей и океанов и основанных на использовании гидротурбинного привода указывает на их существенные недостатки, связанные с загрязнением акватории, низкой производительностью по горной массе и недостаточной надежностью.

2. Рассмотренная конструкция рабочего органа ГЗУ с приводом в виде объемного гидродвигателя будет способствовать уменьшению загрязнения акватории, увеличению производительности подводной горной машины и повышению надежности системы в целом.

3. Теоретически установлено, что диаметр корпуса гидродвигателя зависит от максимального диаметра кусков конкреций и критической скорости потока пульпы и находится в пределах 250...300 мм для максимальной крупности частиц ЖМК.

Список литературы

1. **Иванова А. М.** Кайнозойский рудогенез в шельфовых областях России [электронный ресурс] / А. М. Иванова, А. Н. Смирнов, В. И. Ушаков. СПб.: ВНИИОкеангеология, 2005. 168 с.
2. **Пат. 2459083** Российская Федерация Е 21 С 50/00 Грунтозаборное устройство / В. И. Медведков, А. Б. Незаметдинов, Д. Ю. Кондаков, С. Л. Сержан, заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г. В. Плеханова (технический университет); опубл. 20.08.2012.
3. **Пат. 2112139** Российская Федерация Е 21 С 50/00 Установка с самоходной тележкой для сбора конкреций в условиях дна мирового океана / Маховиков Б. С., Незаметдинов А. Б., заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г. В. Плеханова (технический университет); опубл. 27.05.1998, Бюл. № 15.
4. **Пат. 2205062** Российская Федерация, F04C 2/44, F03C 2/30 Гидродвигатель / Медведков В. И., Дранов С. С., заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г. В. Плеханова (технический университет); опубл. 10.03.2007, Бюл. № 7.
5. **Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н.** Гидравлика и гидротурбинный привод. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1991. 330 с.
6. **Альтшуль А. Д.** Примеры расчетов по гидравлике: учебн. пособие для вузов / под ред. А. Д. Альтшуля / А. Д. Альтшуль, В. И. Калисун, Ф. Г. Майрановский, П. П. Пальгунов. М.: Стройиздат, 1976. 255 с.

УДК 622.236

Ю. Н. Линник, д-р техн. наук, проф., В. Ю. Линник, д-р эконом. наук, доц., ГУУ, г. Москва

E-mail: ylinnik@rambler.ru

Информационная система для прогнозирования подземной добычи угля

Описаны база данных и программное обеспечение для оперативной и прогнозной оценки показателей сырьевой базы угольной промышленности и объемов подземной добычи угля различных марок.

Ключевые слова: угольный пласт, база данных, разрушаемость, сопротивляемость резанию, программное обеспечение.

Yu. N. Linnik, V. Yu. Linnik

Information System for the Prediction of Underground Coal Mining

The respective database and software for operational forecasting and performance assessment of raw materials and coal volumes underground coal of various grades.

Keywords: coal seam, database, destructible, resistance to cutting software.

Проблема, связанная с прогнозированием добычи угля, является достаточно сложной и требует учета большого числа взаимосвязанных горно-геологических, горно-технических, социально-экономических, экологических и других факторов.

Определение факторов, влияющих на эффективность добычи угля, и их обоснование осуществлялись путем комплексного подхода к оценке производственно-экономической деятельности отрасли на основе теории системного анализа, в основу которого положено рассмотрение объекта прогнозирования как совокупности взаимодействующих факторов.

Выбор и анализ факторов, влияющих на процесс прогнозирования, сводятся к следующему:

- отбираются и систематизируются факторы, влияющие на эффективность добычи угля;

- устанавливается значимость факторов;

- оценивается воздействие изучаемых факторов на объект прогнозирования;

- разрабатывается факторная модель взаимодействующих параметров для ее практического использования.

В соответствии с указанными выше принципами, применительно к прогнозированию угольной отрасли, система, на выходе которой формируется объем подземной добычи угля, имеет вид, представленный на рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки). Данная система отражает процесс формирования объемов подземной добычи угля на уровне всей отрасли как иерархическую структуру, в которой годовые объемы добычи по каждой шахте на нижнем уровне суммируются на втором уровне в объемы добычи по угледобывающим компаниям и затем в целом по отрасли. Общий объем добытого угля рассматривается в разрезе его качественных характеристик, а также горно-геологических условий разработки пластов и условий, характеризующих безопасность ведения горных работ, оказывающих существенное влияние на применяемые технику и технологии.

Основными факторами, характеризующими добычу угля и ее себестоимость, являются показатели сырьевой базы, характеризующие пласты как объекты их разработки, и применяемые на шахте техника и технологии добычи угля.

Построение прогноза добычи угля требует анализа большого массива данных.

На рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки) отражены количественные характеристики каждого из уровней предложенной системы, откуда видно, что, например, сырьевая база подземной добычи угля характеризуется как минимум 19 показателями, которые необходимо отслеживать по всем 215 угольным пластам, обрабатываемым в настоящее время 46 различными угледобывающими компаниями. Более того, конечные прогнозные оценки объемов добычи угля представлены в четырех аналитических разрезах. По каждому из этих разрезов могут быть доступны дополнительные показатели для анализа. Так, например, объем добычи угля по типовым условиям характеризуется девятью различными значениями в зависимости от условий применения угледобывающей техники и т. д. Следовательно, для построения прогнозных оценок необходимо подробно рассмотреть все основные показатели, влияющие на процесс добычи угля.

В соответствии со схемой, представленной на рис. 2 (см. 4-ю стр. обложки), применительно к особенностям подземной добычи угля при осуществлении прогноза необходимо учитывать следующие группы параметров.

Представленная на рис. 2 схема не в полной мере дает понятия о существовании внутренних процессов, происходящих при формировании выходных прогнозных данных. Именно поэтому процесс разработки прогноза изображен на схеме в виде "черного ящика" с известными входными и выходными параметрами и неизвестным внутренним устройством. Кроме того, представленная схема отображает лишь факт влияния входных параметров, регулирующих параметров и регулирующих воздействий на результаты прогнозных оценок.

Характер влияния и вес каждого из показателей в процессе формирования выходных результатов не представлены в целях упрощения восприятия схемы. Отметим лишь, что данные группы показателей не только влияют на формирование прогнозных значений, но и оказывают взаимное влияние друг на друга. В частности, для выбора эффективных технологических схем ведения горных работ и высокопроизводительного оборудования в качестве исходных данных должны приниматься горно-геологические характеристики угольного пласта и вмещающих горных пород.

Таким образом, в процессе прогнозирования развития подземной добычи угля необходимо в совокупности рассматривать показатели сырьевой

базы (входные параметры) и показатели технического и технологического уровня горного производства (регулирующие параметры и регулирующие воздействия), а также учитывать их взаимное влияние друг на друга.

Прогнозная оценка добычи угля может быть дана как в виде одного значения, характеризующего добычу по отрасли в целом, так и в виде отдельных значений в разрезе каждого из объектов прогнозирования.

Описанная выше система факторов, оказывающих влияние на добычу угля, позволяет сформировать полный перечень необходимых показателей для разработки методики прогнозирования добычи угля, включая горно-геологические характеристики пластов и показатели их разрушаемости; условия, характеризующие безопасность ведения горных работ; качественные характеристики углей, их марочный состав; производственно-технические факторы; экономические факторы, характеризующие добычу угля.

Прогноз добычи угля по марочному составу осуществляется в объемах добычи (млн т) или в процентном отношении к общему объему добычи на заданную перспективу по отдельным маркам добываемых углей.

Прогнозирование по типовым условиям применения угледобывающих машин позволяет оценить объем добычи по каждой из девяти групп типовых условий [1]. Составленный на этой основе прогноз позволяет не только получить результат об объемах угля, добытого на заданную перспективу в рамках каждой из групп типовых условий, но и сделать выводы о необходимости обеспечения отрасли соответствующей добычной техникой.

Прогнозирование добычи в зависимости от склонности угольных пластов к выбросам и горным ударам позволяет оценить долю добычи угля подземным способом из пластов с различной степенью опасности. Данный прогноз позволит сделать вывод о необходимости проведения мероприятий по дегазации пластов, а также о сроках их проведения.

Прогноз добычи угля на заданную перспективу по описанным объектам прогнозирования осуществляется по действующим предприятиям с учетом вывода их из эксплуатации по мере отработки запасов и ввода новых в течение заданного периода прогнозирования. Результаты прогноза могут быть представлены в графическом или табличном виде.

Для каждого из объектов прогнозирования требуется определить набор параметров, необходимых для построения модели. Отдельные значения являются общими для каждого из объектов, однако в некоторых случаях присутствуют параметры, уникальные для отдельного объекта прогноза.

При определении группы входных параметров в модели прогнозирования добычи угля за основу взят перечень объектов, описанный выше. Согласно ему набор входных параметров при прогнозировании добычи угля различного *марочного состава* выглядит следующим образом:

число марок угля, добываемого из всех шахтопластов;

число шахтопластов с углями конкретной марки; объем добычи по отдельной марке угля.

При разработке модели прогноза добычи угля по *типовым условиям применения* предложены параметры, характеризующие число пластов и объемы добычи по шахтопластам в каждой из девяти типовых групп по особенностям строения и категориям разрушаемости. При этом по каждой из типовых групп учитывались следующие параметры:

число тонких пластов и объемы добычи;

число пластов средней мощности и объемы добычи;

число мощных пластов и объемы добычи.

Входными параметрами при прогнозировании в зависимости от *угла падения* пласта являются:

число пластов и объемы добычи, приходящиеся на пологие и пологонаклонные пласты;

число пластов и объемы добычи, приходящиеся на крутонаклонные пласты;

число пластов и объемы добычи, приходящиеся на крутопадающие пласты.

Для осуществления прогноза добычи угля в зависимости от склонности пласта к выбросам и горным ударам учитываются следующие показатели:

число пластов и объемы добычи угля по каждой из шести категорий газовой опасности;

число пластов и объемы добычи угля по каждой из трех категорий по склонности к внезапным выбросам угля и газа;

число пластов и объемы добычи угля по каждой из трех категорий по опасности проявления горных ударов.

Приведенный выше перечень показателей отражает значения, характерные для отдельного объекта прогноза. Существуют также показатели,

являющиеся общими для каждого объекта прогноза, а именно:

полный перечень шахтопластов, участвующих в добыче на заданный момент времени (с учетом вводимых в эксплуатацию шахт);

число рабочих дней в году.

В общем виде модель прогнозирования добычи угля на основе описанных выше входных параметров выглядит следующим образом.

Прогнозируемый объем добычи угля Q_{mi} определяется по формуле

$$Q_{mi} = T_p T_r \sum_{j=1}^{X_{pli}} Q_{ср.сут j}, \text{ тыс. т,}$$

где T_p — число рабочих дней в году; $Q_{ср.сут j}$ — среднесуточная добыча по j -му шахтопласту, тыс. т; X_{pli} — число шахтопластов, относящихся к учитываемому i -му выходному параметру (марка угля, группы типовых условий, углы падения, категория газовой опасности).

Общая добыча Q_M равна:

$$Q_M = \sum_{i=1}^{X_{пл}} Q_{mi}, \text{ тыс. т,}$$

где $X_{пл}$ — общее число шахтопластов с учетом действующих и вводимых в эксплуатацию на заданную перспективу.

Результаты выполненных авторами данной публикации исследований [2—4] и описанная выше модель прогнозирования подземной добычи угля легли в основу базы данных и информационной системы для оперативной и прогнозной оценки сырьевой базы подземной разработки угольных месторождений и объемов добычи угля на заданный срок.

Разработанная база данных функционирует под управлением СУБД MS Access, что обусловлено следующим. Данная СУБД относится к настольным СУБД и идеально подходит для разработки и управления относительно небольшими (до 1 млн записей) базами данных. Кроме того, MS Access входит в пакет MS Office операционной системы MS Windows, которая получила широкое распространение по всему миру. Таким образом, разработка базы данных под управлением MS Access позволяет избежать достаточно высоких затрат, связанных с приобретением аппаратной части для развертывания клиент-серверной СУБД, затрат, связанных с установкой и обслуживанием СУБД.

Кроме того, поддержка MS Access не требует специалистов высокой квалификации в силу простоты в изучении. MS Access поддерживает программный интерфейс ODBC, с помощью которого прикладные программисты могут разрабатывать приложения для интерфейса доступа к данным, не беспокоясь о тонкостях взаимодействия с базой данных, что учитывалось при разработке прикладных программ для оперативной и прогнозной оценки сырьевой базы и прогнозирования объемов добычи угля различных марок в типовых условиях эксплуатации.

Пакет прикладных программ разработан на языке программирования C# с использованием среды разработки MS Visual Studio 2008. Язык имеет хорошую поддержку компонентов, надежен и устойчив благодаря использованию механизма "сборки мусора", обработки исключений, безопасности типов.

Среда разработки MS Visual Studio 2008 предназначена для создания приложений для операционных систем семейства Windows, Office 2007 и веб-приложений и включает в себя компилятор языка C#. В силу того что, как и MS Access, среда разработки MS Visual Studio 2008 разработана компанией Microsoft, в данной системе упрощена разработка приложений, осуществляющих доступ к базам данных, работающим под управлением MS Access, что и послужило предпосылкой для выбора этой среды при разработке описываемой прикладной программы.

В совокупности база данных и пакет прикладных программ, реализующий интерфейс к базе данных и осуществляющий прогнозирование, функционируют согласно схеме, представленной на рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки). Схема состоит из двух основных блоков: базы данных и пакета прикладных программ. Между этими блоками существует двусторонняя связь, реализующая процесс чтения данных из базы и передачи этой информации в пакет прикладных программ для дальнейшей обработки. Кроме того, связь реализует процессы редактирования записей в базе данных, удаления записей и создания новых. Данная связь реализована с помощью интерфейса ODBC.

База данных состоит из рабочих таблиц, справочных таблиц, запросов к базе данных и служебных модулей. Рабочие таблицы хранят записи, характеристики, справочные — второстепенную информацию, необходимую для подстановки в рабочие

таблицы БД. Применение справочных таблиц обусловлено необходимостью исключения человеческого фактора при вводе информации в базу данных. В случае если пользователь ошибается при вводе и введенное значение не обнаруживается в справочнике, на экран выдается предупреждение с предложением ввести верную информацию и предлагаются варианты ввода. Таким образом, исключается ситуация ввода ошибочных значений, например, в описании литотипа породного прослойка или твердого включения.

Запросы к базе данных представляют собой фрагменты программного кода на структурированном языке запросов (SQL) и необходимы для выполнения промежуточных запросов к базе, таких как поиск в справочной таблице или поиск связанной записи. Подобные запросы не хранятся отдельно в базе данных в виде сохраненного кода, а сохранены вместе со служебными или рабочими таблицами. Применение служебных запросов и хранение их отдельно от программного кода, реализующего интерфейс к БД, обеспечивает упрощение исходного кода, облегчает его понимание и поддержку. Кроме того, в случае возникновения в будущем необходимости корректировки таблиц БД применение служебных запросов, хранящихся вместе с объектами БД, исключает необходимость соответствующей правки программного кода программного интерфейса к БД, что облегчает поддержку всей системы в целом и снижает возможность допущения ошибок программистом.

Служебные модули представляют собой программный код, написанный на языке Visual Basic, и служат для выполнения расчетов в тех случаях, когда возможностей языка SQL становится недостаточно. Служебные модули с подобными запросами к БД хранятся непосредственно в базе данных, но отдельно в виде самостоятельных объектов. Основным служебным модулем БД является модуль определения группы сложности строения и категории разрушаемости шахтопласта. Данный модуль запускается автоматически и является реакцией базы данных на действия пользователя, связанные с добавлением новой или редактированием существующей записи.

Интерфейс к базе данных представляет собой прикладную программу на языке программирования C#, обеспечивающую взаимодействие пользователя с БД, расчет прогнозных значений и ви-

зуализацию информации в табличном виде и в виде графиков.

Модуль взаимодействия с базой данных выводится на экран монитора в виде специальной формы и позволяет пользователю просматривать данные о шахтопластах в удобном для восприятия виде. Работая с данной формой, пользователь может редактировать существующие данные, добавлять к шахтопласту информацию о новых породных прослоях или твердых включениях. Визуально форма разделена на три условные зоны: данные о характеристиках разрушаемости пласта, данные о наличии породных прослоек и данные о наличии и свойствах твердых включений. В области данных о характеристиках разрушаемости угольных пластов содержатся такие характеристики, как степень хрупкости угля, сопротивляемость угля и пласта резанию, а также группы типовых условий по особенностям геологического строения и разрушаемости. Данная информация содержится в БД в таблице "Действующие шахты. Описание пластов".

Области формы для просмотра и редактирования данных о содержании и характеристиках породных прослоев и твердых включений посредством модуля взаимодействия с БД содержат данные из таблиц "Действующие шахты. Породные прослойки" и "Действующие шахты. Твердые включения" или аналогичные данные из таблиц с шахтопластами, запланированными к вводу в эксплуатацию до 2030 г.

Модуль прогнозирования позволяет получить отчет по добыче угля, по уровню технологичности шахт и по типовым условиям на период, заданный пользователем. Кроме того, в данном модуле редактируется список действующих и перспективных шахт. Редактирование заключается в исключении шахт из списка действующих и имитации ввода в эксплуатацию перспективных шахт.

Все дальнейшие прогнозы строятся на основе списков шахт, эксплуатируемых в заданном году. При расчете все шахты, закрытые до указанного года, и перспективные, введенные в эксплуатацию после года, на который строится прогноз, из списка исключаются. Прогноз выдается пользователю в табличном виде или в виде графика.

Для объективного прогноза объемов добычи угля БД необходимо постоянно поддерживать в актуальном состоянии, что подразумевает дополнение, исключение, корректировку информации

о состоянии сырьевой базы, техническом и технологическом обеспечении добычи угля.

Согласно принятому 1 января 2012 г. ФЗ № 382 все коммерческие и государственные структуры, занятые в производстве, транспортировке, переработке и продаже энергоресурсов, должны передавать в информационную систему данные, включающие в числе прочих показатели, характеризующие сырьевую базу угольной промышленности. Для реализации закона разрабатывается государственная информационная система топливно-энергетического комплекса (ГИС ТЭК).

Учитывая изложенное выше, разработана концепция информационной системы для поддержки в актуальном состоянии информации о сырьевой базе угольной промышленности России, схематично показанная на рис. 4 (см. 3-ю стр. обложки).

Согласно предлагаемой концепции распределенная система обработки информации о состоянии сырьевой базы угольной промышленности РФ состоит из сервера базы данных, осуществляющего хранение и обработку информации, и удаленных источников данных, в качестве которых могут выступать угольные компании или шахты. Передача данных на сервер осуществляется через глобальную сеть Internet, при этом единый интерфейс для всех конечных пользователей предоставляет выделенный web-сервер, что позволит осуществлять ввод данных в базу без установки у конечных пользователей специализированного программного обеспечения.

При передаче данных возможны два варианта доставки информации. В первом случае шахты передают всю необходимую информацию в головной офис угольной компании, которой принадлежит данная шахта. Формат передаваемых данных в этом случае не регламентируется разработанной концепцией и устанавливается каждой отдельно взятой угольной компанией. После сбора информации от шахт компания передает данные по всем принадлежащим ей шахтам на web-сервер информационной системы. В этом случае необходимо создание одного автоматизированного рабочего места на всю угольную компанию.

Во втором случае имеется возможность отдельно взятой шахте, минуя процесс агрегирования данных на уровне угольной компании, передать данные на web-сервер. При этом форма подачи данных должна быть строго регламентирована. Источником данных во втором случае могут выступать тех-

нические службы отдельных шахт. В этом случае необходимо создание нескольких автоматизированных рабочих мест.

Обновление данных в системе рекомендуется осуществлять, не привязываясь к определенным периодам, а по мере ввода и вывода из эксплуатации очистных и подготовительных забоев, а также вскрытия новых угольных пластов.

Таким образом, предлагаемая информационная система позволит управлять информацией о показателях сырьевой базы и тем самым своевременно принимать управленческие решения, связанные с комплектацией очистных и подготовительных забоев оборудованием, технические характеристики которого в максимальной степени соответствуют характеристикам угольного пласта, а также своевременно принимать соответствующие меры для обеспечения безопасных условий ведения горных работ на шахтах. Все это позволит в конеч-

ном счете повысить экономические показатели как отдельной шахты и угольной компании, так отрасли в целом.

Список литературы

1. **Линник Ю. Н.** Научные основы создания исполнительных органов нового технического уровня для угледобывающих комбайнов // Уголь. 1994. № 12. С. 18—22.
2. **Линник В. Ю.** Формирование баз данных для прогнозирования развития сырьевой базы угольной промышленности. М.: ГУУ, 2011. 103 с.
3. **Линник Ю. Н., Мерзляков В. Г., Линник В. Ю.** Типизации угольных пластов применительно к выбору очистного и проходческого оборудования и степени их пригодности к эффективной разработке // Маркшейдерский вестник. 2010. № 4. С. 38—44.
4. **Афанасьев В. Я., Линник В. Ю.** Прогноз горно-геологических условий залегания угольных пластов и безопасности их отработки на период до 2030 года // Уголь. 2011. № 1. С. 61—64.

Уважаемые авторы статей, направляемых в журнал "Горное оборудование и электромеханика"!

На сайте журнала размещены подробные требования и рекомендации по оформлению статей. К сожалению, они выполняются не всегда, что приводит к задержке рассмотрения редакцией и рецензирования. Ниже остановимся на некоторых из них.

1. **Качество рисунков:** часто представляются рисунки, заимствованные из различных докладов и презентаций "путем простого уменьшения", что часто приводит к их "нечитабельности". Напоминаем, что рисунки должны быть подготовлены *специально*.

2. **Ссылки на источники** не должны иметь целью предложить читателю представить ту или иную книгу, журнал или определенный интернет-ресурс. Редакция считает информацию типа "расчет ведется по известным формулам" явно недостаточной. Позиция редакции заключается в предоставлении читателю материала, позволяющего по возможности обходиться без поиска дополнительных источников. Желательно сноски на источник сопровождать указанием страниц, на которых размещен нужный материал. Например, [10, стр. 53—57].

Имеют значение и различные "мелочи", например, размер шрифта, которым набрана статья, межстрочный интервал и т. п.

Редакция

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

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

Сдано в набор 02.09.2013. Подписано в печать 28.10.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO1013. 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 "Авансесд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансесд солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.