

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:**

БЕЛЯНКИНА 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

**Ройтер М., Крах М., Кислинг У., Векслер Ю.** Комплексное управление лавой: производительность и безопасность . . . . . 2

### СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

**Алыменко Н. И., Каменских А. А.** Применение воздушной завесы для сокращения утечек воздуха главной вентиляторной установки . . . . . 6

**Воробель С. В., Трифанов Г. Д.** Сравнительный анализ крестовой и параллельной оснасток талевых систем тяжелых буровых установок . . . . . 11

### БУРОВЫЕ РАБОТЫ

**Бугаев В. Г., Ереско С. П., Бугаев И. В.** Влияние режимных параметров на показатели эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах . . . . . 16

### ТРАНСПОРТ

**Зырянов И. В., Цымбалова А. И.** Испытания САТ-740В на крутонаклонных съездах карьера "Удачный" АК "АЛРОСА" . . . . . 22

### НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

**Колмыков В. И., Горожанкин В. В., Романенко Д. Н.** Повышение долговечности корпусов шнековых буровых долот химико-термической обработкой . . . . . 26

### НАУЧНЫЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

**Керопян А. М., Шахова К. И.** Исследование влияния температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта колес карьерных локомотивов на их тяговую способность . . . . . 30

**Александров В. И., Габов В. В., Хозяинов В. П.** Математические модели потоков в эрлифтных установках . . . . . 37

**Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В.** Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах . . . . . 40

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

**Самойленко А. М.** Система автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании . . . . . 45

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 622.831.242:622.285

**М. Ройтер**, ген. директор, **М. Крах**, д-р, рук. отдела,  
**У. Кислинг**, рук. проекта, **Ю. Векслер**, д-р техн. наук, проф.,  
"Марко системный анализ и развитие ГмБХ", Германия

E-mail: usefrin@marco.de

## Комплексное управление лавой: производительность и безопасность

---

*Рассматривается комплекс новых элементов электрогидравлической системы управления лавой Marco, включающий модернизированный подземный центральный компьютер, мультидатчик с системой светодиодов, видеокамеры для секций крепи в лаве. Приводятся методы прогноза динамических проявлений горного давления и рекомендации по их возможному предотвращению.*

**Ключевые слова:** лава, электрогидравлическая система управления, датчики, подземный компьютер, видеокамера, мониторинг горного давления.

**M. Royter, M. Krakh, U. Kisling, Yu. Veksler**

## Integrated Face Control: Productivity and Safety

---

*This paper deals with the new elements in the marco electrohydraulic control system: the underground main computer with camera, the multi-sensor with LED system, the video cameras in the face shields. It then reviews the methods of predicting dynamic occurrences of rock pressure and proposals to reduce danger levels in the face.*

**Keywords:** face, electrohydraulic control system, sensors, underground main computer, videocamera, monitoring rock pressure.

Автоматизированная электрогидравлическая система управления лавой компании "Марко" является основным звеном в иерархической структуре "цифровой шахты". В целях повышения эффективности добычи угля концепция управления разрабатывается на основе анализа горно-технических условий конкретного очистного забоя для создания пакета необходимых дополнительных специфических программ. Система комплексного управления лавой основана на модульном принципе и может быть конфигурирована в соответствии с конкретными требованиями. Функционирование системы обеспечивают комплекс датчиков, гидроблоки, электроника и программный продукт. Схема системы управления показана на рис. 1.

Из большого комплекта датчиков на рис. 1 приведены цифровые датчики давления для цилиндров секции крепи и контроля основной магистрали напора 1 и датчик наклона 2 для перекрытия секции.

На каждой секции крепи устанавливается взрывобезопасный контроллер РМ32 в защитном корпусе 3, анализирующий давление в гидроцилинд-

рах, положение цилиндра передвижки, конвейера и комбайна, наклон, размеры секций крепи и их передвижку. Контроллер РМ32 содержит программу геомеханического мониторинга динамических проявлений горного давления.

На штреке устанавливается один на лаву подземный взрывозащищенный компьютер 4 Marco с жидкокристаллическим дисплеем 22", с высоким разрешением и операционными системами Windows 7 или Linux, с прочной клавиатурой и сенсорной панелью и встроенной видеокамерой. Компьютер осуществляет сбор и обработку данных от контроллера РМ32, визуализирует технологические процессы в реальном времени в графической и текстовой формах, передает данные через интерфейс на поверхность.

В систему управления встроено и управление насосной станцией 5. Запись данных от всех типов добычных машин проводится подземным коммутатором Marco 6 во взрывозащищенном корпусе с входами для различных протоколов обмена дан-

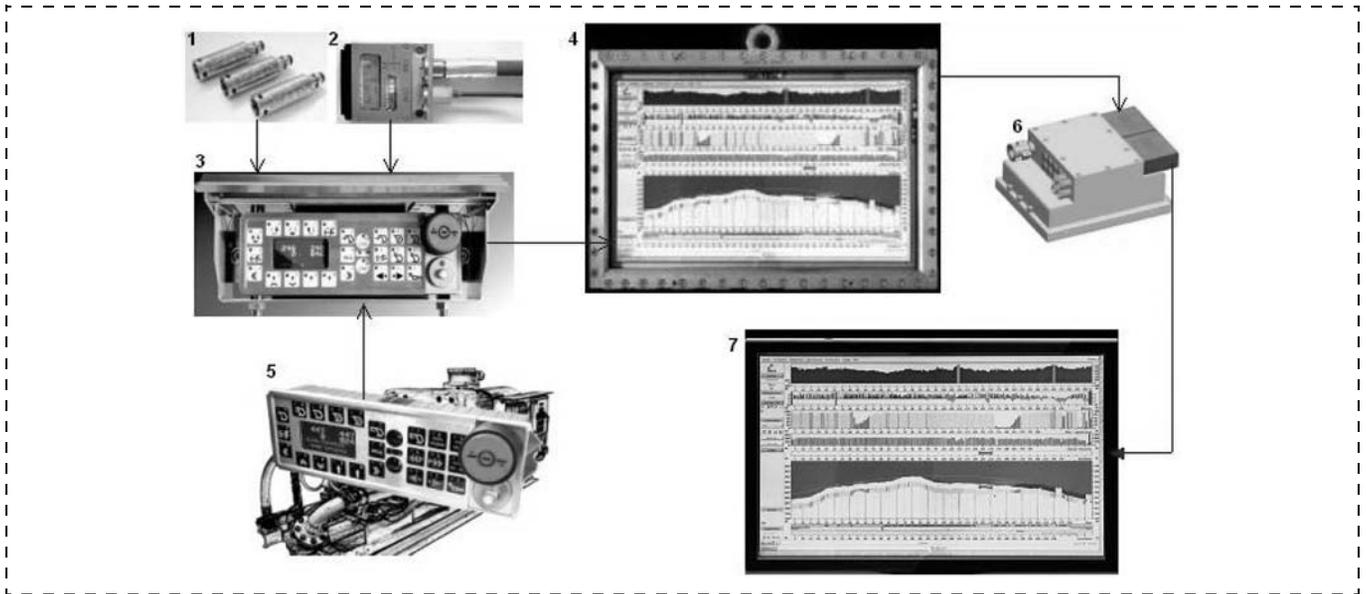


Рис. 1. Схема системы управления

ными и соединенным оптоволоконной линией с преобразователями данных на поверхности.

Функция компьютера на поверхности 7 заключается в отображении данных от подземного коммутатора в графической форме и обеспечении доступа к ним в сети с помощью стандартной программы-браузера.

Для реализации ручного управления крепью разработан электрический пилотный клапанный контроллер, позволяющий простым нажатием клавиши управлять крепью в обоих направлениях.

Система управления включает мультидатчик (рис. 2), в общий корпус которого заключены инклинометр, ультразвуковой и инфракрасный датчики и высокопроизводительный 32-битный контроллер. При помощи ультразвука измеряется расстояние между секцией крепи и конвейером на тонких и мощных пластах, с помощью инфракрасного приемника определяется позиция очистного комбайна, с помощью инклинометра — пространственная ориентация и размеры элементов секции. Обмен данными с контроллером РМ32 осуществляется через разработанную Марсо последовательную шину.

Система управления Марсо повышает безопасность работы обслуживающего персонала с оборудованием. Например, шахтер будет обнаружен как движущийся объект при пересечении им ультразвуковых лучей, с помощью которых измеряется расстояние между стойкой секции крепи и конвейером, что остановит рабочие операции в секции.

Безопасность работ на тонких пластах дополнительно обеспечивает специальная программа

"зона безопасности" (tunnelling). При нажатой кнопке безопасности программа блокирует любые действия в нескольких секциях около шахтера. Нажимая кнопки в дальнейших секциях, шахтер перемещает зону безопасности соответственно далее.

Мультидатчик имеет систему цветных светодиодов, что позволяет через контроллер РМ32 подавать предупредительные визуальные сигналы (зеленый — красный) при выполнении автоматических функций, а также и предупредительные звуковые сигналы. Индикация светодиодов позволяет обозначить опасные участки лавы, где возможны движение и работа машин. Альтернативно возможно обозначение различных рабочих и опасных областей также сигнальной лампой РМ32/h1/b, которая также оснащена аналогично упомянутому выше мультисенсору цветными светодиодами и дополнительным звуковым сигналом. Такими датчиками оборудованы все лавы на шахтах в Германии.

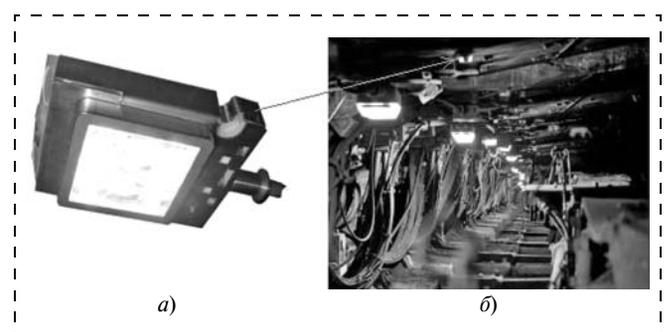


Рис. 2. Мультидатчик с системой светодиодов (а) и на секциях крепи в лаве (б), указано стрелкой

Система управления Марсо применяется в лавах с разнообразными горно-геологическими условиями — на тонких и мощных пластах, на пластах с большим углом падения, при работе с выпуском угля из подкровельной толщи.

В целях предотвращения отжима угля при отработке мощных пластов возможна реализация метода с уступной формой забоя [1]. При этом выемка верхнего уступа выполняется на глубину, превышающую глубину выемки нижнего уступа. Для этого группа секций крепи должна одновременно передвинуть конвейер назад на установленный шаг при обратном ходе комбайна. Приборы системы управления обеспечивают защиту конвейера от перегиба и излома.

Для визуального наблюдения за состоянием лавы и оборудования компанией "Марсо" разработана подвижная видеокамера для установки на секциях крепи в лаве, обеспечивающая видимость во всех направлениях. Она защищена от загрязнения при отсутствии щеток-стеклоочистителей, а рамки между стеклами практически незаметны (рис. 3, а).

Предполагается, что в будущем управление лавой может выполняться рабочими из штрека, находящимися в подземной камере, в которой могут размещаться центральный компьютер с кабелем, центральные процессоры, соединенные в сеть так, что у каждого рабочего будет доступ к данным.

Для работы с системой управления Марсо все рабочие лавы проходят обучение на специальных стендах компании в Германии и в сервисных центрах компании в угольных регионах.

В целях прогноза возможных динамических проявлений горного давления в систему управления лавой интегрированы программы геомеханического мониторинга.

На рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки) иллюстрируется возможность прогнозирования горных ударов в лавах.

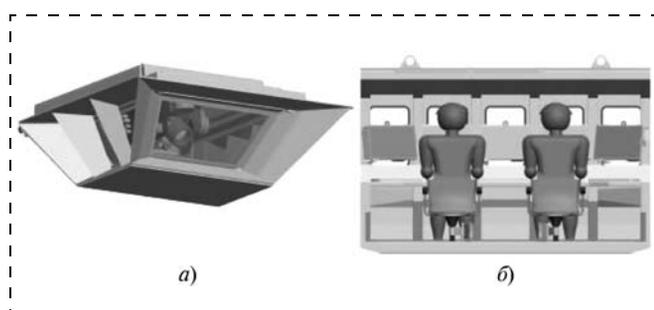


Рис. 3. Видеокамера (а) и защитная камера для центрального пульта управления на штреке (б)

Прогноз горных ударов основывается на установлении момента перехода массива из устойчивого в неустойчивое состояние путем анализа конвергенции забоя лавы [2]. Программой расчета напряженно-деформированного состояния массива в окрестности очистного забоя, в которой давления в стойках секций, непрерывно записываемые датчиками, используются в граничных условиях задачи, определяется параметр  $\delta$ , характеризующий скорость ползучести пласта. Момент перехода в неустойчивость определяется по переходу ползучести в стадию ускорения. Параметр  $\delta$  определяется для каждой секции крепи. Признаком опасности является момент перехода в неустойчивость нескольких рядом стоящих секций. На рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки) эти параметры указываются желтыми и красными точками напротив секции крепи. Опасное состояние обозначается красными точками и означает превышение параметром  $\delta$  некоторого предельного значения. Метод апробирован анализом горных ударов, происходивших на шахтах в Германии.

На рис. 4 (см. 2-ю стр. обложки) показан пример ситуации в одной из лав на шахте в Китае. 28 марта 2010 г. произошел резкий скачок давления от 250 до 400 бар в секциях крепи от 37 до 174. На рисунке эти секции показаны синим цветом. Предохранительные клапаны Марсо выдержали этот удар, поломок крепи не было [3]. Анализ показал, что предвестники аварии — опасные ситуации (концентрации красных точек) возникали заблаговременно за 37, 23, 3, 1 и 0,6 ч до удара (см. числа на рис. 4).

Одной из возможных причин взрывов метана в лавах является выброс большого объема воздуха с метаном в лаву из выработанного пространства [4]. Это может происходить вследствие обрушения кровли в выработанном пространстве на большой площади. Для контроля состояния кровли разработана программа диагностики ее структуры. На основе анализа реакции крепи на работу комбайна или струга программой определяется некоторый *sds*-параметр, позволяющий оценить структуру кровли в выработанном пространстве лавы. Применение программы позволит своевременно распознавать большие зависания кровли.

После установления потенциально опасного состояния массива в какой-то части лавы следует проводить профилактические мероприятия по предупреждению динамических проявлений горного давления.

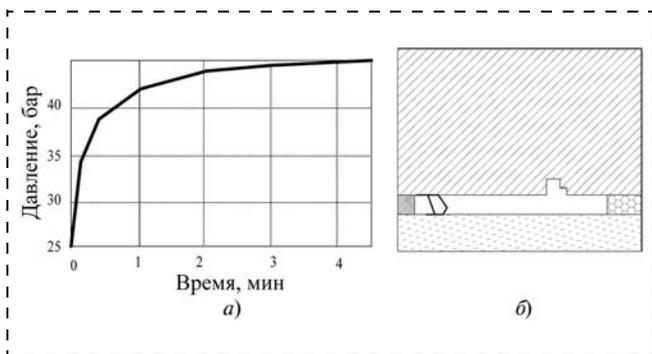


Рис. 5. Начальный распор крепи (а) и "зародыш разрушения" в кровле (б)

В качестве возможных мероприятий можно рекомендовать методы воздействия на зависающую труднообрушающуюся основную кровлю, приводящие к образованию в ней "зародышей разрушения". Расчеты показывают, что к образованию таких "зародышей" может привести начальный распор крепи в две стадии.

На рис. 5 показаны результаты расчета состояния массива для одной из лав в Китае [5]. Распор нескольких секций крепи (3—4) в потенциально опасной зоне в течение 4,5 мин от 25 бар (см. рис. 5, а) приводит к образованию в основной кровле в выработанном пространстве небольшой полости (см. рис. 5, б). Затем крепь распирается до штатного начального давления и дальнейшее разрушение кровли произойдет в результате роста образованной полости.

Возможно образование "зародышей разрушения" путем создания тонкой трещины в кровле пласта более длинным резцом на шнеке комбайна. Переместившись в выработанное пространство, рост этой трещины создаст условия для обрушения кровли. Инициирование разрушения кровли целесообразно проводить на каждом рабочем цикле, пока сохраняется потенциальная опасность.

Применение системы управления Magco повышает производительность очистного забоя и безопасность работы шахтеров с оборудованием лавы и позволяет прогнозировать возможные динамические проявления горного давления.

#### Список литературы

1. Векслер Ю. А., Брагин Е. П., Презент Г. М. Уменьшение отжима угля в очистном забое // Экспресс-информация. ЦНИЭИуголь. М., 1987. С. 1—8.
2. Kurfürst W., Reuter M., Scheerer H.-J., Veksler Ju. Online Data Analysis for a Prognosis of Rock Burst in Fully Automatic Longwalls. Zweites Internationales Kolloquium "Hochleistungs-Strebbetriebe High-Performance Longwall Operations". RWTH Aachen 13. und 14.2000. P. 291—301.
3. Ройтер М., Векслер Ю. А. Электрогидравлическая система управления magco в удароопасных лавах // Уголь. 2011. № 12. С. 26—28.
4. Носенко В. Д. Почему взрывается метан в шахтах? // Уголь. 2013. № 1. С. 28.
5. Ройтер М., Векслер Ю. А. Инициирование разупрочнения труднообрушаемой кровли в автоматизированных лавах // Уголь. 2012. № 10. С. 4—6.

## ПРЕДСТАВЛЯЕМ КНИГУ



**Картавий А. Н.** Вибрационные агрегаты для переработки минерального и техногенного сырья. Моделирование и элементы расчета по критериям энерго- и ресурсоэффективности. — М.: МГГУ. 2013. 328 с. ISBN 978-5-9945-0019-4

В монографии приведены результаты исследований по повышению эффективности агрегатов вибрационного принципа действия на основе моделирования их колебательных систем и применения различных методов исследований, получены новые зависимости энергетических параметров, подтвержденные экспериментально, а также некоторые новые сведения о физике процесса колебаний свободных и связанных масс.

Выявлено, что основные энергозатраты необходимы для преодоления разности инерционных и упругих сил подпружиненных вибрационных агрегатов в зарезонансном режиме их работы.

Результаты исследований рекомендуются к использованию научно-конструкторскими и производственно-техническими организациями, разрабатывающими документацию и оборудование для переработки минерального и техногенного сырья.

Ил. 128, табл. 9, список литературы из 125 наименований.

УДК 622.456

**Н. И. Алыменко**, д-р техн. наук, гл. науч. сотр., **А. А. Каменских**, канд. техн. наук, науч. сотр.,  
ГИ УрО РАН, г. Пермь

E-mail: nik.alymenko@yandex.ru, anton.kamenskikh@mi-perm.ru

## Применение воздушной завесы для сокращения утечек воздуха главной вентиляторной установки

*Описаны моделирование и численный эксперимент двухсторонней встречной воздушной завесы, позволяющие уменьшить поверхностные утечки воздуха в устье вентиляционного ствола с соответствующим экономическим эффектом.*

**Ключевые слова:** воздушная завеса, поверхностные утечки воздуха.

**N. I. Alymenko, A. A. Kamenskikh**

## Reduction Leakage of Air Through Ostium of the Ventilation Shafts with Air Curtains

*This article describes the simulation and numerical experiment of bilateral counter-air curtain to reduce the amount of surface air leaks at the ostium of the ventilation shaft with a corresponding economic benefit.*

**Keywords:** air curtain, surface leakage of air, ventilation shaft.

Рост производственных мощностей современных горно-добывающих предприятий вызывает потребность в подаче в рабочие зоны все большего количества свежего воздуха, что, в свою очередь, обуславливает необходимость повышения производительности вентиляторных установок главного проветривания (ВУГП) и неизбежный рост затрат на их строительство и эксплуатацию. Затраты на проветривание рудника в целом доходят до 50 % от затрат всего горно-добывающего предприятия.

Анализ публикаций показал, что проветривание большинства рудников осуществляется всасывающим способом с помощью ВУГП, расположенной на дневной поверхности, а вентиляционные стволы используются для подъема полезных ископаемых, людей и грузов. Вследствие недостаточной герметичности поверхностных комплексов вентиляционных стволов (ПКВС) одновременно с ростом производительности и размеров ВУГП происходит рост утечек воздуха (достигающих в некоторых случаях до 60 % от производительности ВУГП), что существенно повышает энергозатраты на проветривание.

Уменьшение поверхностных утечек воздуха, проходящих через ПКВС и большая доля которых поступает через устье вентиляционного ствола, является одним из основных направлений в комплексе мероприятий по снижению затрат горно-до-

бывающего предприятия на проветривание. Основная часть поверхностных утечек воздуха происходит через устье вентиляционных стволов при использовании стволов в качестве скиповых, скипо-клетевых или клетевых [1].

В результате проведенных исследований по изучению снижения поверхностных утечек воздуха через устье вентиляционного ствола и снижения затрат электроэнергии на ВУГП предложена двухсторонняя встречная воздушная завеса, разделенная продольной перегородкой и устанавливаемая в устье вентиляционного ствола между нулевой отметкой и сопряжением с вентиляционным каналом. Воздушная завеса позволяет снизить количество внешних утечек, проходящих через устье вентиляционного ствола, за счет увеличения аэродинамического сопротивления ствола от нулевой отметки до сопряжения с вентиляционным каналом.

На рис. 1 приведена схема размещения и действия воздушной завесы в устье ствола. При помощи вентиляторов 1 воздушной завесы, установленных на полках на одном из ярусов 7 армировки ствола, осуществляется забор воздуха через трубопроводы 3 в месте, обозначенном 4. Струи воздушной завесы выбрасывается со скоростью  $v_3$  из воздуховыдающих устройств 2, под острым углом  $\alpha$  навстречу воздушному потоку внешних утечек воз-

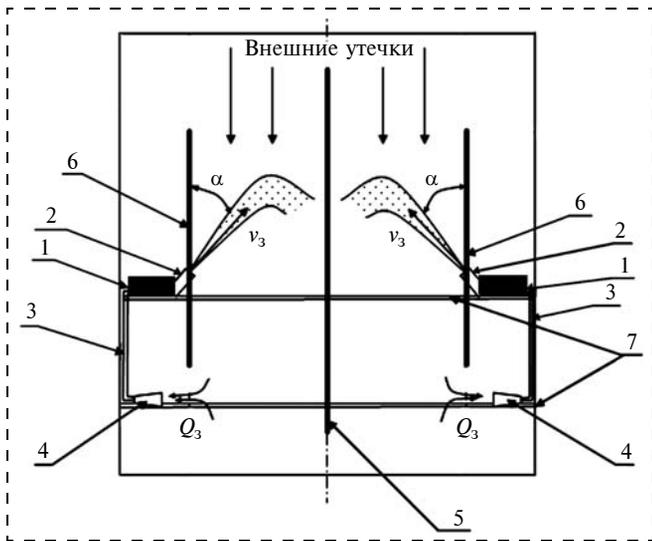


Рис. 1. Схема размещения и действия воздушной завесы в устье ствола: 1 — вентиляторы завесы; 2 — воздухоподающие устройства; 3 — трубопроводы (воздуховоды); 4 — забор воздуха; 5 — продольная перегородка; 6 — продольные перегородки (по периметру проходного сечения ствола); 7 — ярус армировки ствола

духа. Изгибаясь, струи воздушной завесы перекрывают сечение ствола, тем самым увеличивая аэродинамическое сопротивление участка ствола от нулевой отметки до сопряжения с вентиляционным каналом. Воздуховыдающие устройства установлены на полках на одном из ярусов 7 армировки ствола вместе с вентиляторами 1. В месте установки воздушной завесы часть сечения ствола перекрывается глухим настилом. На центральном расстреле устанавливается продольная перегородка 5, ограничивающая влияние струй завесы друг на друга. Для повышения эффективности действия воздушной завесы также устанавливаются перегородки 6 по периметру проходного сечения ствола.

Для сокращения внешних утечек<sup>1</sup> воздуха, поступающих через устье ствола, вентиляторы воздушной завесы должны обеспечивать необходимую производительность и давление. Шахтный вентилятор местного проветривания ВМЭ-6, используемый в воздушной завесе, осевой с электрическим приводом, одноступенчатый, взрывобезопасного исполнения, предназначен для проветривания тупиковых горных выработок в шахтах, включая опасные по газу и пыли, при плотности воздуха до  $1,3 \text{ кг/м}^3$ , температуре от  $-20$  до  $+35 \text{ }^\circ\text{C}$ , запыленности до  $50 \text{ мг/м}^3$  и относительной влажности до 95 % (при температуре  $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ ). По отдельному заказу вентилятор может изготавливаться с глушителем шума.

<sup>1</sup> По мнению редакции, в данном случае более соответствует смыслу происходящего процесса термин "притечка".

#### Характеристики вентилятора ВМЭ-6

Номинальный диаметр рабочего колеса вентилятора, мм . . . . .	630
Номинальная подача, $\text{м}^3/\text{с}^*$ . . . . .	7,0
Номинальное полное давление, $\text{Па}^*$ . . . . .	2500
Мощность электропривода, кВт . . . . .	25
Синхронная частота вращения, $\text{мин}^{-1}$ . . . . .	3000
Габаритные размеры, мм:	
длина . . . . .	1075
ширина . . . . .	750
высота . . . . .	975
Масса комплекта, кг . . . . .	420

\* Предельное отклонение  $-10 \%$ .

В настоящее время существуют несколько методов расчета воздушных завес, основанных на различных подходах [6—8, 10]. Во всех этих методах определяется скорость воздушного потока за завесой и устанавливается зависимость между скоростью и расходом воздуха в завесе, геометрическими параметрами щели. Например, в работе [9] скорость находится путем сложения скоростей струи воздуха и потока, набегающего на завесу, а в работе [10] используется закон сохранения импульса. При этом, как правило, считается, что скорость набегающего на завесу потока воздуха известна.

Далее выполнен расчет необходимой производительности и давления вентилятора, устанавливаемого на каждой половине воздушной завесы для сокращения внешних утечек воздуха через устье вентиляционного ствола.

#### Исходные данные:

проходное сечение ствола в месте установки завесы  $S = 23 \text{ м}^2$ ;

средняя скорость воздушного потока утечек без действия воздушной завесы  $v_0 = 2,63 \text{ м/с}$ ;

средняя скорость воздушного потока утечек при действии воздушной завесы  $v_1 = 1,14 \text{ м/с}$ ;

длина участка ствола, где установлена воздушная завеса,  $L = 5 \text{ м}$ ;

площадь щели воздушной завесы, через которую выбрасывается воздушный поток под углом  $45^\circ$  навстречу потоку утечек,  $S_{щ} = 0,5 \text{ м}^2$ .

Определяем аэродинамическое сопротивление участка ствола между сопряжением с вентиляционным каналом и выходом на поверхность, где установлена завеса:

$$R_0 = a \frac{PL}{S^3} = 0,0283 \frac{19 \cdot 5}{23^3} = 0,000221 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8, (1)$$

где  $a$  — коэффициент аэродинамического сопротивления ствола,  $a = 0,0283 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $P$  — периметр проходного сечения ствола в месте установки завесы, м;  $L$  — длина участка ствола, м;  $S$  — сечение ствола в свету,  $\text{м}^2$ .

Количество внешних утечек воздуха в единицу времени без воздушной завесы, проходящих через

устье вентиляционного ствола, определяем по формуле:

$$Q_0 = v_0 S = 2,63 \cdot 23 = 60,43 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2)$$

Далее определяем величину депрессии на участке ствола между сопряжением с вентиляционным каналом и выходом на поверхность, где установлена завеса:

$$h_0 = R_0 Q_0^2 = 0,000211 \cdot 60,43^2 = 0,81 \text{ Па}, \quad (3)$$

где  $R_0$  — аэродинамическое сопротивление ствола без воздушной завесы,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ ;  $Q_0$  — количество внешних утечек воздуха без воздушной завесы,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Определяем количество внешних утечек воздуха при действии воздушной завесы, проходящих через устье вентиляционного ствола:

$$Q_1 = v_1 S = 1,14 \cdot 23 = 26,22 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

Находим аэродинамическое сопротивление  $\Delta R$ , на которое нужно увеличить сопротивление устья ствола, чтобы снизить количество проходящего воздуха утечек с 60,43 до 26,22  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$\Delta R = \frac{R_0(Q_0^2 - Q_1^2)}{Q_1^2} = 0,0009484 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8. \quad (5)$$

Расход массы утечек воздуха без действия воздушной завесы находится по формуле

$$m_0 = Q_0 \rho = 60,43 \cdot 1,2 = 72,52 \text{ кг/с}, \quad (6)$$

где  $\rho$  — плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Расход массы утечек воздуха при действии завесы определяется по формуле

$$m_1 = Q_1 \rho = 26,22 \cdot 1,2 = 31,46 \text{ кг/с}. \quad (7)$$

Импульс завесы, необходимый для соблюдения поставленных условий:

$$\begin{aligned} m_2 v_2 &= m_0 v_0 - m_1 v_1 = \\ &= 72,52 \cdot 2,63 - 31,46 \cdot 1,14 = 154,86 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Необходимая скорость воздушного потока, выходящего из щели воздуховывающего устройства воздушной завесы:

$$v_3 = \sqrt{\frac{m_2 v_2}{2 \rho S_{\text{щ}}}} = 11,36 \text{ м/с}, \quad (9)$$

где  $m_2$ ,  $v_2$  — расход массы,  $\text{кг}/\text{с}$ , и скорость,  $\text{м}/\text{с}$  воздушного потока завесы;  $S_{\text{щ}}$  — площадь щели воздушной завесы через которую выбрасывается воздушный поток,  $\text{м}^2$ .

Далее находим производительность воздушной завесы:

$$Q_{\text{в.з}} = v_3 S_{\text{щ}} = 5,68 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10)$$

где  $v_3$  — скорость воздушного потока, выходящего из щели воздуховывающего устройства воздушной завесы,  $\text{м}/\text{с}$ .

Сопrotивление конструкции щели, на которую работает вентилятор, находится по формуле

$$R_{\text{к.щ.}} = R_{\text{суж}} + R_{\text{расш}} + R_{\text{повор}} + R_{\text{тр}}, \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8, \quad (11)$$

где  $R_{\text{суж}}$  — аэродинамическое сопротивление сужения,  $R_{\text{суж}} = 3,457447 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ ;  $R_{\text{расш}}$  — аэродинамическое сопротивление расширения,  $R_{\text{расш}} = 0,062678 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ ;  $R_{\text{повор}}$  — аэродинамическое сопротивление поворота,  $R_{\text{повор}} = 0,061012 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ ;  $R_{\text{тр}}$  — аэродинамическое сопротивление трения,  $R_{\text{тр}} = 1,058024 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ .

По формуле (11) находим сопротивление конструкции щели, на которую работает вентилятор:

$$\begin{aligned} R_{\text{к.щ.}} &= 3,457447 + 0,062678 + \\ &+ 0,061012 + 1,058024 = 4,639161 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8. \end{aligned}$$

Определяем давления вентилятора, которое он должен создавать:

$$H_{\text{в.з}} = R_{\text{к.щ.}} Q_{\text{в.з}}^2 = 224,84 \text{ Па}. \quad (12)$$

По техническим данным при требуемой производительности вентилятор ВМЭ-6 сможет работать на сопротивление до 34,375  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$ .

Вентиляторы завесы расходуют электроэнергию за сутки около 1000  $\text{кВт} \cdot \text{ч}$ , что в 5 раз меньше, чем расходует ВУП на эти утечки воздуха за тот же период [4, 5].

Инженерная практика опирается на проведение экспериментальных исследований, что при их правильном планировании обычно обеспечивает высокую надежность экспериментальных исследований. Существенный недостаток в современных условиях таких исследований — высокая стоимость и время, необходимое для их подготовки и проведения. Поэтому приходится прибегать к параметрическим расчетам (расчетным исследованиям или численным экспериментам).

Для детальной проработки с учетом всех геометрических особенностей ствола и предлагаемой конструкции воздушной завесы выполнены трехмерное моделирование и численный эксперимент с помощью методов вычислительной гидрогазодинамики. Математическое моделирование проведено в программном комплексе SolidWorks FlowSimulation на суперкомпьютере (система "ПГУ-Тесла"), так как обычные компьютеры с такой задачей не справляются. Система "ПГУ-Тесла" находится в Пермском национальном исследовательском политехническом университете [2].

В тестовой модели рассмотрен вариант конструкции и размещения воздушной завесы в устье вен-

тиляционного ствола. На рис. 2 приведена модель размещения воздушной завесы в устье вентиляционного ствола, которая построена в соответствии с геометрическими размерами ствола и схемой размещения воздушной завесы в его устье (см. рис. 1).

Исследования проведены на трехмерной математической модели с различным количеством ячеек (количество расчетных ячеек было доведено до 3 млн, благодаря высокопроизводительной вычислительной системе "ПГУ-Тесла"), что позволило получить достоверные результаты.

На рис. 3 и 4 (см. 2-ю стр. обложки) представлены результаты математического трехмерного моделирования без использования воздушной завесы и при действии воздушной завесы в устье вентиляционного ствола.

По результатам проведенного математического моделирования без воздушной завесы в устье ствола (см. рис. 2) утечки воздуха составляли  $60,43 \text{ м}^3/\text{с}$ , производительность ВУГП —  $444,36 \text{ м}^3/\text{с}$ , количество воздуха, поступающего в рудник, —  $383,37 \text{ м}^3/\text{с}$ . После установки воздушной завесы в устье вентиляционного ствола был проведен численный расчет и получены данные, представленные на рис. 4. При таком же объеме свежего воздуха, поступающего в рудник,  $383,37 \text{ м}^3/\text{с}$ , утечки воздуха через устье вентиляционного ствола стали составлять  $26,27 \text{ м}^3/\text{с}$ , а производительность ВУГП —  $409,46 \text{ м}^3/\text{с}$ . Струи воздушной завесы перекрывают сечение ствола в свету, где установлена воздушная завеса.

Вследствие изменения структуры воздушных потоков воздуха в месте действия воздушной завесы создаются два рециркуляционных контура, которые обеспечивают дополнительное аэродинамическое сопротивление в устье вентиляционного ствола от нулевой отметки до сопряжения с вен-

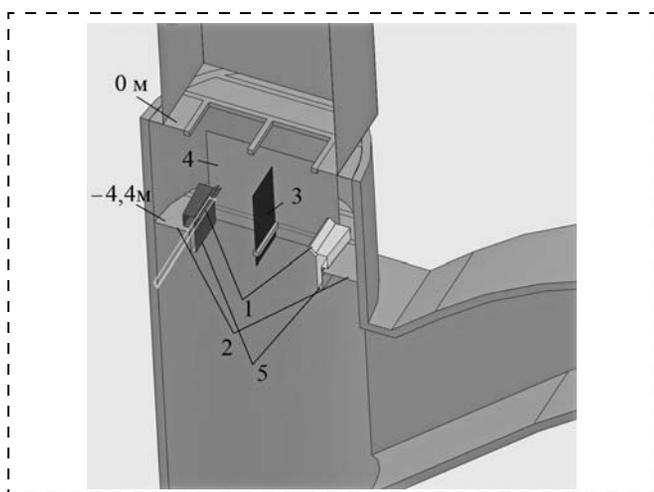


Рис. 2. Воздушная завеса в устье ствола:

1 — воздуховыдающие устройства; 2 — ярус армировки ствола; 3 — продольная перегородка; 4 — продольные перегородки (по периметру сечения в свету); 5 — забор воздуха

тиляционным каналом, что способствует уменьшению поверхностных утечек.

Для эффективного сокращения затрат на проветривание необходимо осуществлять автоматический непрерывный контроль основных аэродинамических параметров проветривания рудника совместно с воздушной завесой, а также регулировать вентиляторы воздушной завесы исходя из оптимального сокращения поверхностных утечек воздуха.

Для каждого конкретного случая требуется провести поиск оптимального режима работы вентиляторов воздушной завесы и ВУГП исходя из следующего:

количество воздуха, подаваемое в рудник, не должно быть меньше расчетного количества воздуха, необходимого для проветривания рудника;

затраты на воздушную завесу не должны превышать затрат на поверхностные утечки воздуха;

стоимость  $1 \text{ м}^3$  свежего воздуха, подаваемого в рудник, должна быть минимальной.

Регулирование вентиляторов воздушной завесы осуществляется следующим образом:

необходимо увеличивать производительность вентиляторов воздушной завесы при возрастании утечек воздуха через устье вентиляционного ствола;

при снижении поверхностных утечек воздуха необходимо отрегулировать производительность вентиляторов воздушной завесы исходя из оптимального сокращения утечек воздуха;

при работе вентиляторов завесы на максимальную производительность и снижении количества воздуха, подаваемого в рудник менее расчетного, необходимы кардинальные меры по выявлению причин создавшейся ситуации.

На рис. 5 приведены характеристики вентилятора ВУГП и сети рудника, рабочие точки бездействия воздушной завесы (рабочая точка А) и при сокращении поверхностных утечек с помощью воздушной завесы (рабочая точка С).

За счет действия воздушной завесы происходит следующее:

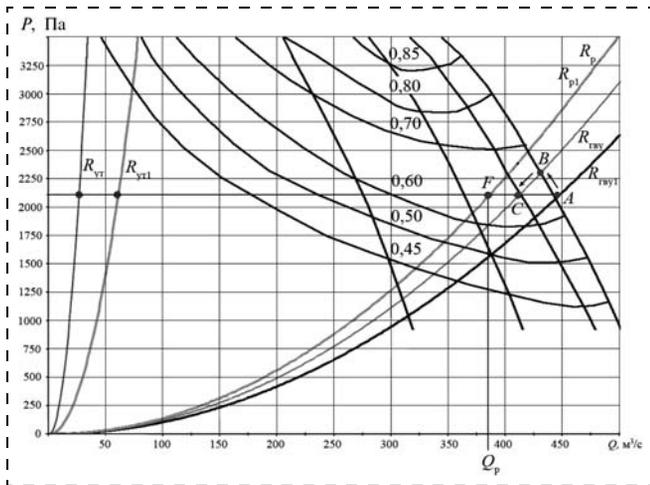
увеличивается аэродинамическое сопротивление участка ствола от нулевой отметки до сопряжения с вентиляционным стволом;

увеличивается аэродинамическое сопротивление внешних утечек воздуха с  $R_{\text{УТ1}}$  до  $R_{\text{УТ}}$ ;

аэродинамическое сопротивление рудника  $R_{\text{р}}$ ,  $R_{\text{р1}}$  остается неизменным;

аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети с  $R_{\text{ГВУ1}}$  до  $R_{\text{ГВУ}}$ , на которое работает ВУГП, увеличивается;

рабочая точка А вентилятора ВУГП перемещается по аэродинамической характеристике вентилятора в точку В;



**Рис. 5. Аэродинамические характеристики вентилятора ВУГП:**  
 $R_{ут1}$  — аэродинамическое сопротивление внешних утечек воздуха до установки воздушной завесы;  $R_{ут}$  — аэродинамическое сопротивление внешних утечек воздуха после установки воздушной завесы;  $R_{гв1}$  — аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети до установки воздушной завесы;  $R_{гв}$  — аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети после установки воздушной завесы;  $R_p, R_{p1}$  — аэродинамическое сопротивление рудника сети до и после установки воздушной завесы;  $A, B, C$  — рабочие точки вентилятора при различных режимах его работы;  $F$  — точка, определяющая количество свежего воздуха, поступающего в рудник

рабочую точку  $B$  вентилятора ВУГП перемещаем в точку  $C$  за счет изменения угла установки лопаток осевого направляющего аппарата, при этом количество свежего воздуха, поступающего в рудник  $Q_p$ , остается неизменным, а потребляемая вентилятором ВУГП электроэнергия уменьшается.

Далее был выполнен расчет сэкономленной электроэнергии, потребляемой из электрической сети вентилятором ВУГП за 1 год, с учетом потребления электроэнергии двух вентиляторов ВМЭ-6.

Расчет выполнен по формуле [1]:

$$N_c = \frac{T}{1000\eta_d} \left[ \frac{Q_B H_B}{\eta_B} - \frac{Q'_B H'_B}{\eta'_B} \right] - \frac{2TQ_{В.3} H_{В.3}}{1000\eta_{д.3}\eta_{В.3}}, \quad (13)$$

кВт · ч,

где  $Q_B, Q'_B$  — производительность вентилятора ВУГП до и после установки воздушной завесы,  $m^3/c$ ;  $H_B, H'_B$  — статический напор вентилятора ВУГП до и после установки воздушной завесы, Па;  $\eta_B, \eta'_B$  — статический КПД вентилятора ВУГП до и после установки воздушной завесы;  $\eta_d$  — КПД электродвигателя ВУГП;  $T$  — время работы вентилятора в год, ч;  $Q_{В.3}$  — производительность вентилятора ВМЭ-6,  $m^3/c$ ;  $H_{В.3}$  — статический напор вентилятора ВМЭ-6, Па;  $\eta_{В.3}$  — статический КПД вентилятора ВМЭ-6;  $\eta_{д.3}$  — КПД электродвигателя ВМЭ-6.

В результате расчета по формуле (13), с учетом потребления электроэнергии двух электродвигателей ВМЭ-6 экономия в год при подаче того же ко-

личества свежего воздуха в рудник составит около 330 МВт · ч. При стоимости 1 кВт · ч электроэнергии 2,7 руб. экономия за 1 год составит 891 000 руб.

Таким образом, применение воздушной завесы предлагаемой конструкции и ее совместное использование с системой непрерывного автоматического контроля основных аэродинамических параметров проветривания рудника обеспечивают эффективное сокращение поверхностных утечек воздуха через устье вентиляционного ствола путем регулирования производительности вентиляторов воздушной завесы в зависимости от поверхностных утечек воздуха, поступающих в рудник. Это позволит снизить нагрузку на вентиляторе ВУГП и потребление электроэнергии.

Для решения вопроса об использовании воздушной завесы на конкретных рудниках и шахтах требуются дополнительные исследования и проектные проработки.

#### Список литературы

1. **Алыменко Н. И.** Исследование работы вентиляторных установок главного проветривания и разработка мероприятий по повышению эффективности их эксплуатации применительно к условиям калийных рудников: Дисс. ... канд. техн. наук / Н. И. Алыменко. Л., 1982. 229 с.
2. **Алямовский А. А.** SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.
3. **Каменских А. А.** Воздушная завеса в устье вентиляционного ствола / А. А. Каменских // Горный информ.-аналит. бюллетень. 2009. № 9. С. 91–96.
4. **Каменских А. А.** Уменьшение дебита утечек воздуха через устье вентиляционного ствола / А. А. Каменских // Геология и полезные ископаемые Западного Урала: материалы регион. науч.-практ. конф. / ПГУ. Пермь, 2010. С. 328–330.
5. **Каменских А. А.** Эффективность поступления свежего воздуха в рудник / А. А. Каменских // Геология и полезные ископаемые Западного Урала: материалы регион. науч.-практ. конф. / ПГУ. Пермь, 2008. С. 324–327.
6. **Сычев А. Т.** К расчету воздушных завес / А. Т. Сычев // Водоснабжение и санитарная техника. 1974. № 2. С. 22–24.
7. **Татарчук Г. Т.** Уточненная методика расчета воздушных завес / Г. Т. Татарчук // Отопление и вентиляция промышленных и сельскохозяйственных зданий. 1966. № 16. С. 66–72.
8. **Шепелев И. А.** Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров / И. А. Шепелев. М.: Стройиздат, 1950. 150 с.
9. **Шепелев С. Ф.** Современный комплекс различных воздухорегулирующих устройств / С. Ф. Шепелев. Алма-Ата: Наука, 1971. 154 с.
10. **Эльтерман В. М.** Воздушные завесы / В. М. Эльтерман. М.: Машиностроение, 1966. 164 с.

## Сравнительный анализ крестовой и параллельной оснасток талевых систем тяжелых буровых установок

*Приведено сравнение на устойчивость к закручиванию талевых систем тяжелых буровых установок. Показано, что крестовая оснастка талевой системы не исключает возможность закручивания свободно подвешенного талевого блока. Параллельная оснастка обеспечивает увеличение устойчивости к закручиванию на 46...65 % по сравнению с крестовой оснасткой за счет большего отклонения струн от вертикали при повороте талевого блока на критический угол.*

**Ключевые слова:** реактивно-турбинное бурение, установки для бурения глубоких скважин, талевая система, талевый канат, крестовая оснастка, параллельная оснастка, талевый блок, закручивание.

S. V. Vorobel, G. D. Trifanov

## Contrastive Analysis Cross-Line and Parallel-Line String Up of Heavy Drilling Rigs Tackle System

*The article gives a comparison of the resistance to twisting of heavy drilling rigs tackle systems. It is shown that the cross-line string up of tackle system not exclude the possibility of twisting freely suspended on ropes traveling block. Parallel-line string up provides an increase in resistance of twisting on 46...65 % compared with cross-line string up, due to a larger deviations strings from the vertical when the traveling block is turning on the critical angle.*

**Keywords:** reactive turbine unit drilling, rig, drilling line system, block and tackle system, wire line, ropes, cross-line string up, parallel-line string up, traveling block, drilling line twisting.

При реактивно-турбинном бурении шахтных стволов [1], бурении глубоких дегазационных скважин с поверхности, при бурении замораживающих скважин во время строительства стволов калийных рудников [2] в горной промышленности применяются тяжелые буровые установки такие же, как при бурении нефтяных и газовых скважин. Одним из основных элементов спуско-подъемного комплекса этих установок является талевая система, представляющая собой силовой полиспаэт, состоящий из двух блоков шкивов — талевого блока и кронблока. При эксплуатации талевых систем буровых установок нередко возникает закручивание талевого блока, свободно подвешенного на рабочих ветвях или струнах каната (рис. 1).

Закручивание обычно происходит при замене каната. Основной причиной закручивания свободно подвешенного талевого блока является возникновение повышенного крутящего момента в канате, что может произойти в результате его некачественного изготовления или нарушения технологии навески. В связи с возможностью закручивания к талевым канатам предъявляются особые требования, они должны быть нераскручивающи-

мися и проходить рихтовку при изготовлении. Кроме того, для снижения тенденции к закручиванию в талевых системах буровых установок применяется крестовая оснастка, в которой канат проходит через шкивы в определенном порядке, из-за чего свободно подвешенный талевый блок занимает в пространстве положение, при котором его ось перпендикулярна оси кронблока (рис. 2).



Рис. 1. Закручивание свободно подвешенного талевого блока на буровой установке БУ 2500/160 ЭУ после замены каната

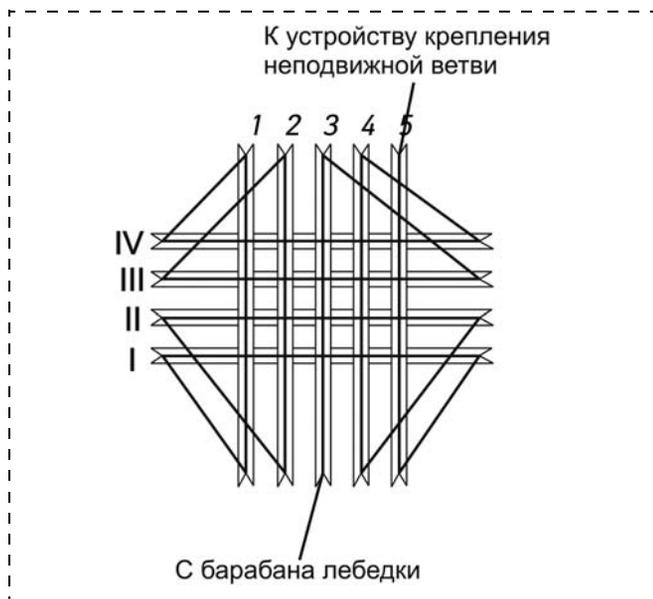


Рис. 2. Крестовая оснастка талевого системы 4 × 5 при нормальном расположении талевого блока и кронблока:

1—5 — шкивы кронблока; I—IV — шкивы талевого блока

Ранее в талевых системах буровых установок применялась параллельная оснастка, в которой оси талевого блока и кронблока при их нормальном положении параллельны. Достоинством параллельной оснастки является ее простота и меньшее значение углов девиации при переходе каната от шкива к шкиву. Но традиционно считается, что стремление к закручиванию талевого системы при параллельной оснастке выше, чем при крестовой. Параллельная оснастка на данный момент применяется в подъемниках, имеющих относительно небольшую грузоподъемность, и в подъемных механизмах, где отсутствует проблема закручивания свободно подвешенного блока, например в автокранах.

Переход на крестовую оснастку в бурении произошел в 1960-х гг. при росте объемов бурения и парка буровых установок, когда потребовался выпуск большого объема талевых канатов, производство которых осваивалось канатными заводами. Качество канатов и свойства их крутимости при этом были не стабильны. Когда на буровых установках, имеющих талевую систему с параллельной оснасткой, участились случаи закручивания, решено было перейти на крестовую оснастку, которая широко применялась буровиками США. При внедрении в эксплуатацию крестовой оснастки случаи закручивания не прекратились, однако из-за ряда полезных свойств, например из-за меньшего раскачивания незагруженного талевого блока, крестовая оснастка "прижилась" на буровых. Тем не менее, крестовая оснастка не исключает вероятность закручивания, что подтверждается практи-

кой. Недостатком крестовой схемы оснастки является увеличение углов девиации каната относительно шкивов по сравнению с параллельной оснасткой.

Если к закручиванию приводит момент, возникающий в канате при его нагружении, то препятствует закручиванию момент, который стремится расположить талевый блок таким образом, чтобы расстояние от его оси до оси кронблока было максимальным. В этом случае потенциальная энергия системы, также как отклонение струн от вертикали, будут минимальны. Восстанавливающий момент зависит от длины струн каната и габаритов шкивов. Решение классической задачи об устойчивости блока от закручивания говорит о том, что восстанавливающий момент свободно подвешенного на двух струнах блока:

$$M_B = 2PR^2/H, \quad (1)$$

где  $P$  — натяжение струны каната;  $R$  — радиус шкива;  $H$  — длина струн.

То есть восстанавливающий момент тем больше, чем больше радиус шкивов и меньше длина струн каната.

Приводящий к закручиванию крутящий момент в струнах каната:

$$M_3 = 2PK_8\delta, \quad (2)$$

где  $K_8$  — коэффициент момента кручения в канате, зависящий от конструкции каната;  $\delta$  — диаметр проволоки наружного слоя пряжи каната; 2 — число ветвей каната.

Таким образом, условие устойчивости свободно подвешенного блока от закручивания определяется как  $M_B > M_3$  или

$$\frac{R^2}{H} > K_8\delta. \quad (3)$$

При определении восстанавливающего момента в классической задаче условно принято, что изначально струны каната находятся в вертикальном положении. В талевой же системе с крестовой оснасткой струны изначально имеют наклон, который изменяется при повороте талевого блока за счет момента кручения, создаваемого струнами оснастки.

Рассмотрим решение задачи устойчивости свободно подвешенного талевого блока от закручивания при крестовой и параллельной оснастке. Для определения общего восстанавливающего момента необходимо учесть моменты, создаваемые струнами оснастки относительно центра вращения, при повороте свободно подвешенного талевого блока

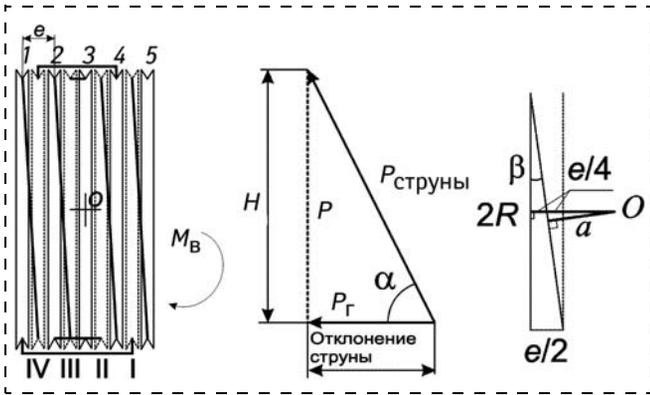


Рис. 3. Положение талевого блока относительно кронблока при его повороте на  $90^\circ$  и схемы к определению восстанавливающего момента при крестовой оснастке

за счет момента кручения в канате. Примем следующие допущения:

максимальный восстанавливающий момент возникает при повороте талевого блока на  $90^\circ$ ;

проекции натяжения всех струн на вертикальную плоскость одинаковы;

вертикальная ось симметрии талевого блока совпадает с вертикальной осью симметрии кронблока.

Расчетная схема к определению восстанавливающего момента для крестовой оснастки талевой системы  $4 \times 5$ , показанной на рис. 2, приведена на рис. 3.

Под действием крутящего момента в канате талевый блок будет поворачиваться влево, если канат имеет правую свивку и, наоборот, вправо, если канат имеет левую свивку. При повороте талевого блока на  $90^\circ$  горизонтальные оси талевого и кронблока становятся параллельны друг другу, а струны располагаются как показано на рис. 3. Для удобства участки канатов, охватывающие шкивы, не показаны. При повороте талевый блок располагается точно под кронблоком и их вертикальные оси совпадают в центре  $O$ . Проекция на горизонтальную плоскость векторов усилий в струнах, создающих восстанавливающий момент, направлены от шкивов талевого блока (выделены пунктиром) к шкивам кронблока (сплошные линии). Все усилия в рабочих струнах будут при этом создавать восстанавливающий момент относительно центра  $O$  — вертикальной оси, лежащей в плоскости симметрии талевого блока и кронблока. Поскольку для данной кратности оснастки число рабочих ветвей равно 8, то и восстанавливающий момент будет иметь 8 составляющих. Например, момент от струны III—3:

$$M_{III-3} = P_{Г(III-3)}R = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha_{III-3}} R = P \frac{e}{2H} R, \quad (4)$$

а от струны III—2:

$$M_{III-2} = P_{Г(III-2)}a = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha_{III-2}} \left( \frac{e}{2} + \frac{e}{4} \right) \cos \beta = \frac{P \sqrt{4R^2 + \frac{e^2}{4}}}{H} \frac{3e}{4} \frac{2R}{\sqrt{4R^2 + \frac{e^2}{4}}} = P \frac{3eR}{2H}, \quad (5)$$

где  $P_{Г}$  — горизонтальная проекция от натяжения соответствующей струны;  $P$  — натяжение струны;  $R$  — радиус шкива;  $e$  — расстояние между плоскостями, проходящими через центры ручьев соседних шкивов;  $H$  — длина струны;  $\alpha$  — угол наклона соответствующей струны при повороте талевого блока;  $a$  — наименьшее расстояние от центра вращения до вертикальной плоскости действия силы натяжения струны;  $\beta$  — угол между плоскостью действия силы натяжения струны и плоскостью шкива.

Суммарный восстанавливающий момент от всех струн оснастки кратностью  $4 \times 5$ :

$$M_B = \sum M_i = 18P \frac{eR}{H}. \quad (6)$$

Для оснастки  $4 \times 5$  крутящий момент в восьми струнах оснастки:

$$M_3 = 8PK_8\delta, \quad (7)$$

тогда условие устойчивости талевого блока от закручивания для оснастки  $4 \times 5$  будет

$$18 \frac{eR}{H} > 8K_8\delta. \quad (8)$$

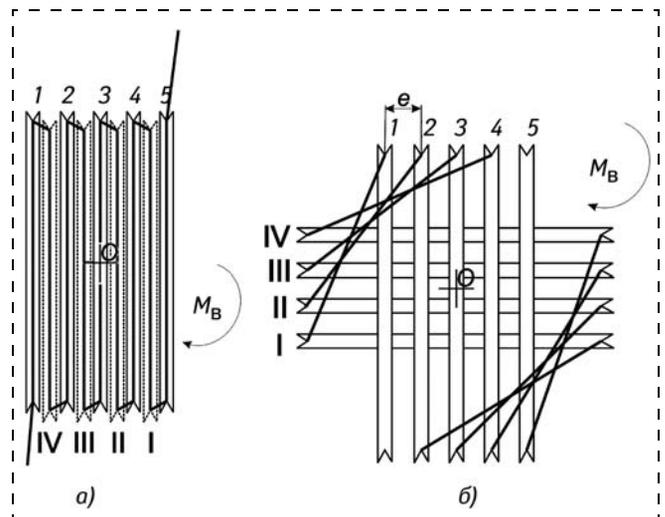


Рис. 4. Параллельная оснастка талевой системы  $4 \times 5$ : а — нормальное положение шкивов; б — закручивание на  $90^\circ$ ; 1—5 — шкивы кронблока; I—IV — шкивы талевого блока

Для кратности оснастки  $5 \times 6$  условие устойчивости от закручивания определяется аналогичным методом и определяется неравенством

$$27 \frac{eR}{H} > 10K_8\delta. \quad (9)$$

Теперь рассмотрим решение задачи определения восстанавливающего момента для параллельной оснастки. Схемы параллельной оснастки  $4 \times 5$  при ее нормальном положении и повороте на  $90^\circ$  показаны на рис. 4.

Восстанавливающий момент, действующий от струн I—1 и IV—5, в соответствии со схемой, показанной на рис. 5, определяется

$$M = P_r a;$$

$$a = (2e + R \operatorname{tg} \beta) \cos \beta;$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R - 2e}{R + 1,5e};$$

$$\cos \beta = \frac{R + 1,5e}{\sqrt{(R + 1,5e)^2 + (R - 2e)^2}};$$

$$a = \frac{R^2 + 3e^2}{\sqrt{(R + 1,5e)^2 + (R - 2e)^2}};$$

$$P_r = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{P}{H} \sqrt{(R + 1,5e)^2 + (R - 2e)^2}.$$

С учетом изложенного выше:

$$M_{I-1} = M_{IV-5} = P_{r_{I-1}} a_{I-1} = \frac{P}{H} (R^2 + 3e^2). \quad (10)$$

От других струн восстанавливающий момент определяется аналогично.

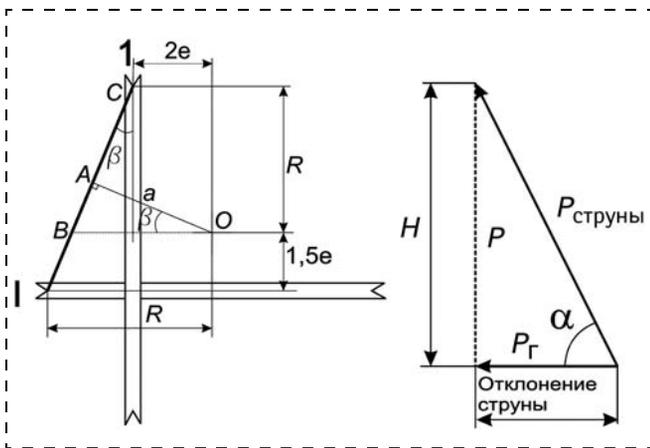


Рис. 5. Схемы к определению восстанавливающего момента для параллельной оснастки  $4 \times 5$

Суммарный восстанавливающий момент для параллельной оснастки кратностью  $4 \times 5$ :

$$M_B = \Sigma M_i = \frac{P}{H} (8R^2 + 10e^2). \quad (11)$$

Восстанавливающий момент при параллельной оснастке  $5 \times 6$  определяется таким же образом. В результате имеем:

$$M_B = \frac{P}{H} (10R^2 + 20e^2). \quad (12)$$

Условие устойчивости талевого блока от закручивания для параллельной оснастки  $4 \times 5$ :

$$\frac{8R^2 + 10e^2}{H} > 8K_8\delta, \quad (13)$$

для параллельной оснастки  $5 \times 6$ :

$$\frac{10R^2 + 20e^2}{H} > 10K_8\delta. \quad (14)$$

Проведем сравнительный анализ крестовой и параллельной оснасток на основе полученных выражений. Рассчитаем левые части неравенств (8), (9), (13), (14) для условий буровой установки БУ2500/160, талевого блока УТБ-5-170:

диаметр по дну канавки шкивов данного талевого блока 1000 мм;

расстояние между шкивами 150 мм.

Длина рабочих ветвей оснастки при рабочей высоте мачты 41 м составляет примерно 32...35 м.

Крестовая оснастка  $4 \times 5$ :

$$18 \frac{eR}{H} = 18 \cdot \frac{0,15 \cdot 1}{35} = 0,077.$$

Крестовая оснастка  $5 \times 6$ :

$$27 \frac{eR}{H} = 27 \cdot \frac{0,15 \cdot 1}{35} = 0,116.$$

Параллельная оснастка  $4 \times 5$ :

$$\frac{8R^2 + 10e^2}{H} = \frac{8 \cdot 1^2 + 10 \cdot 0,15^2}{35} = 0,235.$$

Параллельная оснастка  $5 \times 6$ :

$$\frac{10R^2 + 20e^2}{H} = \frac{10 \cdot 1^2 + 20 \cdot 0,15^2}{35} = 0,299.$$

Видно, что при параллельной оснастке левая часть полученных неравенств, а значит и восстанавливающий момент выше в 2,6—3 раза. Это объясняется тем, что при параллельной оснастке при повороте талевого блока струны отклоняются от вертикали больше, чем при крестовой.

Из неравенств (8), (9), (13) и (14) определим предельный коэффициент крутимости талевого ка-

ната  $K_8^{\text{пред}}$ , при котором возникает закручивание, и сравним его с номинальным значением. Таким образом, оценим степень устойчивости к закручиванию стандартной талевой системы, оснащенной канатом с номинальными характеристиками. В статье [3] приведены эмпирические коэффициенты крутимости для канатов двойной свивки с органическим сердечником. По отношению к диаметру каната коэффициент крутимости талевых канатов равен  $K_8 = 0,081$ , по отношению к диаметру проволок наружного слоя в талевом канате  $K_8 = 1,3$ .

Предельный коэффициент крутимости каната диаметром 32 мм (диаметр проволок наружного слоя 2,0 мм) равен

$$K_8^{\text{пред}} = 2,41 \dots 2,64 \text{ для крестовой оснастки } 4 \times 5;$$

$$K_8^{\text{пред}} = 2,89 \dots 3,16 \text{ для крестовой оснастки } 5 \times 6;$$

$$K_8^{\text{пред}} = 3,97 \dots 4,35 \text{ для параллельной оснастки } 4 \times 5;$$

$$K_8^{\text{пред}} = 4,21 \dots 4,61 \text{ для параллельной оснастки } 5 \times 6.$$

Расчет по полученным значениям показывает, что при параллельной оснастке предельный коэффициент крутимости каната возрастает на 46...65 %.

Приняв с достаточной точностью номинальный коэффициент крутимости талевых канатов по отношению к диаметру проволок наружного слоя равным  $K_8 = 1,3$ , можно видеть из полученных выше значений предельного коэффициента крутимости, что талевая система при приведенных условиях обладает некоторым запасом против закручивания. То есть закручивание произойдет, когда коэффициент крутимости каната будет выше номинального в 2—3 раза в зависимости от вида и кратности оснастки.

Из выражений (8), (9), (13) и (14) следует, что одним из параметров, оказывающим влияние на закручивание свободно подвешенного талевого блока, является расстояние  $e$  между шкивами на осях талевого и кронблока, которое наряду с диаметром шкивов является габаритным параметром талевого блока и кронблока. На рис. 6 показана зависимость допустимого коэффициента крутимости каната от параметра  $e$  при приведенных выше условиях.

На рисунке видно, что параллельная оснастка менее чувствительна к уменьшению расстояния между шкивами, чем крестовая. За счет большего отклонения струн при повороте блока для параллельной оснастки решающим параметром является радиус шкива. При крестовой оснастке закручи-

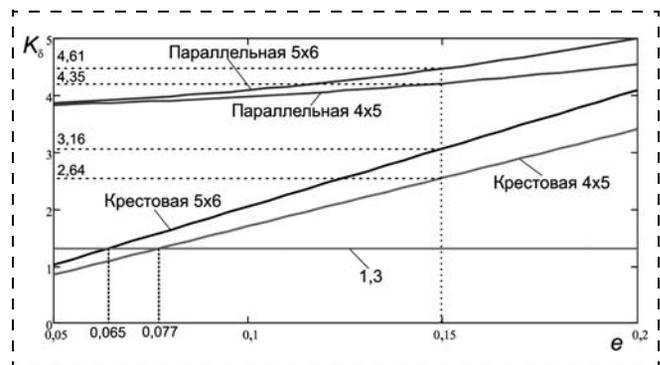


Рис. 6. Зависимость допустимого коэффициента крутимости каната от расстояния между шкивами в талевом и кронблоке

вание наиболее вероятно при уменьшении расстояния между шкивами до 0,065 м для оснастки  $5 \times 6$  и до 0,077 м для оснастки  $4 \times 5$ . При расстоянии между шкивами, равном 0,15 м, и номинальных параметрах крутимости каната обеспечивается "запас" против закручивания, равный 2...2,5 для крестовой и 4...4,5 для параллельной оснастки.

## Выводы

Применение крестовой оснастки талевых систем тяжелых буровых установок, пришедшей на замену параллельной, не исключает появление закручивания свободно подвешенного талевого блока при замене каната. Кроме того, расчеты показывают, что при параллельной оснастке суммарный восстанавливающий момент выше в 2,6—3 раза, чем при крестовой оснастке, за счет большего отклонения рабочих струн от вертикали при повороте талевого блока на критический угол.

Закручивание свободно подвешенного талевого блока возникает при превышении коэффициента крутимости каната в 2—4 раза относительно номинальной величины в зависимости от кратности и вида оснастки. При использовании канатов с повышенным моментом кручения решить проблему закручивания можно за счет перехода с крестовой оснастки на параллельную.

## Список литературы

1. Маньковский Г. И. Специальные способы сооружения стволов шахт. М.: Наука, 1965. 314 с.
2. Ольховиков Ю. П. Крепь капитальных выработок калийных и соляных рудников. М.: Недра, 1984. 238 с.
3. Малиновский В. А., Пригода А. А. К вопросу о крутильной жесткости и кручении стального каната // В сб. "Стальные канаты". Одесса: Астропринт, 2009. № 7. С. 22—35.

УДК 622.233:622.34.012.21.3:622.23.05.001.5

**В. Г. Бугаев**<sup>1</sup>, канд. техн. наук, директор, **С. П. Ереско**<sup>2</sup>, д-р техн. наук, проф., **И. В. Бугаев**<sup>1</sup>, инж.,  
<sup>1</sup> ООО "Тулсиб", <sup>2</sup> СибГАУ им. академика М. Ф. Решетнёва, г. Красноярск

E-mail: new\_lacoste@mail.ru

## Влияние режимных параметров на показатели эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах

---

*Представлены результаты экспериментальных исследований, отражающих комплексное влияние основных режимных параметров на показатель эффективности процесса режущего-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах. Получена линейная зависимость механической скорости бурения от частоты вращения инструмента и осевого усилия подачи для всех испытываемых диаметров буров. Выявлена степень влияния основных режимных параметров на показатель эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах. Установлены рациональные параметры режима режущего-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах, обеспечивающие высокие показатели эффективности в пределах 0,9...3,8 м/мин. Определен рациональный диапазон изменения основных режимных параметров бурения скважин от диаметра инструмента, структуры и прочности мерзлых грунтов. Рекомендовано рациональное значение удельного осевого усилия подачи на единицу длины режущей кромки инструмента в пределах 50...300 кН/м, обеспечивающего эффективное бурение скважин в различных мерзлых и вечномерзлых грунтах прочностью до VIII категории по СНиП.*

**Ключевые слова:** показатель эффективности — механическая скорость бурения, основные режимные параметры — частота вращения бура и осевое усилие подачи, твердосплавный буровой режущий инструмент, структура и прочность разбуриваемых мерзлых грунтов, удельная подача бура на оборот, удельное осевое усилие подачи на единицу длины режущей кромки, рациональные режимные параметры бурения скважин в мерзлых грунтах.

V. G. Bugaev, S. P. Eresko, I. V. Bugaev

## Influence of Regime Parameters on Indicators Efficiency of Process of Drilling of Wells in Frozen Soil

---

*Results of the pilot studies reflecting complex influence of the key regime parameters on an indicator of efficiency of process of rezhushche-rotary drilling of wells in frozen soil are presented. Linear dependence of mechanical speed of drilling on the frequency of rotation of the tool and axial effort of giving for all examinees of diameters of drills is received. Extent of influence of the key regime parameters on an indicator of efficiency of process of drilling of wells in frozen soil is revealed. Rational parameters of a mode of rezhushche-rotary drilling of wells in the frozen soil, providing high rates of efficiency within 0,9...3,8 m/min are established. Rational range of change of the key regime parameters of drilling of wells depending on diameter of the tool, structure and durability of frozen soil is determined. The rational size of specific axial effort of giving of per unit length cutting edge of the tool within 50...300 kN/m, providing effective drilling of wells in various frozen and permafrost soil with the durability up to VIII categories on Construction Norms and Regulations is recommended.*

**Keywords:** efficiency indicator — the mechanical speed of drilling, the key regime parameters — the frequency of rotation of the drill and axial effort of giving, the hard-alloy boring cutting tool, structure and durability of razburivayemy frozen soil, specific giving of the drill on a turn; specific axial effort of giving of per unit length cutting edge, rational regime parameters of drilling of wells in frozen soil.

Важнейшим показателем эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах является механическая скорость бурения. При режущем-вращательном способе бурения скважин механическая скорость зависит от многих факторов: основных режимных параметров — осевого усилия подачи на бур  $P_0$  и частоты его вращения  $n$ , диаметра, типа и

конструкции бурового режущего инструмента, физико-механических свойств разбуриваемых мерзлых грунтов, способа удаления продуктов разрушения из скважины и др.

В целях выявления комплексного влияния основных режимных параметров на показатели эффективности процесса режущего-вращательного

бурения скважин проводились экспериментальные исследования в лабораторных условиях на универсальном стенде вращательного действия. Опытное бурение скважин проводилось в искусственно приготовленных и замороженных образцах трех разновидностей однородных грунтов — глине, супеси и суглинке, буровым режущим инструментом диаметром 350 и 500 мм в натуральную величину и моделями буров диаметром 250, 325, 400, 500 мм, выполненных по методу физического моделирования в масштабе  $k_l = 2,0$  и  $2,5$ . Режущие кромки резцов и забурников при проведении исследований были практически в остром состоянии, ширина их площадок притупления не превышала 1 мм для натуральных буров и 0,5 мм для модельных буров всех диаметров.

В процессе проведения исследований измерение основных режимных параметров выполнялось тензометрическим методом с одновременной записью на осциллограмму осевого усилия и крутящего момента на буре, частоты его вращения и глубины бурения скважины. Для измерения осевого усилия и крутящего момента на буре использовался специально разработанный тензоэлемент, позволяющий разделить по величине указанные параметры. Механическая скорость бурения определялась расчетным способом путем измерения глубины пробуренной скважины в образце и отметок времени, одновременно зарегистрированных на осциллограмму в определенном масштабе. Частота вращения бура и осевое усилие подачи на бур также снимались с осциллограмм, а в процессе проведения опытов фиксировались с помощью контрольно-измерительных приборов на пульте управления стендом.

Одновременно с тензометрическими измерениями определялись температура и прочность образцов мерзлых грунтов, значения которых соответственно изменялись от  $-2,5$  до  $-13,5$  °C и от 50 до 450 ударов по динамическому плотномеру ДорНИИ (далее показатель  $C$ ). Влажность образцов мерзлых грунтов принималась аналогичной с влажностью грунтов естественного залегания и изменялась от 12,5 до 30 %.

Обработка полученных результатов экспериментальных исследований, исключение случайных данных и определение средних значений для одинаковых условий бурения осуществлялись известными методами математической статистики и теории вероятностей.

На базе полученных и обработанных экспериментальных данных построены графические зависимости, отражающие характер изменения по-

казателя эффективности от основных режимных параметров, диаметра бурового инструмента, структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Зависимости механической скорости бурения  $v$  от частоты вращения  $n$  инструмента при бурении мерзлых грунтов определенной структуры и прочности режущим буром диаметром 350 мм с различными осевыми усилиями подачи  $P_o$  показаны на рис. 1, а. Анализ этих зависимостей показывает, что с увеличением частоты вращения бурового инструмента при постоянных значениях осевого усилия подачи механическая скорость бурения скважин в мерзлых грунтах возрастала и линейная ее зависимость сохранялась в области всего эксперимента.

С увеличением частоты вращения  $n$  инструмента с 70 до 140  $\text{мин}^{-1}$ , т. е. в 2 раза, механическая скорость бурения  $v$  возрастала в 1,3—1,6 раза в зависимости от структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Это свидетельствует о значи-

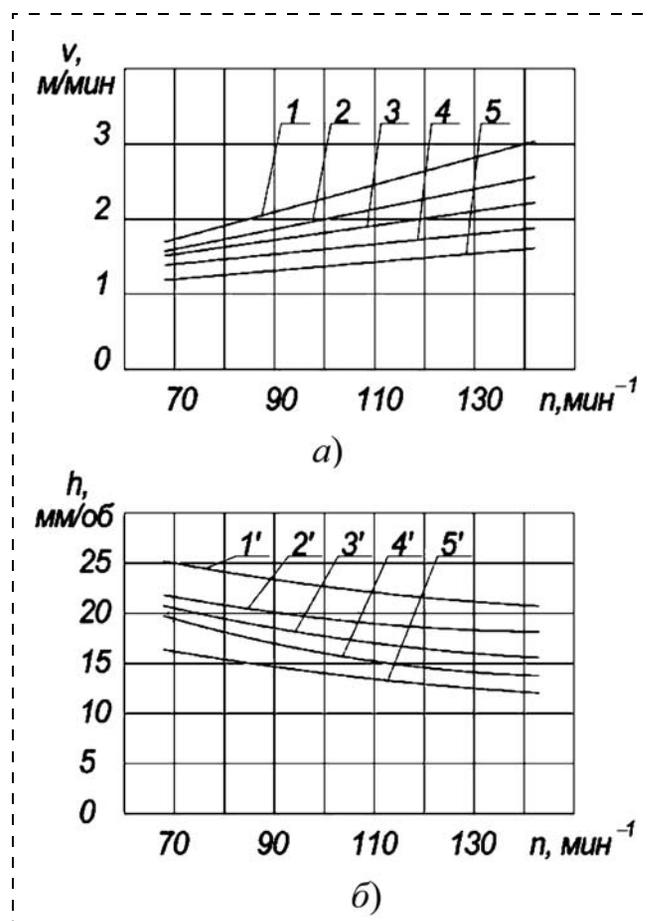


Рис. 1. Зависимости механической скорости бурения  $v$  (а) и удельной подачи  $h$  (б) от частоты вращения  $n$  бура диаметром 350 мм при различных значениях  $P_o$  и  $C$ :

1 и 1' —  $P_o = 20$  кН, глина  $C = 50...100$ ; 2 и 2' —  $P_o = 23$  кН, глина  $C = 100...150$ ; 3 и 3' —  $P_o = 25$  кН, супесь  $C = 100...150$ ; 4 и 4' —  $P_o = 28$  кН, супесь  $C = 150...200$ ; 5 и 5' —  $P_o = 38$  кН, суглинок  $C = 300...350$

тельном влиянии частоты вращения инструмента на показатель эффективности процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах. Наибольшие скорости бурения  $v$  получены при частоте вращения бура  $n = 140 \text{ мин}^{-1}$ , хотя оптимальных значений  $v$  достигнуто не было. Максимальная скорость бурения  $v = 3 \text{ м/мин}$  была получена при бурении глины прочностью  $C = 50...100$  ударов плотномера ДорНИИ. С увеличением прочности разбуриваемых мерзлых грунтов до  $C = 350$  ударов плотномера ДорНИИ происходило снижение максимальных значений скоростей бурения с  $3,0$  до  $1,7 \text{ м/мин}$ .

Графические зависимости  $h = f(n)$ , представленные на рис. 1, б, показывают, что удельная подача  $h$  с увеличением частоты вращения  $n$  бура плавно уменьшается с  $25,0$  до  $12,2 \text{ мм/об}$  в зависимости от структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Однако несмотря на такое резкое сниже-

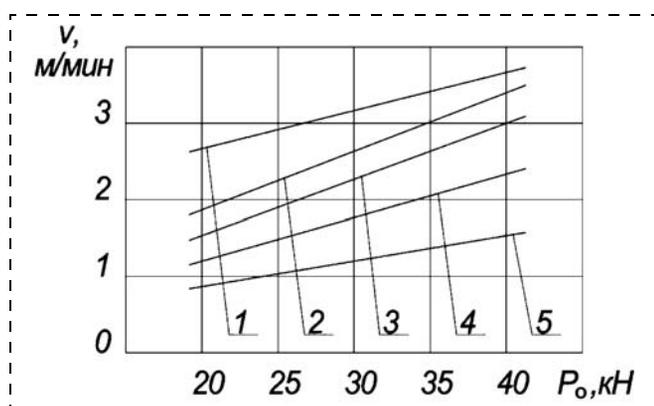


Рис. 2. Зависимости механической скорости бурения  $v$  от осевого усилия подачи  $P_0$  на бур диаметром 350 мм при различных значениях  $n$  и  $C$ :  
 1 —  $n = 130 \text{ мин}^{-1}$ , глина  $C = 50...100$ ; 2 —  $n = 120 \text{ мин}^{-1}$ , глина  $C = 100...150$ ; 3 —  $n = 110 \text{ мин}^{-1}$ , супесь  $C = 100...150$ ; 4 —  $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ , супесь  $C = 150...200$ ; 5 —  $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ , суглинок  $C = 300...350$

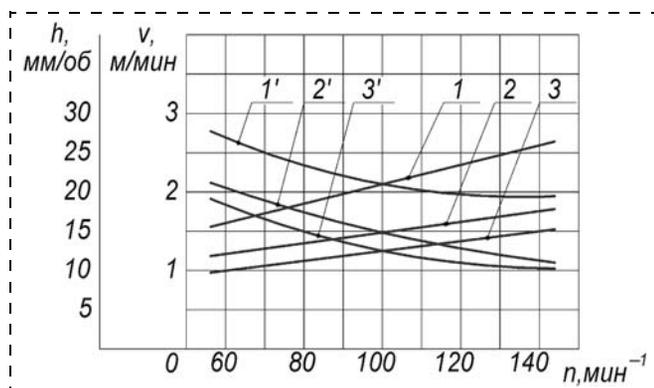


Рис. 3. Зависимости механической скорости бурения  $v$  и удельной подачи  $h$  от частоты вращения  $n$  бура диаметром 500 мм при различных значениях  $P_0$  и  $C$ :  
 1 и 1' —  $P_0 = 30 \text{ кН}$ , глина  $C = 50...100$ ; 2 и 2' —  $P_0 = 45 \text{ кН}$ , супесь  $C = 200...250$ ; 3 и 3' —  $P_0 = 55 \text{ кН}$ , суглинок  $C = 300...350$

ние (почти вдвое) удельной подачи  $h$  с увеличением частоты вращения  $n$  бура механическая скорость бурения увеличивается с  $1,26$  до  $3,0 \text{ м/мин}$  во всем диапазоне изменения значений  $n$ . Наибольшее увеличение удельной подачи  $h$  при уменьшении частоты вращения  $n$  бура получено при бурении малопрочных мерзлых грунтов, что приводит к существенному изменению показателя эффективности — механической скорости бурения  $v$ . Это позволило установить, что при бурении малопрочных мерзлых грунтов влияние частоты вращения  $n$  бура на удельную подачу  $h$  весьма существенно.

Графические зависимости  $v = f(P_0)$ , представленные на рис. 2, показывают, что с увеличением осевого усилия подачи  $P_0$  на бур при постоянной частоте его вращения  $n$  механическая скорость бурения  $v$  мерзлых грунтов линейно возрастала в области всего эксперимента, поскольку режущие кромки применяемого при исследованиях бурового инструмента, как уже отмечалось выше, находились практически в остром состоянии. С увеличением  $P_0$  с  $20$  до  $40 \text{ кН}$ , т. е. в 2 раза, механическая скорость бурения  $v$  возрастала в  $1,4$ — $2,0$  раза в зависимости от структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Это свидетельствует о весьма значительном влиянии осевого усилия подачи  $P_0$  на показатель эффективности процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах. Наибольшие скорости бурения  $v$  получены при осевом усилии подачи  $P_0 = 40 \text{ кН}$ , хотя оптимальных значений  $v$  также достигнуто не было. Максимальные значения скорости бурения  $v$  при этом усилии подачи изменялись в зависимости от частоты вращения  $n$  инструмента, структуры и прочности мерзлых грунтов от  $1,5$  до  $3,8 \text{ м/мин}$ , что свидетельствует о высокой эффективности процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах.

Результаты экспериментальных исследований процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах твердосплавным режущим инструментом диаметром 500 мм представлены на рис. 3 и 4. Анализ полученных графических зависимостей показывает, что характер изменения параметра  $v$  от основных режимных параметров такой же, как и при исследовании процесса режущим буром диаметром 350 мм, т. е. сохраняется линейная зависимость в области всего проведенного эксперимента.

При этом получены довольно высокие показатели механической скорости бурения  $v$ , значения которой с увеличением частоты вращения  $n$  инст-

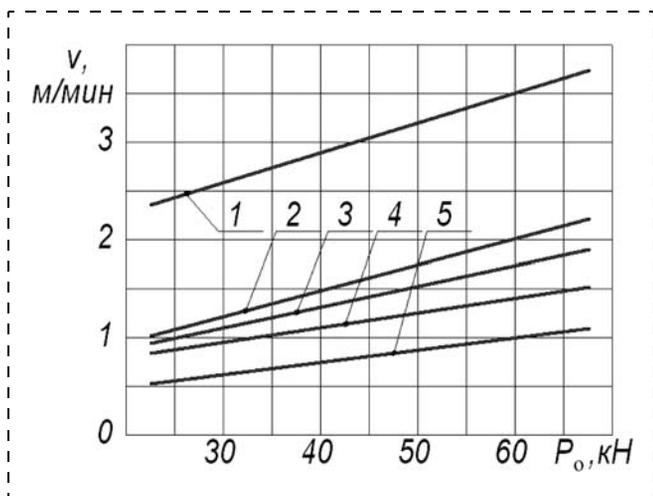


Рис. 4. Зависимости механической скорости бурения  $v$  от осевого усилия подачи  $P_0$  на бур диаметром 500 мм при различных значениях  $n$  и  $C$ :

1 —  $n = 130 \text{ мин}^{-1}$ , глина  $C = 50 \dots 100$ ; 2 —  $n = 110 \text{ мин}^{-1}$ , супесь  $C = 150 \dots 200$ ; 3 —  $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ , супесь  $C = 200 \dots 250$ ; 4 —  $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ , суглинок  $C = 300 \dots 350$ ; 5 —  $n = 60 \text{ мин}^{-1}$ , суглинок  $C = 400 \dots 450$

румента и осевого усилия подачи  $P_0$  в 2,35 раза возрастали в 1,4—2,0 раза в зависимости от структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Наибольшие скорости бурения  $v$  получены при частоте вращения инструмента  $n = 140 \text{ мин}^{-1}$  и осевом усилии подачи  $P_0 = 60 \text{ кН}$ , хотя оптимальных значений  $v$  также достигнуто не было. Максимальные значения скорости бурения  $v$  в зависимости от  $n$  и  $P_0$ , структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов изменялись от 1,0 до 3,5 м/мин, что также свидетельствует о высокой эффективности процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах. Хотя при этом показатели эффективности процесса бурения снизились на 10...15 % по сравнению с результатами опытного бурения скважин режущим инструментом диаметром 350 мм.

Удельная подача  $h$  на оборот (см. рис. 3) с увеличением частоты вращения  $n$  бурового инструмента плавно уменьшается с 25,3 до 10,7 мм/об в зависимости от структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов. Наиболее интенсивное снижение удельной подачи  $h$  на оборот наблюдается при бурении малопрочных мерзлых грунтов, что лишний раз подтверждает выявленное положение при бурении таких же грунтов твердосплавным режущим инструментом диаметром 350 мм.

Сравнивая степень влияния основных режимных параметров — частоты вращения  $n$  инструмента и осевого усилия подачи  $P_0$ , на интенсивность роста механической скорости бурения  $v$  можно отметить, что с увеличением каждого из них в 2 раза

скорость бурения  $v$  в среднем возрастает соответственно в 1,45 и 1,7 раза. Это позволяет сделать вывод о том, что при бурении различных мерзлых грунтов преимущественное влияние на рост скорости бурения скважин оказывает осевое усилие подачи  $P_0$ . Следовательно, главным параметром, определяющим скорость процесса бурения мерзлых грунтов резанием, является осевое усилие подачи  $P_0$ . Это заключение согласуется с результатами опытного бурения различных горных пород с коэффициентом крепости  $f \leq 8$  твердосплавными режущими долотами [1, 2].

Аналогично были проведены экспериментальные исследования процесса режуще-вращательного бурения моделями буров диаметром 250, 325, 400 и 500 мм в идентичных мерзлотно-грунтовых

Рациональные режимные параметры режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах

Диаметр бура, мм	Характеристики мерзлого грунта		Параметры режима бурения	
	Структура	Прочность $C$	Частота вращения бура $n$ , мин <sup>-1</sup>	Осевое усилие подачи $P_0$ , кН
350	Глина, супесь, суглинок	50...100	175...150	22,5...25
		100...150	140...110	25...30
		150...300	110...90	30...35
		300...400	90...80	35...40
500	Глина, супесь, суглинок	100...150	150...125	30...35
		100...150	120...100	35...40
		150...300	100...80	40...45
		300...400	80...70	50...55
650	Глина, супесь, суглинок	100...150	125...110	37,5...40
		100...150	100...80	40...45
		150...300	80...65	45...55
		300...400	65...60	55...70
800	Глина, супесь, суглинок	100...150	100...85	45...50
		100...150	80...65	50...60
		150...300	65...50	60...70
		300...400	50...45	70...85
1000	Глина, супесь, суглинок	100...150	75...65	50...55
		100...150	60...50	55...65
		150...300	50...40	65...80
		300...400	40...35	80...90
1250	Глина, супесь, суглинок	100...150	40...35	60...65
		100...150	35...30	65...75
		150...300	30...25	75...95
		300...400	25...20	95...115
1500	Глина, супесь, суглинок	100...150	20...16	100...120
		100...150		
		150...300		
		300...400		

условиях. Анализ полученных результатов исследований показал, что общие закономерности процесса режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах остаются аналогичными полученным при проведении исследований режущими бурами диаметром 350 и 500 мм в натуральную величину. Это подтверждается также результатами исследований, проведенных моделями коронок и долот при бурении мягких горных пород [1, 3].

На основании полученных и обработанных экспериментальных данных установлены рациональные сочетания параметров режима режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах

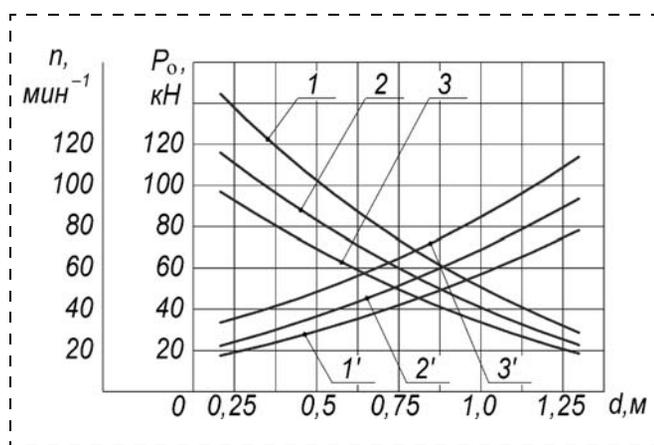


Рис. 5. Зависимости частоты вращения  $n$  и осевого усилия подачи  $P_0$  от диаметра бурового инструмента  $d$  при различных показателях прочности  $C$ :  
1 и 1' — глина  $C = 50...100$ ; 2 и 2' — супесь  $C = 200...250$ ; 3 и 3' — суглинок  $C = 300...350$

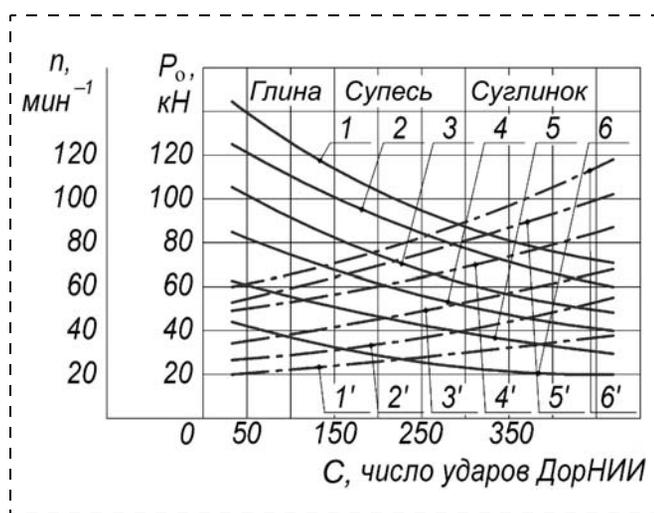


Рис. 6. Зависимости частоты вращения  $n$  и осевого усилия подачи  $P_0$  от прочности мерзлых грунтов при различных диаметрах бура:  
1...6 — частота вращения бура  $n$ ; 1'...6' — осевое усилие подачи на бур  $P_0$ ; 1 и 1' —  $d = 0,35$  м; 2 и 2' —  $d = 0,5$  м; 3 и 3' —  $d = 0,65$  м; 4 и 4' —  $d = 0,8$  м; 5 и 5' —  $d = 1,0$  м; 6 и 6' —  $d = 1,25$  м

определенной структуры и прочности, численные значения которых приведены в таблице. При этом максимальные значения механической скорости бурения  $v$  в зависимости от диаметра бурового инструмента, структуры и прочности мерзлых грунтов изменялись от 0,9 до 3,8 м/мин. Полученные высокие значения скорости бурения позволяют рекомендовать указанные в таблице рациональные режимные параметры при эксплуатации всех буровых, бурильно-крановых машин и оборудования вращательного действия.

На рис. 5 и 6 представлены графические зависимости основных параметров режима режуще-вращательного бурения от диаметра  $d$  бурового инструмента, структуры и прочности разбуриваемых мерзлых грунтов  $(n, P_0) = f(d, C)$  [4]. Из графических зависимостей  $(n, P_0) = f(d, C)$  и данных таблицы видно, что с увеличением диаметра бурового инструмента и прочности мерзлых грунтов частота вращения бура снижается, а осевое усилие возрастает, причем большему значению диаметра бурового инструмента и прочности мерзлого грунта соответствует меньшее значение частоты вращения бура и большее значение осевого усилия подачи и наоборот.

При изменении структуры и прочности мерзлых грунтов от 50 до 450 ударов по плотномеру ДорНИИ для одного и того же диаметра бура частота его вращения снижается в 2,5 раза, а осевое усилие подачи на бур возрастает в 2 раза. При увеличении диаметра бурового инструмента с 0,35 до 1,25 м для определенной структуры и прочности мерзлого грунта частота вращения бурового инструмента снижается примерно в 4 раза, а осевое усилие подачи на бур возрастает примерно в 3 раза.

По результатам опытного бурения мерзлых грунтов различной структуры и прочности построена зависимость удельного осевого усилия подачи  $P_{уд}$  на режущую кромку бура от показателя прочности  $C$  (рис. 7). Анализ этой зависимости показывает, что самое минимальное значение  $P_{уд}$ , равное 50 кН/м, необходимо и достаточно для эффективного бурения мерзлых грунтов прочностью  $C = 50...100$  ударов по плотномеру ДорНИИ. С повышением прочности мерзлых грунтов до  $C = 500$  ударов по плотномеру ДорНИИ  $P_{уд}$  возрастает до 125 кН/м. Указанные удельные осевые усилия подачи позволяют получать гарантированную величину подачи  $h$  бура на оборот в пределах 25,3...10,7 мм/об или толщину снимаемой стружки крупного скола, что свидетельствует об объемном разрушении мерзлых грунтов в процессе их опытного бурения.

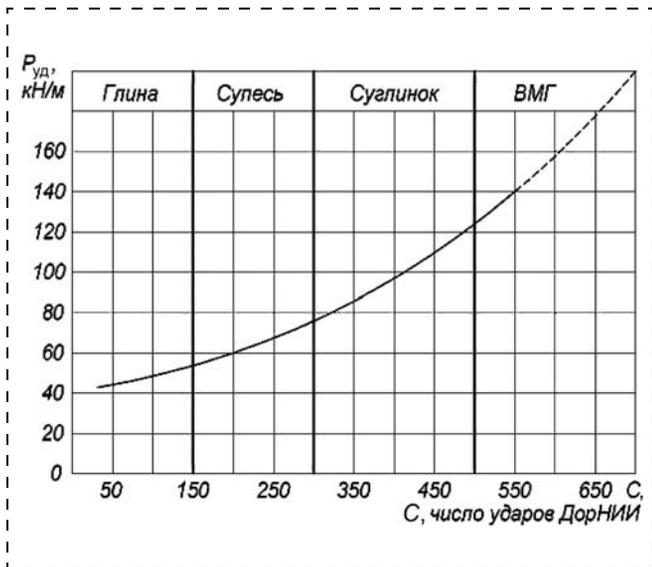


Рис. 7. Зависимость удельного осевого усилия подачи  $P_{уд}$  на режущую кромку бура от прочности мерзлого грунта  $C$

Вместе с тем характер полученной графической зависимости позволяет путем экстраполяции установить, что для обеспечения эффективного бурения вечномерзлых грунтов (ВМГ) прочностью до  $C = 700$  ударов по плотномеру ДорНИИ [5] удельное осевое усилие подачи  $P_{уд}$  может возрасти до 200 кН/м. По сравнению с мерзлыми и вечномерзлыми грунтами для эффективного бурения горных пород с коэффициентом крепости  $f \leq 6$  существующими станками СБР и режущими долотами удельные осевые усилия подачи на лезвие реза рекомендуются в пределах 100...300 кН/м [2]. Это связано с более высокой сопротивляемостью горных пород разрушению в процессе бурения по сравнению с мерзлыми и вечномерзлыми грунтами. Из изложенного следует, что для эффективного бурения различных мерзлых и вечномерзлых грунтов однородных, с гравийно-галечниковыми включениями и слабыми скальными прослойками прочностью до VIII категории по СНиП удельные осевые усилия подачи  $P_{уд}$  на режущую кромку бура можно рекомендовать в пределах 50...300 кН/м.

Применив, таким образом, методы физического моделирования и тензометрирования, экспериментальным путем установлены рациональные параметры режима режуще-вращательного бурения скважин в мерзлых грунтах твердосплавным режущим инструментом диаметрами 0,35...1,25 м, обеспечивающие максимальные скорости бурения от 0,9 до 3,8 м/мин. Численные значения осевых усилий подачи оказались достаточными для вне-

дрения бурового инструмента в мерзлый грунт на величину, обеспечивающую их объемное разрушение (см. рис. 1, б и 3), о чем свидетельствовала также толщина стружки крупного скола, выносимой шнеком с забоя скважины в процессе опытного бурения. Использование метода физического моделирования для исследования процесса режуще-вращательного бурения на образцах мерзлых грунтов режущим инструментом уменьшенного диаметра позволяет оперативно, с большой достоверностью и в значительном диапазоне изменения физико-механических свойств мерзлых грунтов изучать взаимосвязи между показателями эффективности и параметрами режима бурения, определять их рациональные значения и оценивать целесообразность их применения в тех или иных мерзлотно-грунтовых условиях.

\*\*\*

В результате проведенных экспериментальных исследований:

- выявлена степень влияния основных режимных параметров на показатель эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах, главным из которых является осевое усилие подачи  $P_о$  на инструмент;
- установлены рациональные параметры режима бурения скважин в мерзлых грунтах, которые могут быть с успехом использованы при эксплуатации буровых и бурильно-крановых машин и рекомендованы при создании буровых машин нового поколения;
- рекомендован рациональный диапазон удельного осевого усилия подачи на единицу длины режущей кромки инструмента в пределах  $P_{уд} = 50...300$  кН/м для эффективного бурения скважин в различных мерзлых и вечномерзлых грунтах прочностью до VIII категории по СНиП.

#### Список литературы

1. Алимов О. Д., Дворников Л. Т. Бурильные машины. М.: Машиностроение, 1976. 295 с.
2. Симкин Б. А., Кутузов Б. Н., Буткин В. Д. Справочник по бурению на карьерах. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 224 с.
3. Козловский Е. А. Оптимизация процесса разведочного бурения. М.: Недра, 1975. 303 с.
4. Бугаев В. Г., Ереско С. П. Буровой режущий инструмент. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. 276 с.
5. Растегаев И. К. Разработка мерзлых грунтов в северном строительстве. Новосибирск: ВО Наука, 1992. 351 с.

УДК 622.684:629.114.4

**И. В. Зырянов**, д-р техн. наук, зам. директора по науке, **А. И. Цымбалова**, науч. сотр.,  
Институт "Якутнипроалмаз" АК "АЛРОСА", г. Мирный

E-mail: ZyryanovIV@alrosa.ru

## Испытания CAT-740B на крутонаклонных съездах карьера "Удачный" АК "АЛРОСА"

*Для подтверждения возможности использования шарнирно-сочлененных самосвалов CAT-740B на крутонаклонных съездах карьера "Удачный", отстроенных согласно проектному решению, были проведены опытно-промышленных испытания. Исследуемые параметры — температуры нагрева тормозной, охлаждающей, гидравлической систем и трансмиссии.*

*Проведенные в условиях карьера "Удачный" испытания показали способность CAT-740B безопасно транспортировать горную массу по крутонаклонным съездам с уклоном от 10 до 24 % с загрузкой, близкой к номинальной, при этом исследуемые параметры находились в допустимых пределах.*

**Ключевые слова:** шарнирно-сочлененный самосвал, крутонаклонный съезд, уклон, температурные параметры.

I. V. Zyryanov, A. I. Tsymbalova

## Testing CAT-740B on Steeply Inclined Ramps of Open Pit "Udachny" of "ALROSA" OJSC

*In order to confirm possibility of employing articulated dump trucks CAT-740B on steeply inclined ramps of open pit "Udachny", developed according to design solution, experimental-industrial testing was performed. Parameters of investigations — temperatures of braking, cooling, hydraulic systems' and transmission heating.*

*Carried out in conditions of open pit "Udachny" testing demonstrated ability of CAT-740B to transport mined rock safely along steeply inclined ramps of 10 to 24 % gradient with load close to nominal, and parameters of investigation were within permissible limits.*

**Keywords:** articulated dump truck, steeply inclined ramp, gradient, temperature parameters.

Сырьевая база алмазодобывающей Акционерной Компании "АЛРОСА" представлена рядом кимберлитовых месторождений, расположенных в северо-западном регионе Республики Саха (Якутия).

За последние годы горно-технические условия при отработке коренных алмазоносных месторождений Якутии значительно изменились. Границы открытых горных работ существенно расширились. Например, в проектном решении предельная глубина эффективной добычи открытым способом для карьера "Удачный" определена в 645 м.

В целях повышения полноты извлечения полезного ископаемого с минимальным объемом вскрышных пород институтом "Якутнипроалмаз" АК "АЛРОСА" в 2008 г. предложена схема отработки карьеров с применением вскрытия его нижней части трассами крутого уклона. При доработке карьера "Удачный" подъем горной массы с нижних горизонтов по крутонаклонному съезду до пере-

грузочной площадки на отметках +70 (2013 г.), –30 (2014 г.) должен выполняться шарнирно-сочлененными самосвалами (ШСС) с колесной формулой 6 × 6. Далее горная масса перегружается в большегрузные самосвалы CAT-785 грузоподъемностью 136 т и доставляется на поверхность.

Проектом по доработке карьера принята модель CAT-740B.

### Технические характеристики и эксплуатационные параметры CAT-740B с колесной формулой 6 × 6

Номинальная нагрузка, т	39,5
Масса без груза, т	34,3
Общая масса, т	73,8
Объем кузова геометрический, м <sup>3</sup>	18,5
Объем кузова с задним бортом "с шапкой" по SAE 2:1*, м <sup>3</sup>	25,5
Длина, м	11
Ширина (по зеркалам), м	4,160

\* SAE — Society of Automotive Engineers — Сообщество автомобильных инженеров.

Параметры крутонаклонного съезда

Участок дороги в отметках	Уклон, %	Протяженность, м
-45...-95	23,7	211
-95...-155	22,9	263
-155...-170	10	160
-170...-215	14	319
-215...-260	15	303
-260...-255	10	50
-255...-270	12	125
-270...-320	10	500

Машина предназначена для работы в условиях бездорожья, на крутых продольных и поперечных уклонах и сложной местности. Самосвал имеет дизельный шестицилиндровый двигатель с электронной системой впрыска топлива в цилиндры, которая облегчает его запуск; автоматическую семиступенчатую коробку передач с электронным управлением; колесную формулу 6 × 6, три тормозных системы — рабочая, стояночная и тормоз-замедлитель, обеспечивающий дополнительное тормозное усилие при движении машины под уклон (на спуск). Также имеется механизм межосевой блокировки (одновременно всех трех мостов) и колесной блокировки (одновременно шести колес), необходимый для достижения максимального сцепления с грунтом при преодолении подъема. В целях исключения просыпей на больших уклонах машина укомплектована задним бортом.

В соответствии с требованиями действовавшего в 2008 г. СНиП [1] наибольший продольный уклон дорог с твердым покрытием для движения по ним самосвалов с колесной формулой 6 × 6 составлял 15...17 %. На карьерных дорогах категории III-к со сроком действия до 1 года в направлении движения грузов в сторону подъема допускается увеличивать уклон на 3 % по сравнению с приведенным выше, т. е. допустимый уклон составит 18...20 %.

Для обоснования безопасных геометрических параметров конструкции транспортных съездов ИГД УрО РАН (г. Екатеринбург) по заданию Компании были проведены исследования по определению рационального уклона для ШСС в карьере "Удачный" и разработаны Временные рекомендации по безопасной эксплуатации шарнирно-сочлененных самосвалов на крутых уклонах на горных работах АК "АЛРОСА" (ОАО), согласованные Управлением Государственного горного и металлургического надзора.

С учетом результатов выполненных исследований параметры крутонаклонного съезда, принятые в проектом решении по доработке карьера "Удачный", составили значения, приведенные в табл. 1.

План и профиль съезда представлены на рис. 1 и 2. Принятые уклоны не противоречат действующим в настоящее время СП 37.13330.2012 [2], согласно которым для самосвала с колесной формулой 6 × 6 допускается значение продольного уклона дорог в соответ-

ствии с рекомендациями завода-изготовителя и типа дорожного покрытия.

Разработанные ИГД УрО РАН рекомендации следовало подтвердить опытно-промышленными испытаниями самосвала САТ-740В в конкретных условиях, на крутых уклонах карьера "Удачный".

Один из таких съездов (горизонты от -45 до -170 м) с продольным уклоном от 10,0 до 23,7 % к 2012 г. был уже отстроен.

В предверии эксперимента институт "Якутнипроалмаз" разработал Методику проведения испытаний САТ-740В в Удачнинском ГОКе АК "АЛРОСА". Согласно Методике, работоспособность самосвала САТ-740В оценивается способностью транспортировать горную массу с номинальной загрузкой по крутонаклонным съездам при различных погодных условиях, в том числе и после дождя, в пределах допустимых технических параметров машины (температуры нагрева тормозной, охлаждающей, гидравлической систем и трансмиссии).

В конце 2011 г. ШСС САТ-740В доставлен в Удачнинский ГОК и в январе 2012 г. поступил

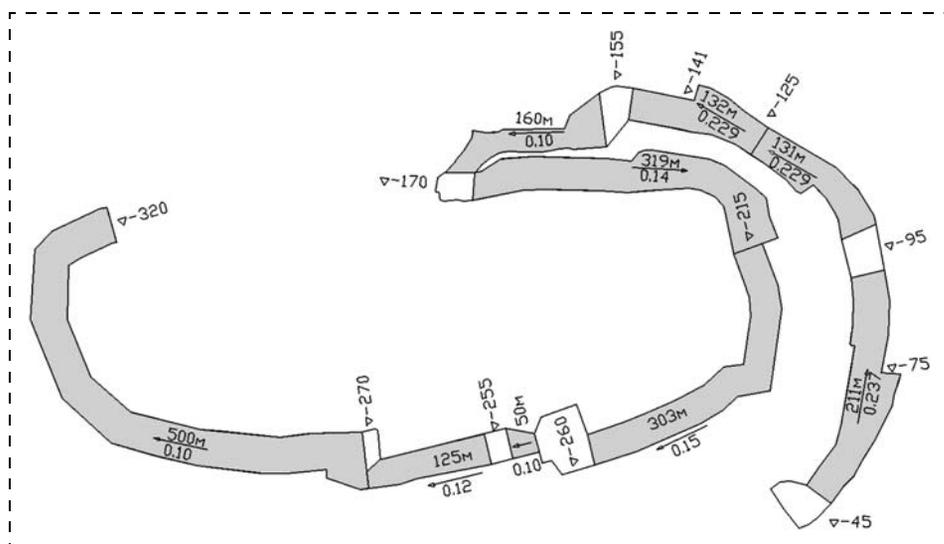


Рис. 1. План крутонаклонного съезда в карьере "Удачный"

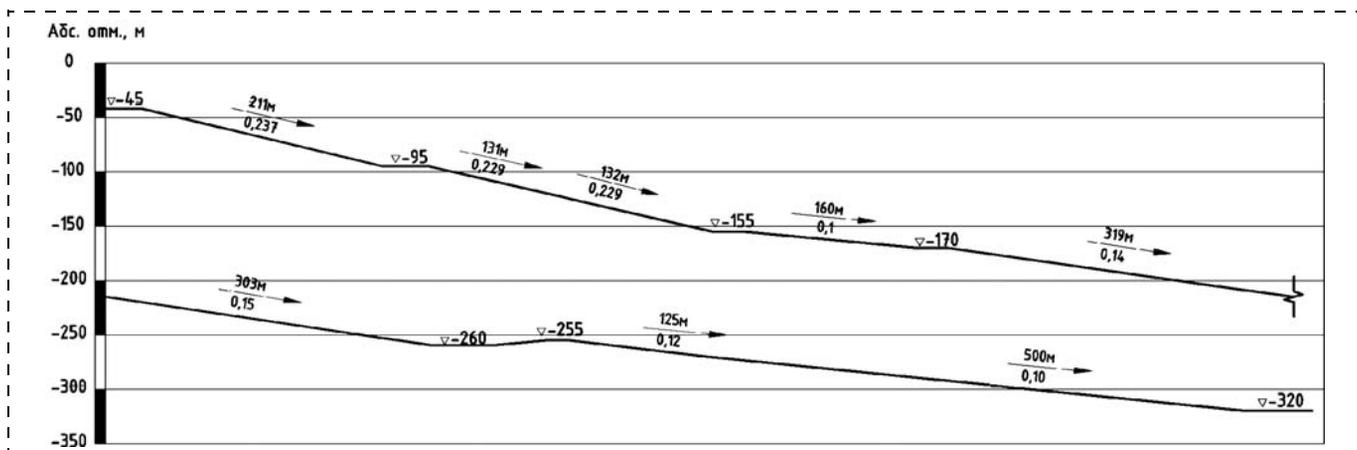


Рис. 2. Профиль крутонаклонного съезда в карьере "Удачный"

в эксплуатацию. Перед испытаниями совместно с представителями ООО "Восточная техника" — фирмой-поставщиком ШСС — было проведено обучение операторов ШСС с учетом конструктивных особенностей автомобиля, в том числе при движении по крутонаклонным съездам. САТ-740В обеспечили экипажем из четырех человек.

Испытания проводились с 17 января по 30 июля 2012 г. Температура наружного воздуха находилась в диапазоне от  $-42$  до  $+27$  °С. Режим работы операторов — двухсменный по 12 ч. В процессе эксплуатации самосвала велось накопление данных (в форме отчетов) для определения основных технико-эксплуатационных показателей работы.

**Основные технико-эксплуатационные показатели работы САТ-740В с 17 января по 30 июля 2012 г.**

Автодни в хозяйстве	197
Автодни в работе	132,2
Автодни в ремонте	13
Пробег, км	19197
Пробег с грузом, км	8606
Объем грузоперевозок, тыс. т	93,9
Грузооборот, тыс. ткм	272,1
Коэффициенты:	
технической готовности (КТГ)	0,93
использования парка (КИП)	0,67
использования грузоподъемности	0,86
Среднетехническая скорость, км/ч	16,8
Среднее расстояние перевозок, км	2,9
Удельный расход топлива, г/ткм	142,5

Следует заметить, что САТ-740В использовался на различных работах: транспортировал вскрышу и руду карьера "Удачный" в основном по съездам с традиционными для кимберлитовых карьеров Западной Якутии уклонами 8...10 %, руду карьера "Зарница" и щебень, доля которых от общего объема перевозок составила: вскрыша — 70 %, руда — 4 %, щебень — 26 %.

Как видно в приведенных технико-эксплуатационных показателях, машина характеризуется

достаточно высоким показателем надежности — коэффициент технической готовности составил 0,93. Причины схода с линии и нахождения в ремонтной зоне связаны с проведением регламентных работ, технического обслуживания. Основные причины простоев в исправном состоянии — организационные и проведение ТО-1.

Средняя загрузка ШСС за отчетный период составила 34 т. Погрузка производилась экскаваторами ЭКГ-10, Liebherr R-9350 и Komatsu H-135 S с ковшами вместимостью соответственно 10, 13,5 и 8,5 м<sup>3</sup>.

В период проведения опытно-промышленных испытаний водителем (экипажем) самосвала не были зафиксированы случаи превышения пределов допустимых значений температурных параметров тормозной, гидравлической, охлаждающей систем и трансмиссии, а также других неисправностей.

В соответствии с Методикой специально созданной комиссией была оценена работоспособность основных систем самосвала по температурному параметру на крутонаклонных съездах при различных погодных условиях (табл. 2).

При первом испытании в зимний период загрузка самосвала составила 33 т (см. табл. 2). Повторный эксперимент при отрицательной температуре показал, что повышение загрузки ШСС до значения 38 т ведет к увеличению просыпей, что недопустимо (обусловлено ценностью руды). Опыт эксплуатации показал, что целесообразно использование погрузчика, форма ковша которого является более рациональной, чем у экскаватора, с точки зрения геометрии кузова.

В целях определения работоспособности основных узлов самосвала дальнейшие эксперименты были проведены в летний период по очень влажной поверхности дорожного полотна — в условиях, аналогичных имеющимся после выпадения осад-

Таблица 2

Условия проведения экспериментов по оценке работоспособности основных систем самосвала на крутонаклонных съездах карьера "Удачный"

Номер эксперимента	Условия					
	Температура окружающей среды, °С	Перевозимая порода	Состояние дорожного покрытия	Плотность перевозимой породы, т/м <sup>3</sup>	Загрузка, т	Погрузочное средство
1	-20 (февраль)	Вскрыша	Соответствует сезону года	2,56	33	ЭКГ-10 (10 м <sup>3</sup> )
2	-37 (февраль)				37,7	R-9350 (13,5 м <sup>3</sup> )
3	+13 (июнь)		Очень влажное		38	ЭКГ-10
4	+26...+27 (июль)	Руда	Сухое	2,62	38	H-135S (8,5 м <sup>3</sup> )

ков в виде дождя и при температуре окружающей среды  $t = +26...+27$  °С с загрузкой 38 т.

Испытания показали, что технические возможности САТ-740В обеспечивают его безопасную эксплуатацию на крутонаклонных съездах карьера "Удачный" при различных погодных условиях с загрузкой, близкой к номинальной. При этом исследуемые параметры — температура тормозной, гидравлической, охлаждающей систем и трансмиссии находились в допустимых пределах (рис. 3). О допустимости той или иной системы можно судить по столбику-индикатору, расположенному в левой части каждого кадра. Верхняя часть столбика — красная, нижняя — зеленая. На всех кадрах стрелки расположены напротив зеленой части индикатора, что свидетельствует о допустимости



Рис. 3. Максимальные фактические значения температуры масла различных систем САТ-740В:

гидравлической системы (левый верхний сегмент); системы охлаждения (левый нижний сегмент); в рулевом управлении (правый верхний сегмент); гидротрансформатора (правый нижний сегмент)

температуры всех систем. При движении грузового САТ-740В на подъем и на спуск тормозная система работала надежно, пробуксовка (проскальзывания колес) не наблюдалась.

Самосвалом САТ-740В управляли операторы, ранее работавшие на САТ-785 грузоподъемностью 136 т с колесной формулой 4 × 2. По экспертной оценке, ШСС по сравнению с большегрузной машиной имеет преимущества по уровню комфорта в кабине. Такие показатели, как тяговые и тормозные свойства машин, информационность дисплея оценены как равноценные. Адаптация операторов к управлению ШСС прошла достаточно быстро. Опытная эксплуатация показала, что в целях защиты кабины машины на случай падения камней как с бортов карьера, так и в процессе ее погрузки необходим козырек. По согласованию с представителями ООО "Восточная техника" на самосвал было установлено защитное устройство, изготовленное в Удачинском ГОКе.

### Выводы

1. Проведенные в условиях Удачинского ГОКа эксперименты показали способность ШСС САТ-740В безопасно транспортировать горную массу с загрузкой, близкой к номинальной, по крутым съездам с уклоном до 24 % при различных погодных условиях (зимних, летних, в том числе по очень влажной поверхности дорожного полотна), при этом температуры нагрева тормозной, охлаждающей, гидравлической систем и трансмиссии находились в допустимых пределах.

2. В целях увеличения использования грузоподъемности самосвала при условии недопущения просыпей рекомендуется использование погрузочного средства с соотношением вместимости ковша и кузова не менее 1:4. Предпочтение следует отдать погрузчику, форма ковша которого является более рациональной, чем у экскаватора с точки зрения геометрии кузова.

3. Для повышения безопасности оператора рекомендуется приобретать самосвалы, оборудованные устройством для защиты кабины на случай падения камней как с бортов карьера, так и в процессе погрузки машины.

4. В течение периода опытно-промышленных испытаний самосвал САТ-740В характеризуется достаточно высоким показателем надежности — коэффициент технической готовности составил 0,93.

### Список литературы

1. СНИП 2.05.07—91. Промышленный транспорт.
2. СП 37.13330.2012. Промышленный транспорт.

УДК 621.785.5

**В. И. Колмыков**, д-р техн. наук, проф., **В. В. Горожанкин**, преп., **Д. Н. Романенко**, канд. техн. наук, доц., ЮЗГУ, г. Курск

E-mail: svarka-kstu@mail.ru

## Повышение долговечности корпусов шнековых буровых долот химико-термической обработкой

*Показано, что высокотемпературная нитроцементация шнековых буровых долот из легированных хромомарганцевых сталей позволила повысить их долговечность по сравнению с долотами, армированными твердосплавными вставками, более чем в 4 раза за счет более полного использования металла корпуса. При этом нитроцементация в высокоактивной насыщающей среде обеспечила образование поверхностных диффузионных слоев с большим количеством твердых карбонитридных включений типа легированного цементита, что обусловило высокую износостойкость и самозатачиваемость долот в процессе работы.*

**Ключевые слова:** долговечность, шнековые буровые долота, химико-термическая обработка, упрочнение, твердость.

V. I. Kolmykov, V. V. Gorozhankin, D. N. Romanenko

## Increase of Durability of Shnekovs Cases of Boring Chisels by Chemical Heat Treatment

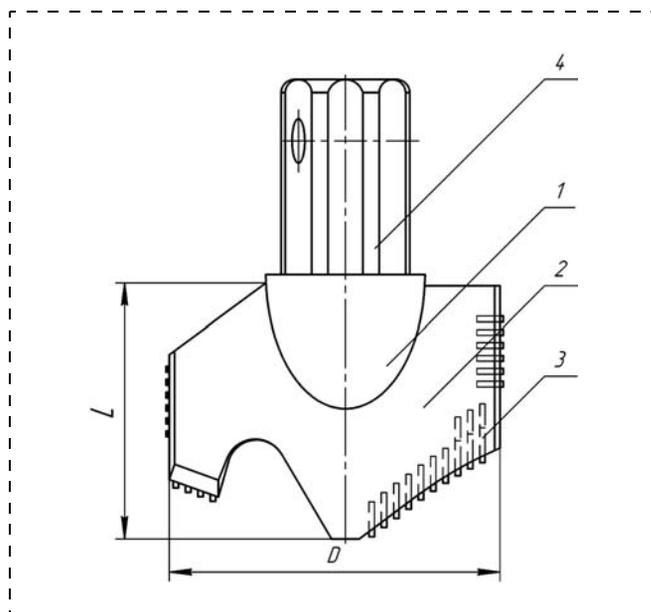
*It is shown that high-temperature nitro cementation of shnekovy boring chisels from alloyed hromomargantsevy staly allowed to increase their durability, in comparison with the chisels reinforced by hard-alloy inserts, more than by 4 times at the expense of fuller use of metal of the case. Thus nitro cementation in the highly active sating environment provided formation of superficial diffusive layers with a large number of firm tsementitny inclusions that caused high wear resistance and a samozatachivayemost of chisels in the course of work.*

**Keywords:** durability, shnekovy boring chisels, chemical heat treatment, hardening, hardness.

Шнековые буровые долота широко используются для бурения геофизических, гидрогеологических и других скважин в горных породах до IV категории буримости [1, 2]. Буровые долота в больших количествах выпускает ряд специализированных заводов, но потребность в них не удовлетворяется, в основном, из-за их низкой стойкости.

Традиционно шнековые буровые долота армируются по режущей части твердосплавными пластинками или стержневыми вставками, которые соединяются со стальным корпусом пайкой твердыми припоями (рис. 1). Корпус долота (обычно неупрочненный) в процессе работы интенсивно изнашивается, армирующие элементы обнажаются, ломаются или выпадают.

Это является существенным недостатком долот такого типа, так как они теряют работоспособность уже при весьма небольшом износе корпуса (несколько миллиметров) и оставшийся запас металла не используется. Это приводит к большому расходу



**Рис. 1.** Буровое долото типа ДРШ (долото режущее шнековое): 1 — корпус; 2 — лопасть; 3 — армирующие элементы; 4 — хвостовик,  $D$  и  $L$  — соответственно диаметр и высота режущей части (ДРШ-151 —  $D = 151$  мм; ДРШ-198 —  $D = 198$  мм)

бурового инструмента и к заметному удорожанию стоимости буровых работ.

Иногда для повышения износостойкости и самозатачиваемости шнековых буровых долот в процессе работы их упрочняют по рабочим поверхностям наплавкой высоколегированными наплавочными материалами высокой твердости на железной основе (релит, вокар, сормайт и др.) [3]. Этот способ приводит к некоторому повышению долговечности долот, однако также имеет недостатки, которые ограничивают его широкое использование. К таким недостаткам следует отнести сложную и весьма трудоемкую технологию предварительной механической обработки (подготовки под наплавку) и самой наплавки, а также недостаточно прочную связь с основной и высокую хрупкость наплавленных покрытий.

Таким образом, можно констатировать, что традиционные способы упрочнения шнековых буровых долот по тем или иным причинам не обеспечивают требуемой высокой долговечности и, к тому же, отличаются высокой трудоемкостью и дороговизной. Между тем имеется возможность замены твердосплавного армирования и износостойкой наплавки режущих частей шнековых буровых долот поверхностным упрочнением методами химико-термической обработки, при которых на поверхности стали получают глубокие диффузионные слои со структурами, идентичными металлокерамическим твердым сплавам (типа ВК) и износостойким наплавкам [4].

Для получения таких слоев, обладающих высокой износостойкостью, должны быть выполнены два условия: сталь должна быть легирована карбидообразующими элементами, главным образом хромом, а насыщающая среда должна обладать повышенной активностью для обеспечения на поверхности сталей заэвтектоидных концентраций углерода.

Эксперименты показали, что оптимальная система легирования стали для буровых долот должна включать хром, марганец и ванадий (или титан) [5]. Хром способствует образованию включений избыточной твердой фазы (карбидов) в мелкодисперсной форме, марганец — интенсивному росту карбидов при науглероживании стали, а ванадий (или титан) препятствует росту зерна при высокотемпературной химико-термической обработке. Кроме того, названные легирующие элементы обеспечивают глубокую прокаливаемость долотной стали, обеспечивая закалку массивных долот с сечением рабочих частей до 50 мм и понижают по-

рог хладноломкости, что имеет важное значение для долот, работающих в условиях вечной мерзлоты.

Традиционная цементация мало подходит для получения диффузионных слоев с большим количеством избыточных карбидов, так как обычно используемые карбюризаторы (твердые и тем более, газовые) имеют недостаточные углеродные потенциалы для насыщения поверхностных слоев стали до заэвтектических содержаний углерода (большого содержания карбидной фазы на поверхности).

Нами предлагается для таких целей применить нитроцементацию с использованием пастообразного карбюризатора высокой активности с азотсодержащими компонентами. Оптимальный состав этого карбюризатора следующий (% масс): аморфный углерод (сажа ДГ-100) — 70; железосинеродистый калий  $K_4Fe(CN)_6$  — 15; углекислый барий  $BaCO_3$  — 15; пастообразователь нитролак НЦ-222. Введение в состав карбюризатора азотсодержащих компонентов ( $K_4Fe(CN)_6$  и НЦ-222) позволяет значительно уменьшить температуру и длительность процесса, поскольку, как известно, азот, диффундирующий в сталь совместно с углеродом, повышает коэффициент диффузии последнего и увеличивает скорость насыщения [6].

Две партии опытных буровых долот типа ДРШ (без армирующих твердосплавных элементов) из хромомарганцеванадиевых сталей 35ХГФ и 35ХЗГ2Ф подвергали нитроцементации в шахтной печи Ц-105 при температуре 880 °С в течение 8 ч. Передние и боковые поверхности долот (где традиционно предусматривалось твердосплавное армирование) покрывали азотисто-углеродной пастой, а в реторту печи подавали синтин в количестве 150 кап/мин и триэтанолламин (азотсодержащую жидкость) в количестве 30 кап/мин.

В результате такой обработки на поверхности долот из обеих сталей образовались глубокие (2,2...2,5 мм) диффузионные слои с большим содержанием карбонитридных включений цементитного типа в структуре (рис. 2).

После нитроцементации долота закаливали в масле непосредственно с нитроцементационного нагрева и отпусками при 180 °С в течение 4 ч. После такой обработки твердость  $H_{\mu}$  нитроцементованных поверхностей долот из обеих сталей составляла 1000...1100. Последней операцией при изготовлении опытных буровых долот была заточка их режущих лопастей по задним поверхностям.

Распределение микротвердости по глубине нитроцементованных слоев сталей 35ХГФ и 35ХЗГ2Ф после закалки, определенное на темплетях, выре-

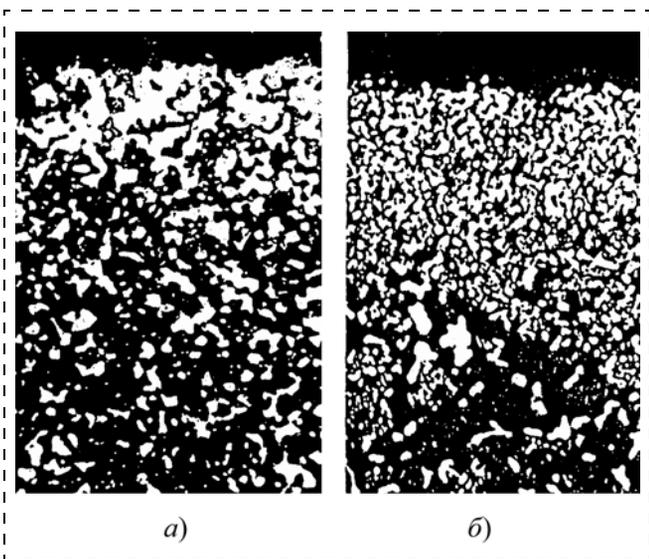


Рис. 2. Микроструктуры ( $\times 200$ ) карбонитридных зон на поверхности нитроцементованных слоев долотных сталей 35XГФ (а) и 35X3Г2Ф (б): светлые включения — карбонитриды типа  $(Fe, Cr)_3(C, N)$ ; темная матрица между ними твердый раствор — азотистый (0,3 %N) аустенит

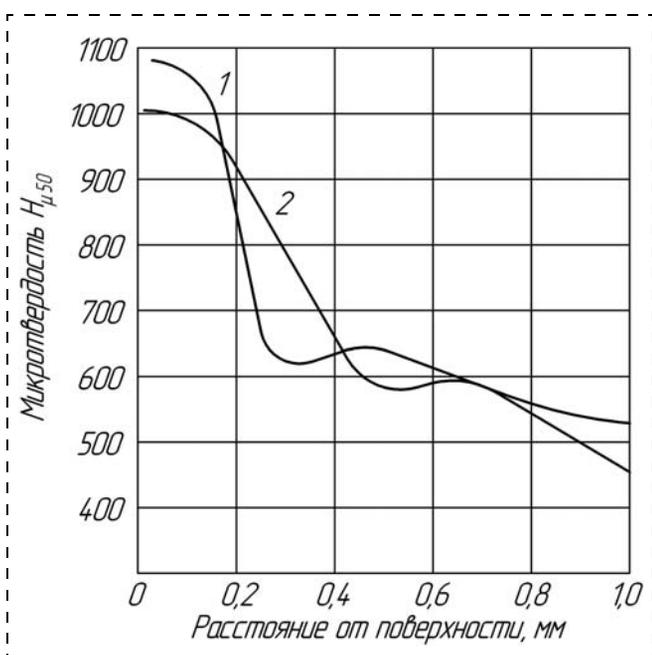


Рис. 3. Распределение микротвердости по сечению рабочих частей нитроцементованных долот из различных сталей: 1 — сталь 35X3Г2Ф; 2 — сталь 35XГФ

занных из опытных буровых долот, имеет весьма сложный характер (рис. 3). Эти кривые имеют два экстремума — непосредственно у поверхности и на некотором расстоянии от нее. Максимум твердости у поверхности совпадает с максимальным содержанием карбидной фазы в структуре, положение второго экстремума микротвердости совпадает с окончанием карбидной зоны, образовавшейся при нитроцементации, и обусловлено образованием мартенсита закалки. Далее по всему сечению микротвердость остается практически постоянной  $\sim H_{\mu 50}$ . Переход от нитроцементованного слоя к сердцевине очень плавный, темной составляющей ни в нитроцементованном слое, ни в переходной зоне не обнаруживается (по-видимому, из-за весьма невысокого содержания азота в слое  $\sim 0,3\%N$ ).

Послойный рентгеноструктурный анализ нитроцементованных долотных сталей показал, что карбидная фаза в диффузионных слоях представлена цементитом, а матрица между карбидами — мартенситом с достаточно большим количеством остаточного аустенита (до 20 %).

Результаты эксплуатационных испытаний опытных буровых долот, проведенных в различных горно-геологических условиях, показали (см. таблицу), что опытные долота из сталей 35XГФ и 35X3Г2Ф, упрочненные нитроцементацией по приведенной выше технологии, вполне работоспособны и имеют показатели долговечности и производительности заметно выше серийных. Так, долговечность долот из экономнолегированной стали 35XГФ возросла в 3,16 раза по сравнению с серийными, а долговечность долот из более высоколегированной стали 35X3Г2Ф — в 4,1 раза. Механическая скорость бурения в результате применения долот, упрочненных нитроцементацией, увеличилась на 34...44 % по сравнению со скоростью бурения серийными долотами.

Более высокая стойкость долот из стали 35X3Г2Ф по сравнению с долотами из стали 35XГФ обусловлена несколько большим содержанием карбидов в диффузионном слое и поэтому большей микро-

#### Результаты эксплуатационных испытаний буровых долот ДРШ-151

Характеристика долот	Наработка на одно долото, м			Средняя механическая скорость бурения, м/ч	Примечания
	максимальная	минимальная	средняя		
Серийные из стали 35Л, армированные твердосплавными (ВК8) элементами	800	250	525	22	Долота вышли из строя из-за поломки твердосплавных элементов
Опытные из стали 35XГФ, упрочненные нитроцементацией	1781	1537	1659	31,7	Долота вышли из строя из-за потери геометрических размеров
Опытные из стали 35X3Г2Ф, упрочненные нитроцементацией	2529	1835	2182	29,4	Долота вышли из строя из-за потери геометрических размеров



Рис. 4. Долото ДРШ-151, упрочненное нитроцементацией, после наработки 2200 м

твердостью поверхности. В то же время пониженное легирование стали 35ХГФ приводит к понижению прочности (твердости) сердцевины и, как следствие, к существенно большему износу задней (без нитроцементации) грани долота. Это способствует образованию более острой режущей кромки и большему выигрышу в механической скорости бурения.

На рис. 4 представлен внешний вид шнекового бурового долота, упрочненного нитроцементацией, после эксплуатации при различной наработке. Опытные долота после проходки 500 м скважин, что является предельной для серийных долот, практически не потеряли первоначальной формы и размеров. В то же время серийные буровые до-

лота потеряли все армирующие твердосплавные элементы и разрушились. Режущая кромка опытных долот после проходки 500 м осталась достаточно острой, что свидетельствует об их самозатачиваемости в процессе работы. Острота режущей кромки сохраняется до предельного износа долота, который наступает после ~ 2000 м бурения, что в 4 раза больше, чем у серийных долот.

Следует также отметить, что долота, упрочненные нитроцементацией, не заменялись на буровом стае (колонне шнеков) в течение всего сезона бурения — все долота сохранили работоспособность и были пригодны для дальнейшего использования. Серийные же долота из стали 35Л с твердосплавными вставками потребовали по 3...4 замены за сезон бурения.

#### Список литературы

1. Гольдштейн М. М. Механические свойства грунтов. М.: Стройиздат, 1973. 376 с.
2. Седов Б. Я., Николаенко А. Т., Терехов Н. Д. Буровые установки для проходки скважин и стволов. М.: Недра, 1972. 298 с.
3. Хрущов М. М., Бабичев М. А., Беркович Е. С. и др. Износостойкость и структура твердых наплавов. М.: Машиностроение, 1971. 96 с.
4. Колмыков В. И., Переверзев В. М., Воротников В. А. Эффективность упрочнения стали карбидами при химико-термической обработке // Технология и оборудование для новых прогрессивных методов химико-термической обработки деталей тракторов и с/х машин. Волгоград: НТО Машпром, 1988. С. 61—64.
5. Переверзев В. М., Колмыков В. И. Влияние легирующих элементов на карбидообразование в железе и стали в процессе цементации // Металловедение и термическая обработка металлов. 1981. № 8. С. 11—14.
6. Шубин Р. П., Гринберг М. И. Нитроцементация деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 205 с.

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 температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта 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 дисперсных загрязнений и температуры в зоне контакта на износные процессы на поверхностях трения колес карьерных локомотивов и рельсов.*

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

А. М. Keropyan, К. I. Shakhova

## Study the Effects of Temperature and Composition of the Surface Contamination in the Contact Wheel Career Locomotives on their Traction Capability

*The results of theoretical investigations of the terms of engagement rolling surfaces of wheel—rail rolling stock railway career. The influence of the dispersion of pollution and temperature in the contact area on wear process on the surfaces of the friction wheel career locomotives and rails.*

**Keywords:** open pit mining, quarry railway, the system wheel—rail, dispersed pollution, hydrogen wear, the temperature in the contact zone, gradient mechanical properties, the rate of wear.

### Влияние температуры в зоне контакта колес карьерных локомотивов с рельсом на их тяговую способность

Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показывает, что сцепление колес с рельсами во многом зависит от состава и свойств дисперсных слоев загрязнений, находящихся на поверхности рельсов [1, 2]. Также известно, что основу поверхностных загрязнений рельсов составляют продукты износа и частицы, заносимые извне под колеса поезда. Состав дисперсных загрязнений может влиять на механические свойства колес и рельсов [3].

Условно источники поверхностного загрязнения колес и рельсов можно разделить на постоянно и временно действующие. Постоянное пополнение происходит от продуктов механического износа колес и рельсов, вызванного трением, а также продуктов коррозионного износа. Сюда также входят

твердые загрязнения, заносимые потоками воздуха с железнодорожного полотна, аэрозольные загрязнения, конденсационная влага, смазка и частицы транспортируемой горной массы, выпадающие с подвижного состава. К числу временно действующих источников поверхностных загрязнений следует отнести атмосферные осадки, продукты износа колес и тормозных колодок при торможении, вызванном нарушением установленного режима ведения состава, а также песок, подаваемый для стабилизации сцепления при прохождении сложных участков пути.

Результаты многочисленных исследований показывают, что в основе механического износа лежат усталостные процессы, развивающиеся в контактной зоне трущихся тел [3—6]. Износ, как процесс механического разрушения материала, происходит в результате возникновения локальных напряжений и деформаций в зоне фактического контакта.

При качении колеса по рельсу происходит многократное нагружение зоны контакта. В случае приложения к колесу тормозного или тягового усилия микровыступы трущихся тел нарушаются еще больше. При трении двух тел неровности одного тела неоднократно деформируют поверхностный слой другого тела. При этом одни и те же точки на поверхностях трения испытывают микродеформации типа растяжение—сжатие с различными амплитудами и частотами. В результате таких воздействий в поверхностном слое накапливаются усталостные микрповреждения, происходит отделение частиц и в зоне трения колеса с рельсом появляются продукты износа металла, входящие в состав дисперсных загрязнений, названные И. В. Крагельским и Ю. М. Лужновым "третьим" телом.

Следует отметить, что скорость скольжения колес по рельсам оказывает существенное влияние на износ системы колесо—рельс. Достаточно сказать, что увеличение скорости скольжения колес с 0,8 до 2 % вызывает увеличение износа рельсов в 2,3 раза. Частицы металла после отделения от трущихся тел (колеса и рельса) остаются на поверхностях трения и участвуют в образовании поверхностного слоя (рис. 1, а) [3]. В связи с тем, что контакт шероховатых поверхностей, каковыми являются колесо с рельсом, носит дискретный характер, поверхностные загрязнения, заполняя пустоту между выступами, могут способствовать увеличению площади истинного контакта между телами (см. рис. 1, б) [3, 7, 8].

Дисперсные системы, подобные рассмотренным поверхностным загрязнениям, в зависимости от содержания в них жидкой фазы способны сильно менять структурно-реологические характеристики, приближаясь то к свойствам твердых тел, то к пастам, то к жидкостям. Тем самым поверхност-

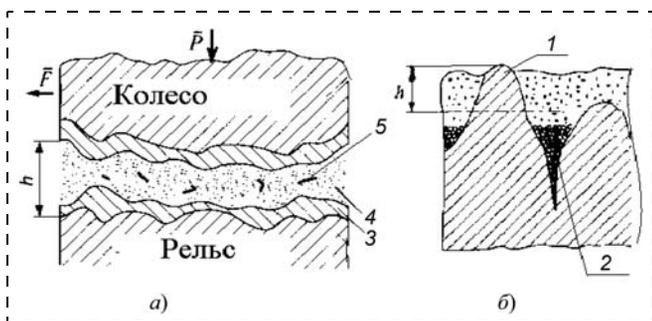


Рис. 1. Схема взаимодействия колеса с рельсом в условиях наличия загрязнений:

1 — выступ шероховатой поверхности; 2 — место сосредоточения основной массы смазки; 3 — поверхностное загрязнение; 4 — дисперсный слой загрязнения; 5 — продукты износа;  $h$  — усредненная толщина "третьего" тела;  $P$  — осевая нагрузка на колесо;  $F$  — тяговое усилие

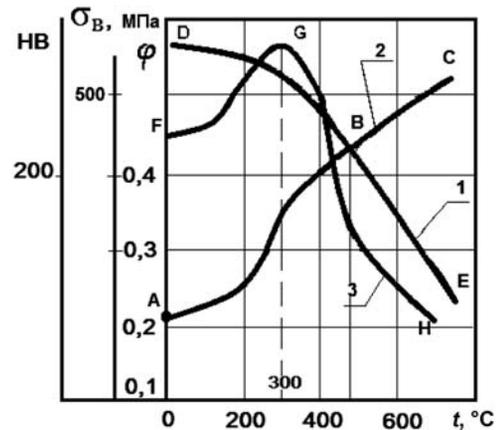


Рис. 2. Зависимость изменения твердости поверхности колес и рельсов НВ (1), коэффициента трения  $\varphi$  (2) и предела прочности  $\sigma_b$  (3) от температуры  $t$  в зоне их фрикционного взаимодействия

ные слои могут значительно влиять на процесс формирования фрикционного контакта и на сцепление колес с рельсами.

С учетом выполненных ВНИИЖТ исследований можно утверждать, что зависимости изменения механических свойств дисперсного слоя и рабочих поверхностей колес и рельсов (твердости поверхности колес и рельсов НВ, коэффициента трения  $\varphi$  и предела прочности  $\sigma_b$ ) меняются по линиям  $AC$  (кривая 2),  $DE$  (кривая 1) и  $FH$  (кривая 3), представленным на рис. 2 [3].

На участке  $AB$  (кривая 2) происходят процессы в поверхностном загрязнении, что характерно для статического трения и при движении колеса по рельсу с небольшим скольжением. На этом интервале по мере увеличения тепловой энергии в зоне трения, затрат дополнительной мощности и повышения средней температуры из поверхностного загрязнения трущихся тел постепенно удаляются влага и органические загрязнения. Механические характеристики материала колес и рельсов с повышением температуры постепенно падают (кривая 1, участок  $DB$ ). На интервал температур 400...500 °C приходится и интенсивное начало роста износа чистых поверхностей ряда материалов (в том числе поверхностей стальных колес), происходящего за счет пластического течения поверхностных слоев [9].

Следует предположить, что при трении реальных поверхностей колес и рельсов, покрытых специфическими дисперсными слоями загрязнений, температура 400...450 °C может оказаться критической. Ниже этой температуры реализуется **положительный градиент механических свойств** по глубине контакта трущихся тел, т. е.  $d\tau/dz > 0$ , где  $\tau$  — раз-

рушающее напряжение в плоскости скольжения (в данном случае в слое поверхностного загрязнения);  $z$  — координата, перпендикулярная плоскости контакта колеса с рельсом. И это является важнейшим условием нормального протекания фрикционного процесса. При температурах выше 400...450 °С механические свойства дисперсного слоя начинают превосходить механические свойства материала колес и рельсов и в зоне трения начинает реализовываться *отрицательный градиент механических свойств* трущихся тел, т. е.  $d\tau/dz < 0$ . Дисперсный слой загрязнения при этих температурах приобретает свойства абразива, основные деформации преимущественно смещаются в контактирующие слои металла, и это становится основной причиной роста интенсивности износа материала колес и рельсов.

При дальнейшем повышении температуры в зоне контакта системы колесо—рельс, вследствие приобретенных дисперсными загрязнениями абразивных свойств, коэффициент трения продолжает расти (участок *BC*, кривая 2), в то время как прочностные характеристики взаимодействующих поверхностей колес и рельсов резко снижаются (участок *BE*, кривая 1). При этом металл размягчается и, в связи с увеличением пластичности, начинается процесс течения металла в поверхностных слоях взаимодействующих поверхностей.

Таким образом, *ограничение* температуры в 400 °С с некоторым запасом можно рассматривать как непереносимое условие для исключения интенсивного износа колес и рельсов [3].

Вместе с тем для большинства материалов механические характеристики (пределы пропорциональности, упругости, текучести, прочности) при повышении температуры уменьшаются, а при понижении — увеличиваются. Характеристики пластичности (относительное остаточное удлинение и сужение при разрыве), наоборот, при повышении температуры увеличиваются, а с понижением — уменьшаются. С ростом температуры уменьшается модуль упругости  $E$  и увеличивается коэффициент Пуассона  $\mu$ . При понижении температуры наблюдается обратное явление [10].

На рис. 2 (кривая 3) показана зависимость предела прочности  $\sigma_b$  от температуры для углеродистой стали. При нагревании до 300 °С углеродистых сталей временное сопротивление (предел прочности) сначала повышается (участок *FG*), потом резко снижается (участок *GH*). В свою очередь, характеристики пластичности сначала уменьшаются (до  $t = 300$  °С), потом увеличиваются [10].

Сравнительный анализ графиков 1—3 на рис. 2 показывает, что исходя из обеспечения критерия предела прочности и учитывая повышенные осевые нагрузки карьерных локомотивов следует ограничить температуру в зоне контакта рабочих поверхностей колеса и рельса в пределах 300 °С.

### Влияние состава поверхностных загрязнений рельсов на тяговую способность карьерных локомотивов

Защита от водородного изнашивания имеет особое значение для карьерного железнодорожного транспорта. Повышенные углы подъемов карьерных железнодорожных путей требуют создания более эффективных тормозов, что связано с безопасностью вождения. Попытка применения пластмассовых тормозных колодок желаемых результатов не дала вследствие усиленного водородного изнашивания бандажей колес. Водородному изнашиванию подвергаются рельсы и колеса вагонов. Техника, используемая на севере страны, также подвержена водородному изнашиванию. Одной из причин быстрого изнашивания машин, работающих на севере, является охрупчивающее действие водорода, который при низких температурах не рассасывается в поверхностных слоях, а концентрируется в зоне трения между взаимодействующими поверхностями трущихся деталей [11].

Вследствие существующих условий эксплуатации поверхности трения колес и рельсов на карьерном железнодорожном транспорте находятся под постоянным воздействием атмосферной коррозии и коррозионной эрозии. Процессу коррозионного разрушения во многом способствуют механические напряжения в трущихся телах, дефекты поверхности (микрощели и впадины), твердые частицы и посторонние газы (продукты разложения органических материалов, входящих в состав поверхностных загрязнений рельсов), загрязняющие воздух, влага. Основными элементами загрязнений от песка, подаваемого для улучшения сцепления, и пыли, заносимой с поверхности почвы и земляного полотна, являются кварцевый песок, алюмосиликаты, глиноземы и другие вещества [12].

Исследованиям состава и структуры поверхностных загрязнений железнодорожного транспорта общего пользования посвящены работы [3, 12—14 и др.], однако *для условий открытых горных работ аналогичных широкомасштабных* исследований не проводилось. В связи с этим нами была проведены соответствующие исследования в целях заполнения данного пробела.

Для исследования состава поверхностных загрязнений нами были изучены образцы с рельсов руководящего уклона угольного карьера Бородинского разреза СУЭК (г. Красноярск). Элементный анализ взятых образцов загрязнений выполнен в лаборатории микроанализа ИНЭОС РАН (г. Москва) на CHN анализаторе и методом рентгенофлуоресцентного анализа на спектрометре VRA-30, Германия [15].

В целях подтверждения достоверности проведенных исследований были выполнены аналогичные исследования образцов загрязнений, взятых с того же карьера, в аналитическом, сертификационном и эколого-аналитическом центре "АНСЕРТЭКО" при Московском государственном институте стали и сплавов (МИСиС). Анализ выполнен с использованием рентгенофлуоресцентного спектрометра ОПТИМ'Х фирмы "Thermo Elektron Corporation" и газоанализатора Лeko CS 144, с получением результатов со стандартным отклонением 3 %, что не ниже по точности определения химического состава по ГОСТ 22536-1—88 [16].

Для сравнения составов загрязнений приняты результаты анализов лабораторных исследований образцов, взятых с участка затяжного подъема ст. Поварово Московской железной дороги, обслуживаемой электровозами ВЛ 8 [12, 17], приведенные в таблице. В состав прочих элементов столбцов 2 и 3 входят калий, никель, хром, стронций, вода, смазка и др.

Толщина слоя поверхностного загрязнения неоднородна по ширине и длине дорожек трения. Наиболее тонкие слои, имеющие наибольшую поверхностную энергию, располагаются в центральной части дорожек катания колес по рельсам, а наиболее толстые и более крупные частицы загрязнений находятся на внешней стороне дорожек катания. Это объясняется тем, что в процессе диспергирования частиц загрязнений, оказавшихся в зоне контакта колеса с рельсом, происходит их *сегрегация*, в результате которой наиболее крупные фракции загрязнений вытесняются на периферию дорожки катания, где нормальные и касательные напряжения меньше, чем в центральной ее части.

Сравнение структуры загрязнений магистральных и карьерных рельсовых путей показывает, что существенной разницы в их номенклатуре не наблюдается, однако есть отличие в их количественном составе. В первую очередь обращает на себя внимание то обстоятельство, что на рельсах Бородинского бурогоугольного разреза выявлено значительно большее содержание оксида кремния, же-

леза и железосодержащих оксидов и в то же время обнаружено меньшее количество оксида магния и углерода. Это объясняется коренными отличиями условий эксплуатации карьерных и магистральных подвижных составов.

Сравнительный состав загрязнений поверхностей рельсов Бородинского угольного карьера и одного из участков железной дороги общего пользования Московской области показан на диаграмме, приведенной на рис. 3. Более низкий процент содержания кремния по данным ООО "АНСЕРТЭКО" объясняется тем, что исследуе-

Сравнительная таблица результатов исследований элементного состава загрязнений рабочей поверхности железнодорожных рельсов

Элементы загрязнения	Название участка, где брались пробы		
	Угольный карьер "Бородино", %		Усредненные данные анализов ВНИИЖТ, %
	Исследования ИНЭОС РАН	Исследования "АНСЕРТЭКО"	
Кремний, включая оксиды	40 ± 2	21,8	28,0
Железо, включая оксиды	36 ± 2	34,7	25,0
Углерод	4,5	2,75	12,0
Оксид кальция	4 ± 2	Не выявлен	3,3
Кальций	Не выявлен	0,5	Не выявлен
Водород	0,39	*	Не выявлен
Оксид алюминия	8 ± 2	Не выявлен	1,5
Алюминий	Не выявлен	0,5	Не выявлен
Оксид магния	≤ 1...2	Не выявлен	2,1
Сера	2	0,3	0,4
Прочие	4	38,55	23,0

\* Легкие элементы с порядковым номером менее 9, в том числе водород, по периодической системе Д.И. Менделеева методом, применяемым ООО "АНСЕРТЭКО", не идентифицируются [16].

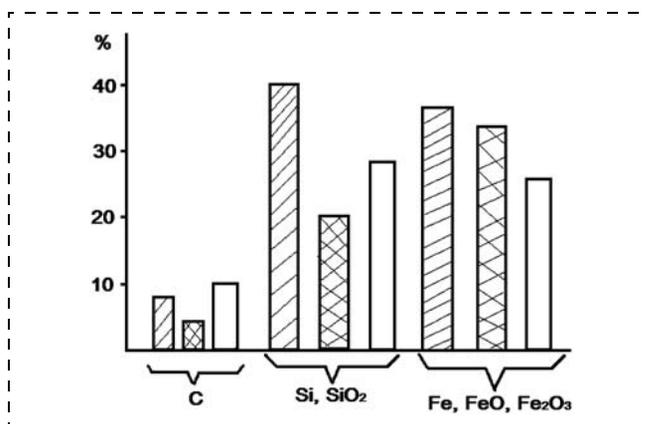


Рис. 3. Процентный состав поверхностных загрязнений железнодорожных рельсов по данным: □ — ВНИИЖТ; ▨ — ИНЭОС РАН; ▩ — ООО "АНСЕРТЭКО"

мый образец загрязнений был взят в зоне "остряка", где применение песка правилами эксплуатации железнодорожного пути не рекомендуется. При исследовании того же образца загрязнений рельсового пути выявлено более низкое содержание углерода, чем в образце, взятом в зоне выездной траншеи того же карьера. Данное обстоятельство, возможно, свидетельствует о том, что в зоне "остряка", вследствие высоких продольных и поперечных контактных напряжений, происходит интенсивный износ в условиях обезуглероживающего действия водорода (см. таблицу).

Известно, что условия эксплуатации открытых разработок отличаются, в частности, повышенными углами подъема рельсовых путей (до 60 ‰) и нагрузками на ось локомотива (до 350 кН). В связи с этим для обеспечения требуемого тягового усилия появляется необходимость подачи большего количества песка под колеса локомотива и, как следствие, при повышенных контактных нагрузках при наличии избытка песка проявляются явления усталостного и абразивного износа контактных поверхностей системы колесо—рельс. Кроме этого, при погрузке состава в забое требуется непрерывная работа локомотива в режиме пуск—стоп, что приводит к более тяжелым условиям работы в режимах тяги и торможения локомотивов.

Поэтому для обеспечения надежных условий сцепления необходимо управлять этим процессом при помощи подачи песка. В результате все это способствует повышенному износу колес и рельсов карьерного подвижного состава. Кроме того, угольная пыль, попавшая на рельсы в условиях карьера, содержит оксид кремния, что в свою очередь способствует повышенному износу рабочих поверхностей колеса и рельса. Это подтверждается исследованиями проф. Г. И. Солода, который при испытаниях редукторов горных машин, работающих в горных шахтах, установил наличие оксида кремния в угольной пыли [18].

#### Возможные причины возникновения водородного изнашивания и механизм его проявления

Определенный интерес представляет факт наличия водорода в составе образцов загрязнений рельсов с Бородинского карьера. Присутствие водорода в составе дисперсных загрязнений объясняется наличием водородсодержащих веществ, которые находятся в зоне контакта колеса с рельсом.

Многочисленными исследованиями показано, что зарождение усталостных трещин и характер их

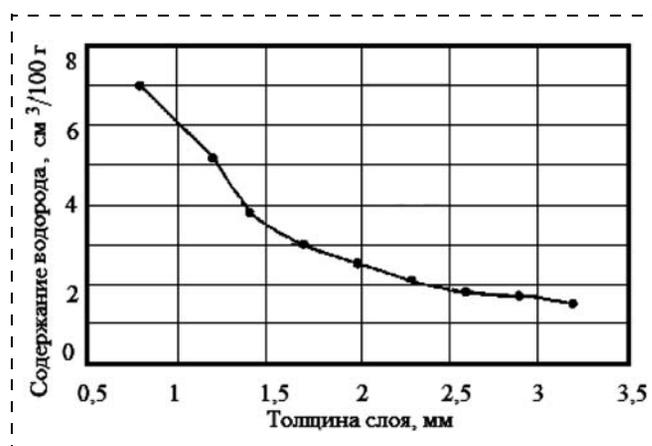


Рис. 4. Содержание свободного диффузионного водорода в поверхностном слое металла железнодорожного рельса

роста определяются не только структурой и статическими прочностными свойствами, но и характером и уровнем приложенных нагрузок, а также температурой взаимодействия [5]. Но, независимо от вида нагружения, разрушение наступает в момент накопления определенной энергии упругой деформации в данном объеме [6].

Рассматривая механизм отделения продуктов износа при трении в таких условиях, нельзя не учитывать процесс наводороживания поверхностей трения, тем более, что этот процесс непосредственно связан с колебаниями температуры и приложенной нагрузки (рис. 4) [3]. При малой скорости деформации и низкой температуре водород, накапливаясь в микрообъемах металла, обладающих повышенной свободной энергией, образует повышенные концентрации около дислокаций и тормозит их перемещение, охрупчивая металл. Более того, водород, выделяясь вблизи зерен карбидов или шлаковых включений, может образовывать *флокены* [11].

В зависимости от температуры водород может переходить в ионизированное состояние. Уже при температуре 300 °С молекулы водорода могут разлагаться на ионы, которые свободно могут перемещаться по кристаллической решетке [3, 19]. Они, совершенно свободно перемещаясь в междолинном пространстве, скапливаются в местах, где имеется избыточная свободная поверхностная энергия, т. е. там, где есть трещины, сдвиги и другие дефекты кристаллической решетки.

В зависимости от температуры окружающей среды концентрация водорода в металле может быть разной. Исследованиями [11, 19, 20] установлено, что в рельсовых сталях процент содержания водорода зависит от условий эксплуатации. Водород

в металле образуется только за счет адсорбции ионов водорода, получившихся в результате *деградации* находящихся на поверхности рельсов водородсодержащих веществ, далее ионы водорода, скапливаясь в местах, где имеются дефекты кристаллической решетки, т. е. там, где есть некомпенсированные межмолекулярные связи, могут взаимодействовать с железом стали, что в результате приведет к ее *обезуглероживанию*.

Таким образом, в местах скопления водорода могут образоваться области металла с "захваченным" водородом, т. е. получится область металла с химически связанным водородом. Это приводит к более сильному изменению механических свойств стали в области дефекта: происходит охрупчивание, уменьшение прочности, так как по существу обезуглероженная сталь не что иное, как чистое железо.

Помимо химического взаимодействия ионов водорода с металлом может происходить и его рекомбинация (молизация), т. е. из двух ионов водорода при определенных энергетических состояниях может образоваться молекула водорода, которая увеличивает собственный объем в 8 раз [3]. Это приводит к значительному увеличению внутренних напряжений при охлаждении металла, что характерно для климатических условий открытых разработок месторождений Российской Федерации.

Элементный анализ образцов загрязнений поверхности железнодорожных рельсов Бородинского разреза СУЭК, выполненный в лаборатории микроанализа ИНЭОС, показал наличие водорода в количестве 0,39 %. В работе [3] приведены данные о растворимости водорода в зависимости от температуры (рис. 5).

При температуре 500 °С растворимость водорода в железе составляет 0,6 %, при температуре

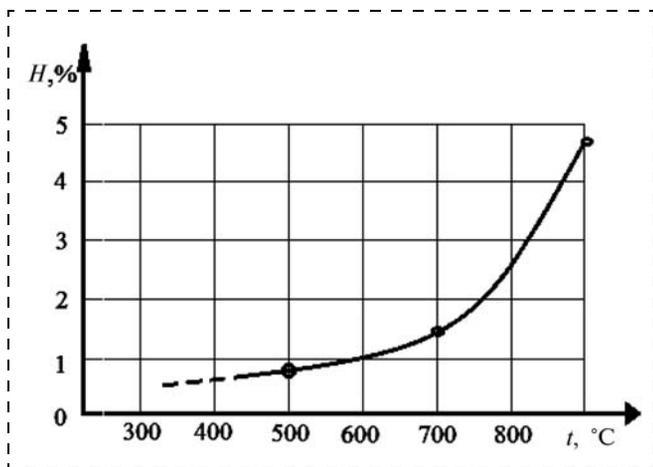


Рис. 5. Зависимость растворимости водорода в железе от температуры

700 °С повышается до 1,8 %, а при температуре 800...900 °С — соответственно до 3,0...4,7 % [3]. Даже при низких температурах происходит перераспределение водорода и скопление его в местах высоких локальных напряжений — там, где есть дефекты кристаллической решетки, на границах зерен, в местах неметаллических включений. Установленным является факт повышения растворимости водорода с увеличением дефектности металла.

Основываясь на проведенных выше теоретических исследованиях, с учетом графика на рис. 5 можно предположить, что рекомендуемая температура в зоне контакта колеса с рельсом может находиться в пределах 300 °С. Подобный вывод сделан с учетом того факта, что скорость перемещения карьерного локомотивосостава достаточно низкая (в среднем, порядка 15 км/ч), но углы подъема рельсового пути достигают до 60 ‰.

Иногда из указанного предположения о рекомендуемой величине температуры в зоне контакта колеса с рельсом ( $\approx 300$  °С) был выполнен анализ по другим эксплуатационным параметрам. Так, анализ по критерию интенсивности износа в зависимости от температуры в зоне контакта позволил сделать вывод, что одной из причин низкого содержания углерода в составе дисперсных загрязнений с рельсовых путей Бородинского разреза является водородное обезуглероживание поверхностей рельсов, вследствие чего *поверхности трения* колес и рельсов могут существенно изменить свои физико-механические свойства. Поэтому для сведения к минимуму возможности водородного изнашивания необходимо исключить условия его возникновения: принять меры для понижения контактных напряжений зоны взаимодействия системы колесо—рельс и контролировать проскальзывание колес локомотива. Это вполне можно реализовать, обеспечив конформный контакт системы колесо—рельс [21].

## Выводы

1. Анализ состава поверхностных загрязнений рельсов показал, что основную массу слоя загрязнений, разделяющих колесо с рельсом, составляют соединения железа и кремния. В значительно меньших количествах в нем содержатся углерод, сера, оксиды алюминия, кальция и магния. Также обнаружено присутствие водорода, входящего в поверхностные слои взаимодействующих тел.

2. В поверхностных загрязнениях карьерных рельсов отмечено большее содержание железа и

его соединений, а также соединений кремния, чем на участках железнодорожных путей транспорта общего пользования, что свидетельствует о более напряженных условиях эксплуатации железнодорожного транспорта в условиях карьеров.

3. Наличие водорода и пониженное содержание углерода во взятых пробах с поверхностей карьерных рельсов указывает на водородное изнашивание взаимодействующих поверхностей в результате их возможного обезуглероживания.

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

5. Условия работы локомотивов на карьерах открытых разработок существенно отличаются от условий железнодорожного транспорта общего пользования. В связи с этим для обеспечения экономичных режимов эксплуатации карьерных локомотивов 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.

Влияние энергетических аспектов процесса изнашивания и тепловых процессов в зоне контакта колеса с рельсом карьерных локомотивов на их тяговую способность рассмотрено в статье, которая будет опубликована в следующем номере.

#### Список литературы

1. **Косиков С. И.** Фрикционные свойства железнодорожных рельсов. М.: Наука, 1967. 112 с.
2. **Лужнов Ю. М.** Исследование трения запыленных твердых тел. Дисс. ... канд. физ.-мат. наук. М.: ИФХАН СССР, 1966.
3. **Лужнов Ю. М.** Нанотрибология сцепления колес с рельсами. Реальность и возможности. М.: Интекст, 2009. 176 с.
4. **Основы трибологии (трение, износ, смазка): учеб. для техн. вузов / под ред. А. В. Чичинадзе.** М.: Центр "Наука и техника", 1995. 778 с.
5. **Осташ О. П.** Исследование кинетики низкотемпературного усталостного разрушения сталей и алюминиевых сплавов: Автореф. ... канд. техн. наук. Киев, 1978.
6. **Иванова В. С.** Усталость металлов. М.: Наука, 1971.

7. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 528 с.
8. **Демкин Н. Б.** Контактное шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.
9. **Ларин Т. В.** Исследование механизма износа, усталостного выкрашивания, образования выщербин и наволакивания на поверхности катания цельнокатанных колес // Тр. ВНИИЖТ. Вып. 581. 1977. С. 51—68.
10. **Рудицын М. И.** и др. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Минск: Вышэйшая школа, 1970. 516 с.
11. **Гаркунов Д. Н., Мельников Э. Л., Гаврилюк В. С.** Триботехника: учеб. пособие. М.: КНОРУС, 2011. С. 386—387.
12. **Лужнов Ю. М.** и др. Методика и аналитические исследования состава поверхностных загрязнений рельсов // В сб. "Физико-химическая механика сцепления". Тр. МИИТа. Вып. 445. М., 1973. С. 25—32.
13. **Лужнов Ю. М.** и др. Рентгеноструктурные исследования состава поверхностных загрязнений железнодорожных рельсов // В сб. "Физико-химическая механика сцепления". Тр. МИИТа. Вып. 445. М., 1973. С. 33—38.
14. **Лужнов Ю. М.** и др. О механизме образования слоев загрязнений на поверхностях трения железнодорожных колес и рельсов // В сб. "Физико-химическая механика сцепления". Тр. МИИТа. Вып. 445. М., 1973. С. 39—46.
15. **Письмо ИНЭОС "Элементарный анализ образцов загрязнений поверхности железнодорожных рельсов Бородинского разреза СУЭК"** от 16.11.11.
16. **Протокол испытаний химического состава образца загрязнений поверхности железнодорожных рельсов Бородинского разреза СУЭК (г. Красноярск) № 20572—12 от 27.12.2012 г.** // Аналитический, сертификационный и эколого-аналитический центр "АНСЕРТЭКО" при Московском государственном институте стали и сплавов (МИСиС).
17. **Лужнов Ю. М.** Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности. М.: ИНТЕКСТ, 2003. 144 с.
18. **Радкевич Я. М., Вержанский А. П.** Научно-педагогическая школа Солода Г. И. и основные этапы его жизненного пути // В сб. науч. тр. семинара "Современные технологии в горном машиностроении". М.: МГГУ, 2012. С. 4—19.
19. **Гаркунов Д. Н., Суранов Г. И., Хрусталеv Ю. А.** Триботехника. Водородное изнашивание деталей машин: учеб. пособие. М.: Изд-во МСХА, 2007.
20. **Хрусталеv Ю. А., Ляхов Б. Ф., Балабанов В. И., Мамыкин С. М.** Наводороживание поверхности качения колесной пары // Вестник машиностроения. 1977. № 11. С. 23—26.
21. **Керопян А. М.** Теоретические исследования условий обеспечения конформного контакта системы "колесо—рельс" карьерного железнодорожного транспорта // Трение и смазка в машинах и механизмах. № 2. 2013. С. 11—16.

## Математические модели потоков в эрлифтных установках

*Приведены результаты теоретического исследования рабочего процесса эрлифтных установок. Полученная методика не использует эмпирические зависимости и может быть применена для расчета технических параметров эрлифта для различных условий. Производительность установки зависит от выбранного режима работы и необходимого значения динамического давления при заданном диаметре подающего трубопровода. Проверочные расчеты подтверждают соответствие теоретических расчетов и реальных значений расходных характеристик действующих установок, работающих в оптимальных режимах.*

**Ключевые слова:** эрлифт, водовоздушная смесь, смеситель, воздух, компрессор.

**V. I. Aleksandrov, V. V. Gabov, V. P. Khozyainov**

## Mathematical Models of Flow in Airlift Installation

*The paper presents the results of theoretical research workflow in airlift installations. The resulting method does not use empirical factors and can be used for the calculation of the technical parameters of the airlift for different conditions. The productivity of the airlift installation depends on the selected mode and the desired value of the dynamic pressure at a given diameter of the supply pipe. Checking calculations confirm the compliance of theoretical calculations and actual values of flow characteristics, operating systems run optimally.*

**Keywords:** airlift, air-water mixture, mixer, air, compressor.

Эрлифты (газлифты) характеризуются широким разнообразием параметров и конструктивных схем. Область применения этих устройств очень широка — подъем угля на гидрошахтах, очистка водосборников в системах шахтного водоотлива, скважинная добыча нефти, удаление золы и шлака на тепловых электростанциях, чистка фарватеров, добыча металлов способом выщелачивания, перспективные технологии эрлифтного подъема полезных ископаемых дна морей и океанов.

Исторически сложилось мнение, что установки типа эрлифт малоэффективны и их использование для транспортировки жидкостей и гидросмесей носило ограниченный характер. Они находили применение лишь в тех случаях, где невозможно было использовать центробежные насосы для откачки и транспортировки жидкостей с большим содержанием твердого. Развитие современных высокоэффективных компрессоров способствует все большему применению эрлифтов в различных сферах производства.

Основными недостатками, сдерживающими широкое использование эрлифтов (газожидкостных подъемников), являются относительно высокие затраты энергии на реализацию процесса и соответственно низкий КПД.

В настоящее время при проектировании эрлифтов и расчете их параметров используются в

основном эмпирические зависимости, основанные на результатах экспериментальных исследований и опыта эксплуатации уже существующих установок.

На сегодняшний день существующие методики расчета эрлифтных подъемов основаны на зависимости удельного расхода воздуха от относительного погружения установки в откачиваемую жидкость. Для получения удельного расхода воздуха используются коэффициенты погружения, выведенные опытным путем и выбираемые из табличных данных. Эмпирические методы расчета эрлифта не имеют в своей основе единой математической модели, которая устанавливала бы взаимосвязь сложных гидродинамических явлений, возникающих при смешивании потоков воздуха, жидкости и транспортируемого твердого материала в виде твердых частиц.

Отсутствие единой теории процесса движения двухфазного потока усложняет создание научно обоснованной методики определения рациональных технических параметров различных конструкций эрлифтов для конкретных условий их эксплуатации.

Несмотря на появление большого многообразия схемных и конструктивных решений эрлифтов, методы проектирования и управления эрлифтными установками за последние 70 лет принципиально не изменились. Эффективность современных установок возросла за это время незначительно и все

еще является причиной ограниченного применения данного типа установок.

В статье рассматриваются математическая модель эрлифта, уравнения динамики потоков и КПД установки.

### Математическая модель эрлифта

Рассмотрим расчетную схему типового эрлифта для транспортировки воды (рис. 1).

Компрессор 5 сжимает воздух, который по трубопроводу 4 подается в смеситель 3. При определенных условиях в смесителе образуется водовоздушная смесь и устанавливается давление, значение которого будет меньше давления наружного столба воды. Вследствие разности давлений  $P_d$  вода по подводящему трубопроводу 2 поступает в смеситель. Смесь воды с воздухом поднимается по трубопроводу 6 и поступает в воздухоотделитель 7, где происходит разделение воды и воздуха — воздух уходит в атмосферу, а вода — в отводящий трубопровод.

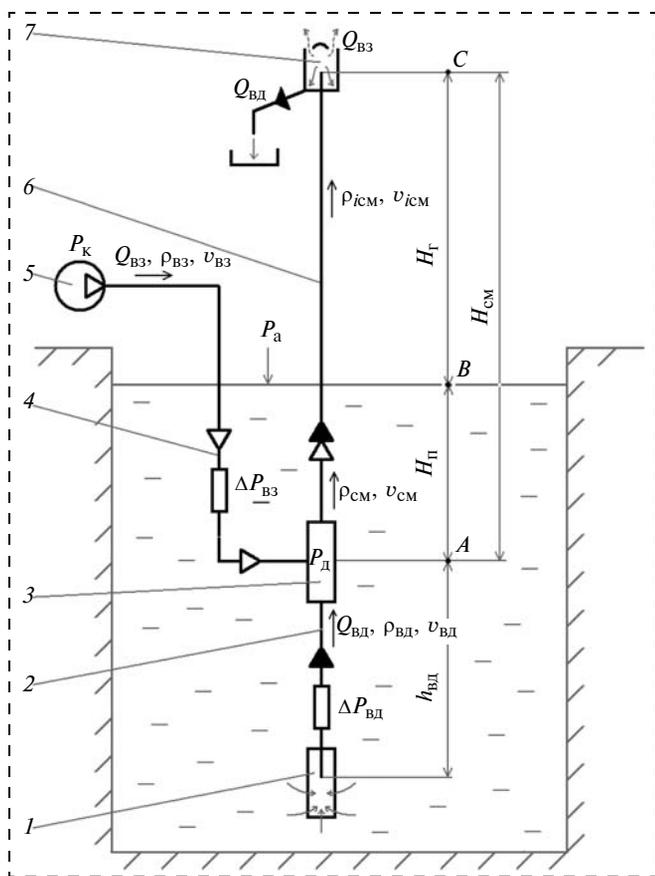


Рис. 1. Расчетная схема эрлифта:

1 — приемник воды; 2 — трубопровод для подачи воды в смеситель; 3 — смеситель; 4 — трубопровод подачи сжатого воздуха; 5 — компрессор; 6 — подъемный трубопровод водовоздушной смеси; 7 — воздухоотделитель;  $H_П$  — глубина погружения смесителя;  $H_Г$  — высота подъема жидкости;  $h_{ВД}$  — длина трубопровода воды;  $H_{СМ}$  — длина подъемного трубопровода водовоздушной смеси

В расчетной схеме эрлифта диаметры трубопроводов для подачи воды 2 и подъемного 6 для выдачи водовоздушной смеси на дневную поверхность приняты одинаковыми.

Основной математической модели эрлифтной установки является уравнение баланса энергии движения скоростных напоров потоков (воды, воздуха и водовоздушной смеси) при динамическом давлении  $P_d$  в камере смесителя [1]:

$$P_d = \frac{v_{ВД}^2 \rho_{ВД}}{2} = \frac{v_{ВЗ}^2 \rho_{ВЗ} K}{2} = \frac{v_{ВД} v_{СМ} \rho_{СМ}}{2}, \quad (1)$$

где  $P_d = P_{ВД} - P_{СМ}$  — разность давлений (динамическое давление) в камере смесителя, Па;  $P_{ВД}$  — давление водного столба (см. рис. 1, точки АВ), Па;  $P_{СМ}$  — давление столба смеси (см. рис. 1, точки АС), Па;

$v_{ВД} = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho_{ВД}}}$  — скорость потока воды в трубопроводе, м/с;

$K = \frac{P_{ВД}}{P_a} + 1$  — коэффициент сжимаемости воздуха;  $P_a$  — атмосферное давление, Па;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\rho_{ВД}, \rho_{ВЗ}$  — плотность

воды и воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $v_{ВЗ} = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho_{ВЗ} K}}$  — скорость сжатого воздуха, м/с;  $\rho_{СМ} = nZ\rho_{ВД}$  — плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>;

$n = S_{ВД}/S_{ВЗ}$  — отношение площадей сечений трубопроводов воды и воздуха;  $Z = \frac{v_{ВД}}{v_{ВЗ}}$  — соотношение

скоростей потоков воды и воздуха;  $v_{СМ} = \frac{v_{ВД} \rho_{ВД}}{\rho_{СМ}}$  —

скорость водовоздушной смеси, м/с.

Для нахождения скорости воды и сжатого воздуха определяется динамическое давление в камере смесителя  $P_d$  при средней плотности смеси в подъемном трубопроводе:

$$\rho_{СМ.ср} = \frac{\rho_{СМmax} + \rho_{СМmin}}{2}.$$

На выходе из камеры смесителя водовоздушная смесь поднимается по подъемному трубопроводу на дневную поверхность. При продвижении смеси сжатый воздух увеличивается в объеме и возрастает скорость потока. Значение скорости водовоздушной смеси можно определить из уравнения неразрывности среды:

$$v_{ВД} \rho_{ВД} = v_{СМ} \rho_{СМ}.$$

По уравнению (1) рассчитываются параметры и расходные характеристики проектируемых эрлифтов при заданных условиях работы и производительности установки.

## Уравнения динамики потоков эрлифта

Уравнения основаны на втором законе механики и выражают собой условия равенства кинетических энергий потоков и неразрывности среды. Фактически эти уравнения являются динамической моделью движения потоков в эрлифте с учетом изменения напора в трубопроводах:

$$P_d = h_{вд} \rho_{вд} \frac{dv_{вд}}{dt} + \Delta P_{вд} =$$

$$= L_{вз} \rho_{вз} K \frac{dv_{вз}}{dt} + \Delta P_{вз} = \frac{v_{вд} v_{см} \rho_{см}}{2};$$

$$\left(\frac{\rho_{вд}}{\rho_{см}}\right)^2 \frac{dv_{вд}}{dt} = \frac{dv_{см}}{dt} \text{ — ускорение смеси;} \quad (2)$$

$$v_{см} = \sqrt{2h_{вд} \frac{dv_{см}}{dt}} \text{ — скорость смеси в подъемном трубопроводе,}$$

где  $h_{вд}$  — длина трубопровода воды, м;  $\frac{dv_{вд}}{dt}$ ,  $\frac{dv_{вз}}{dt}$  —

ускорение потоков воды и воздуха, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta P_{вд}$ ,  $\Delta P_{вз}$  — потери давления воды и сжатого воздуха при движении потока в трубопроводе, Па;  $L_{вз}$  — длина трубопровода сжатого воздуха, м.

Если принять, что потери давлений потоков  $\Delta P_{вд}$ ,  $\Delta P_{вз}$  равны нулю, то вычисленные по уравнению (2) скорости потоков будут равны скоростям потоков, рассчитанным по уравнению (1). То есть уравнения (2), полученные преобразованием уравнений основных физических законов, отражают причинно-следственную связь возникновения условий движения потоков и сложных гидродинамических явлений эрлифта и, следовательно, являются математической моделью эрлифта.

## Коэффициент полезного действия эрлифтов

Известны несколько типов эрлифтов, различающихся по своему конструктивному исполнению и осуществляющих транспортирование различного рода жидкостей и некоторый дисперсоид из твердых частиц. Параметром, определяющим эффективность эрлифтной установки, является КПД. Отметим, что для всех типов вертикальных эрлифтов с различными условиями работы общими исходными данными для определения КПД установок являются высота подъема смеси, ее масса и работа, производимая сжатым воздухом.

В общем виде КПД определяется отношением полезной работы к затраченной. Для случая эрлифт-

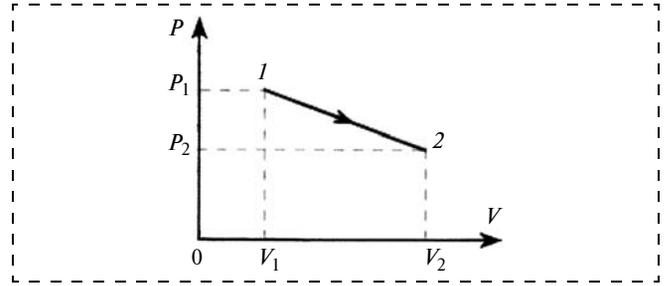


Рис. 2. Зависимость давления от объема

ной установки полезной будет работа по преодолению сил тяжести жидкости при подъеме на высоту  $H_r$  (см. рис. 1), а затраченной работой является работа сжатого воздуха при его расширении:

$$\eta_{э} = \frac{A_{тж} K}{A_{вз} Q_{вз}}, \quad (3)$$

где  $A_{тж}$  — работа по преодолению сил тяжести жидкости;  $A_{вз}$  — работа 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха, совершаемая при его расширении;  $K$  — коэффициент сжимаемости воздуха;  $Q_{вз}$  — расход свободного воздуха, м<sup>3</sup>.

Работа сил тяжести жидкости массой  $m$  равна

$$A_{тж} \approx |-mgH_r|.$$

Работа газа при его расширении численно равна площади под графиком расширения воздуха (рис. 2):

$$A_{вз} = \frac{1}{2} (P_1 + P_2)(V_2 - V_1), \quad (4)$$

где  $P_1$  — давление, создаваемое компрессором;  $V_1$  — объем сжатого воздуха, м<sup>3</sup>;  $P_2$  — атмосферное давление;  $V_2$  — объем свободного воздуха, м<sup>3</sup>.

Если коэффициент сжимаемости воздуха

$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}, \text{ то } P_2, P_1, V_1, V_2 \text{ можно представить}$$

в следующем виде:

$$P_2 = P_a = 1 \cdot 10^5 \text{ — атмосферное давление, Па;}$$

$$P_1 = KP_2 = KP_a = K \cdot 1 \cdot 10^5 \text{ — давление воздуха на выходе компрессора, Па;}$$

$$V_1 = 1 \text{ — объем сжатого воздуха, м}^3;$$

$V_2 = K$  — объем воздуха после расширения, численно равен коэффициенту расширения, м<sup>3</sup>.

Подставим величины в уравнение (4). После преобразования получим уравнение работы при расширении 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха до свободного состояния при атмосферном давлении:

$$A_{вз} = \frac{1}{2} (P_1 + P_2)(V_2 - V_1) =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 10^5 (K + 1)(K - 1) = \frac{1}{2} (K^2 - 1) \cdot 10^5.$$

## Выводы

При проектировании эрлифта по данной методике отпадает необходимость исследований его производительности при высоких скоростях потоков воды, воздуха и водовоздушной смеси. Аналитическим способом определяются и выбираются наиболее подходящие скоростные режимы работы. При правильно выбранных параметрах установки и малых скоростях потоков эрлифт близок к идеальной модели, где  $\Delta P_{вд}$ ,  $\Delta P_{вз}$  минимальны и могут не учитываться.

На основе уравнений (1)—(3) разработаны программа расчета, способ управления и регулирования скоростей потоков в эрлифте, основанные на полученной зависимости плотности водовоздушной смеси на выходе из смесителя от соотношения проходных сечений трубопровода воды и трубопровода сжатого воздуха, а также зависимости плотности смеси от изменения динамического напора.

В методике расчета не используются эмпирические зависимости, вследствие чего она может быть применена для расчета параметров эрлифта для различных условий.

Проектная производительность установки обусловлена выбором оптимального режима работы с определением необходимого для этого  $P_d$  и выбором проходного диаметра подающего жидкость трубопровода. Проверочные расчеты показали соответствие теоретических расчетов и реальных значений расходных характеристик установок, работающих в оптимальных режимах.

Уравнения динамики потоков эрлифта (2) отражают динамические процессы движения потоков установки. По динамическому давлению  $P_d$  и уменьшению напора потоков  $\Delta P_{вд}$ ,  $\Delta P_{вз}$  на сопротивлениях в трубопроводах определяются среднее значение ускорения потоков и время переходных процессов, решаются и многие другие практические задачи, связанные с движением двухфазных сред.

## Список литературы

1. Александров В. И., Коломоев Г. И., Хозяинов В. П. Уравнения балансового типа как основа математической модели эрлифтного подъемника // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики. Тула—Донецк—Минск, 2011. Вып. 7. Т. 1. С. 200—207.

УДК 622.232.83.054.52

А. А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., Л. Е. Маметьев, д-р техн. наук, проф.,  
А. Ю. Борисов, ст. преп., С. Г. Мухортиков, зам. гл. механика, асп., КузГТУ, г. Кемерово,  
А. В. Воробьев, канд. техн. наук, доц., ЮТИ НИТПУ, г. Югра

E-mail: haa.omit@kuzstu.ru

## Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах<sup>1</sup>

*Приведены варианты компоновок дискового инструмента на реверсивных радиальных коронках и представлены конструкции узлов крепления дискового инструмента к трехгранным призмам с учетом результатов моделирования напряженного состояния.*

**Ключевые слова:** проходческий комбайн, исполнительный орган, реверсивная коронка, трехгранная призма, узел крепления, дисковый инструмент, разрушение, дробление, погрузка, напряженное состояние.

A. A. Khoreshok, L. E. Mametyev, A. Yu. Borisov, S. G. Mukhortikov, A. V. Vorobyev

## Designing of Reversible Heads for Boom-Type Roadheaders with the Disk Tool on Replaceable Trihedral Prisms

*The information on variants of configurations of the disk tool on reversible radial heads is resulted and designs of fastening knots of the disk tool to trihedral prisms taking into account results of modelling of a tension also are presented.*

**Keywords:** boom-type roadheader, effector, reversible head, trihedral prism, fastening knot, disk tool, destruction, crushing, loading, tension.

<sup>1</sup> Статья поступила с "Недели горняка—2013".

## Эксплуатация проходческих комбайнов на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс"

В Кузбассе проходческая техника эксплуатируется в широком диапазоне горно-технических и горно-геологических условий для подготовки фронта очистных работ при выемке угольных пластов различной мощности. В качестве примера можно отметить рост объемов проходки выработок на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" с 2006 по 2011 г. при использовании проходческих комбайнов избирательного действия 1ГПКС, КП-21, П-110, СМ-130К, на которые ежегодно проходится 70...80 км выработок по породам средней прочности (40...70 МПа) при наличии в пластах прослоек более высокой прочности [1].

Следует отметить, что проходческие комбайны обеспечивают проходку горных выработок с заданными размерами поперечного сечения  $S$  и ширины  $B_B$ . При этом каждый комбайн (см. таблицу) имеет ширину стола питателя  $B_{П}$ , меньшую ширины выработки  $B_B$ , что усложняет процесс погрузки штабеля горной массы в прибортовых пространствах выработок.

Сопоставление ширины стола питателя с шириной выработки

Проходческие комбайны	Максимальное сечение выработки $S$ , м <sup>2</sup>	Максимальная ширина выработки $B_B$ , м	Ширина стола питателя $B_{П}$ , м	Разница $\Delta = B_B - B_{П}$
1ГПКС	17,0	4,7	3,02	1,68
КП-21	28,0	6,5	3,4	3,1
СМ-130К	19,0	5,005	3,0	2,005
П-110	30,0	6,7	3,8	2,9

Разница  $\Delta$  между шириной выработки и шириной стола питателя характеризует наличие двух коридоров в прибортовых пространствах, не перекрываемых столом питателя. Это создает эксплуатационные затруднения из-за маневровых заездов комбайнов для зачистки прибортовых просыпей и удлиняет продолжительность проходческого цикла. Кроме того, усложняется работа обслуживающего

персонала. Поэтому совмещение процессов разрушения и погрузки стреловидными исполнительными органами в пространстве прибортовых коридоров за шириной стола питателя является актуальной и своевременной задачей повышения производительности проходки горных выработок.

### Компоновка радиальных коронок с дисковым инструментом

В мировой практике для разрушения горного массива используются комбайны, включающие исполнительные органы в виде коронок, фрез, барабанов с различными конструктивными особенностями и кинематическими связями, объединяющих в группу несколько рабочих органов.

Для проведения горных выработок по углю и смешанному забою с крепкими породными прослойками и отдельными включениями на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева были разработаны и испытаны в производственных условиях четыре экспериментальные коронки с двухпорными узлами крепления дисковых инструментов различной конструкции. Испытания позволили установить преимущества коронки четвертого типа с биконическими дисковыми инструментами диаметром  $D = 160$  мм и углом заострения  $\varphi = 30...35^\circ$  [2].

Усложнение условий эксплуатации при проходке выработок в забойных массивах неоднородной сложной структуры потребовало создания проходческих комбайнов высокой энерговооруженности, совершенствования конструкции исполнительных органов с радиальными коронками для повышения адаптивных и функциональных возможностей. Одним из путей технического решения является создание рабочих органов в виде сменных конструктивных модулей, содержащих дисковые инструменты с узлами крепления для взаимной увязки процессов разрушения, дробления негабаритов и своевременной погрузки разрушенной горной массы на стол питателя комбайна. В рамках этого

направления на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева разработаны радиальные коронки (рис. 1), реализующие режимы реверсивного движения дискового инструмента на трехгранных призмах с узлами крепления, обеспечивающими регулирование шага разрушения и параметров дробления негабаритов.

Данное техническое решение [3] реализовано в двух вариантах, в первом из которых

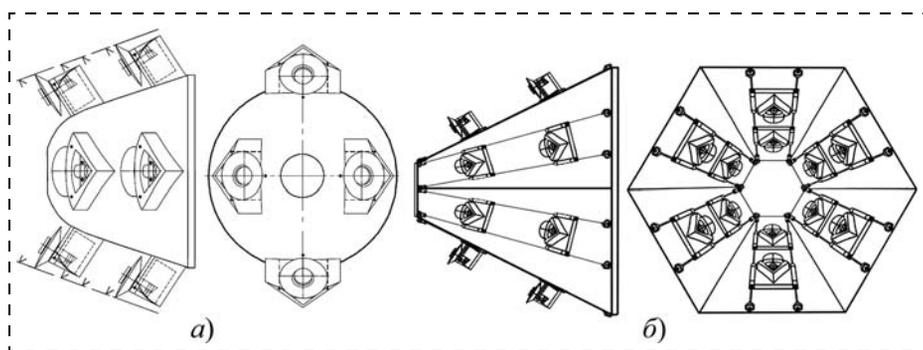


Рис. 1. Варианты коронок с трехгранными призмами и дисковыми инструментами: а — в виде усеченной конической поверхности; б — в виде усеченной многогранной пирамиды

трехгранные призмы на коронках жестко закреплены (см. рис. 1, а), а во втором они выполнены в виде сменных модулей (см. рис. 1, б).

### Функциональные свойства реверсивных радиальных коронок

Оба варианта конструкций коронок исполнительного органа проходческого комбайна позволяют повысить эффективность проведения горных выработок путем совмещения процессов разрушения забоя, дробления негабаритов и погрузки продуктов разрушения. При этом второй вариант (см. рис. 1, б) позволяет выполнять ремонтно-восста-

новительные операции на месте эксплуатации. Изменяя направления вращения двух радиальных кинематически связанных разрушающе-погрузочных коронок исполнительного органа, можно регулировать ширину фронта погрузки от минимальной до максимальной величины, обеспечивая выгрузку продуктов разрушения из прибортового пространства. Предлагаемая конструкция двухкорончатого исполнительного органа может быть рекомендована в виде сменного конструктивного модуля к широкому парку отечественных и зарубежных проходческих комбайнов избирательного действия.

### Варианты компоновки узлов крепления дискового инструмента к трехгранным призмам радиальных коронок

На рис. 2—4 представлены три варианта технических решений по узлам крепления дисковых инструментов к разрушающе-погрузочным трехгранным призмам, жестко закрепленным к наружным поверхностям реверсивных радиальных коронок стреловидного проходческого комбайна.

Данные технические решения разработаны на базе патентных исследований [4]. В каждом из трех вариантов при монтаже и демонтаже узла крепления дискового инструмента предложено максимально использовать свободное внутреннее пространство трехгранных призм, как наиболее защищенное от прямого попадания продуктов разрушения и транспортирования. Кроме того, эти пространства могут защитить элементы гидроразводки системы орошения и пылегашения для подачи пылеподавляющей жидкости в зоны разрушения забойного массива и дробления негабаритов дисковыми инструментами в межкорончатом пространстве исполнительного органа.

Первый вариант конструктивного исполнения узла крепления дискового инструмента представлен на рис. 2, а [3] и состоит из трехгранной призмы 1 с гранями 2, 3 и 4, две из которых 2 и 3 являются погрузочно-транспортирующими с общим ребром 5 (см. рис. 2, б). Между собой грани 3 и 4 пересекаются по ребру 7, а грани 2 и 4 — по ребру 6. Третья грань 4 обращена к забою и имеет сквозное отверстие для консольного размещения забойной части оси-цапфы 8, на которую свободно посажен дисковый инструмент 9, консольно установленный перед гранью 4. С обеих сто-

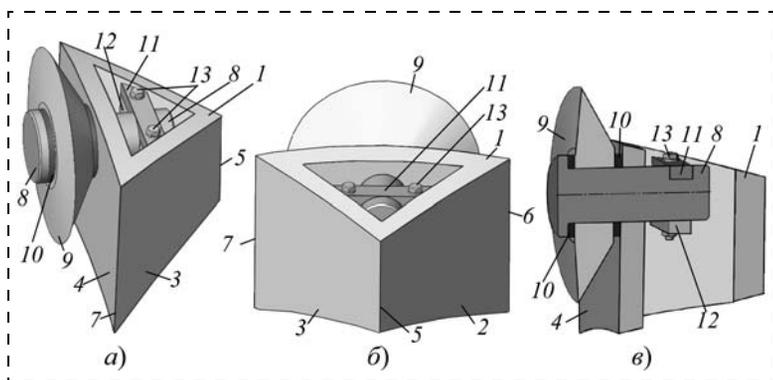


Рис. 2. Первый вариант закрепления дискового инструмента во внутреннем пространстве трехгранной призмы

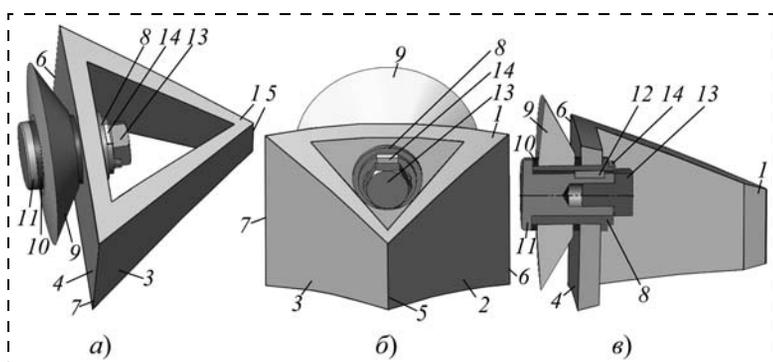


Рис. 3. Второй вариант консольного закрепления дискового инструмента на забойной грани трехгранной призмы

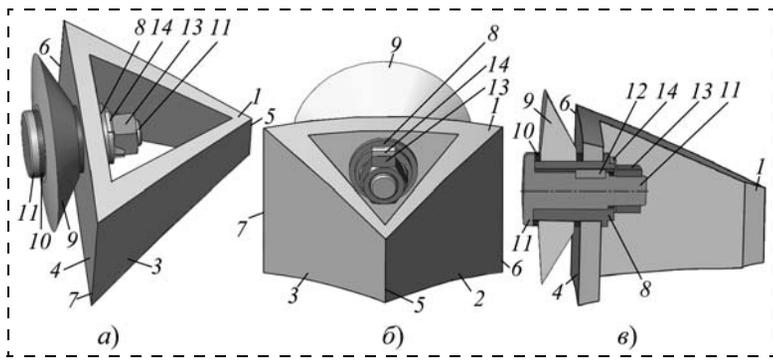


Рис. 4. Третий вариант консольного закрепления дискового инструмента на забойной грани трехгранной призмы

рон дискового инструмента 9 установлены дистанционные торцовые шайбы 10, выполняющие функцию упорных подшипников, воспринимающих осевые нагрузки при разрушении горного массива. Крепежная часть оси-цапфы 8 размещена во внутреннем пространстве трехгранной призмы 1 и жестко прикреплена планкой-замком 11 (см. рис. 2, в) к перегородке 12 болтами 13.

Для уменьшения трудоемкости и затрат времени на монтажно-демонтажные операции узлов крепления дисковых инструментов в трехгранных призмах разработаны второй и третий конструктивные варианты, представленные на рис. 3 и 4. В обоих вариантах предлагаемых конструкций увеличен объем внутреннего пространства трехгранных призм, что обеспечивает свободный доступ и удобство обслуживания узлов крепления при монтаже и демонтаже.

Сущность второго (см. рис. 3) и третьего вариантов (см. рис. 4) конструктивного исполнения узлов крепления дискового инструмента заключается в том, что элементы, обозначенные позициями 1—7, заимствованы из первого варианта (см. рис. 2), а отличие состоит в том, что грань 4 трехгранной призмы 1, обращенная к забою, имеет сквозное отверстие для консольного закрепления и размещения цапфы-втулки 8, на которой установлены дистанционные торцевые шайбы 10 и дисковый инструмент 9 с возможностью вращения. Торцовые шайбы 10 выполняют роль упорных подшипников, зафиксированных в осевом направлении внутренней торцевой поверхностью буртика оси 11, которая размещена внутри цапфы-втулки 8 и сопряжена с ней цилиндрической поверхностью со шпонкой-фиксатором 12. Ось 11 (см. рис. 3) имеет резьбовое отверстие, внутри которого размещен крепежный винт 13, зафиксированный от проворота через стопорную шайбу 14. При этом в оси 11 с упорным буртиком может быть выполнено как глухое, так и сквозное резьбовое отверстие.

В третьем варианте (рис. 4) во внутреннее пространство трехгранной призмы 1 выступает участок оси 11 с наружной резьбой, к которой прикреплена гайка 13 со стопорной шайбой 14.

### **Моделирование напряженного состояния в узлах крепления дискового инструмента к трехгранным призмам**

Создание узлов крепления дискового инструмента и оценка их работы в широком спектре условий эксплуатации являются одним из актуальных вопросов расширения области применения проходческих комбайнов с корончатыми исполнительными органами.

Для проверки работоспособности двухопорного узла крепления дискового инструмента [2, 4], а также каждого из трех разработанных вариантов крепления (см. рис. 2—4) был проведен статический расчет на прочность с применением метода конечных элементов. При этом в каждом варианте учитывались четыре конструкции дисковых инструментов диаметром  $D = 160$  мм (три биконических с углами заострения:  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$ ;  $\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$ ;  $\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$  и один конический  $\varphi = 30^\circ$ ), а также характеристики разрушаемого массива  $\sigma_{сж} = 50...140$  МПа.

В качестве примеров на рис. 5—8 (см. 3-ю и 4-ю стр. обложки) представлены распределения эквивалентных напряжений по критерию Мизеса для базового двухопорного и трех новых вариантов узлов крепления дискового инструмента диаметром  $D = 160$  мм в трехгранных призмах.

Анализ распределения эквивалентных напряжений по уровню максимальных величин в конструкциях узлов крепления дисковых инструментов диаметром  $D = 160$  мм с биконическими исполнениями ( $\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$ ;  $\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$ ;  $\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ ) и коническим исполнением ( $\varphi = 30^\circ$ ) позволил выявить картину нагружений основных конструктивных элементов.

Во всех конструктивных вариантах узлов крепления дискового инструмента как двухопорных, так и консольных на трехгранных призмах отмечены общие тенденции снижения размеров зон максимальных эквивалентных напряжений при характеристиках разрушаемых массивов  $\sigma_{сж} = 70$  МПа и 120 МПа с использованием биконических дисковых инструментов. При этом варианты конического исполнения ( $\varphi = 30^\circ$ ) и биконического исполнения ( $\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$ ) реализуют процесс разрушения с большими размерами зон максимальных эквивалентных напряжений (см. рис. 5 на 3-й стр. обложки), чем варианты биконического исполнения ( $\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$  и  $\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ ), а минимальные размеры зон эквивалентных напряжений отмечены для биконического исполнения при  $\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$  (см. рис. 6—8 на 3-й и 4-й стр. обложки).

В первом варианте (см. рис. 2 и 6, а на 3-й стр. обложки) при характеристике разрушаемого массива  $\sigma_{сж} = 70$  МПа прослеживаются размеры зон с максимальными напряжениями на кромке дискового инструмента 9, нижней части наружного отверстия забойной грани 4 и планке-замке 11. Для массива с  $\sigma_{сж} = 120$  МПа (см. рис. 6, б на 3-й стр. обложки) эти зоны значительно увеличиваются в размерах и появляются новые: в верхней части сопряжения поверхностей оси-цапфы 8 с отверстием забойной грани 4, внутренними поверхностями дистанционных торцовых шайб 10 и дискового инструмента 9.

Во втором варианте (см. рис. 3 и 7, а на 4-й стр. обложки) при массиве с  $\sigma_{сж} = 70$  МПа прослеживаются размеры зон с максимальными напряжениями на кромке дискового инструмента 9, нижней части наружного отверстия забойной грани 4 и внутренней поверхности цапфы-втулки 8. Для массива  $\sigma_{сж} = 120$  МПа (см. рис. 7, б на 4-й стр. обложки) эти зоны значительно увеличиваются в размерах и появляются новые: на сферической кромке забойной грани 4; в области сопряжения поверхностей дистанционной торцевой шайбы 10, цапфы-втулки 8, оси 11 с упорным буртиком и дискового инструмента 9.

В третьем варианте (см. рис. 4 и 8, а на 4-й стр. обложки) при массиве с  $\sigma_{сж} = 70$  МПа прослеживаются размеры зон с максимальными напряжениями на кромке дискового инструмента 9, нижней части наружного отверстия забойной грани 4, в области сопряжения поверхностей дискового инструмента 9 и дистанционной торцевой шайбы 10 со стороны упорного буртика оси 11. Для массива с  $\sigma_{сж} = 120$  МПа (см. рис. 8, б на 4-й стр. обложки) эти зоны значительно увеличиваются в размерах и появляются новые: на периферийной торцевой поверхности забойной грани 4; в области сопряжения поверхностей цапфы-втулки 8, оси 11 с упорным буртиком и дистанционной торцевой шайбы 10 в средней части по ширине дискового инструмента 9.

Выявлено снижение размеров зон максимальных эквивалентных напряжений на забойной грани 4 трехгранной призмы 1, обращенной к забою в третьем варианте узла крепления дискового инструмента 9, по сравнению со вторым вариантом, что характеризует более высокую жесткость крепления гайкой 13.

Преимуществом второго варианта (см. рис. 3) перед первым (см. рис. 2) и третьим (см. рис. 4) являются более высокая герметичность узла крепления дискового инструмента и максимальная защита резьбового соединения от повреждений при проведении монтажно-демонтажных операций.

Установлено, что эквивалентные напряжения по критерию Мизеса во всех конструктивных вариантах узлов крепления дискового инструмента радиальных коронок проходческих комбайнов существенно ниже предела текучести для стали 35ХГСА ( $\sigma_T = 490$  МПа).

Представленные технические решения и результаты моделирования напряженного состояния узлов креплений дискового инструмента в трехгранных призмах на коронках проходческих комбайнов позволили сформулировать ряд требований к конструкции исполнительных органов с двумя реверсивными радиально-осевыми коронками.

Прежде всего, реверсивные радиально-осевые коронки стреловидного исполнительного органа

проходческого комбайна избирательного действия должны совмещать процессы разрушения, дробления и погрузки горной массы. Кроме того, они должны содержать сменные конструктивные модули с дисковым инструментом на трехгранных призмах и обеспечивать герметизацию внутреннего пространства при размещении форсунок пылегашения в зоне работы дискового инструмента с возможностью монтажа и демонтажа. При этом трехгранные призмы необходимо размещать на наружных корпусах реверсивных радиальных коронок без разрывов коридоров транспортирования поверхностями погрузочно-транспортирующих граней-лопастей каждой трехгранной призмы с образованием лабиринта в кинематическом сопряжении коронок для дробления негабаритов. Частота вращения реверсивных радиальных коронок устанавливается в диапазоне, обеспечивающем работу в режиме лопастного транспортера для каждой реверсивной коронки и в зоне общего межкорончатого коридора при взаимодействии как с угольными, так и с породными компонентами разрушаемого забойного массива.

Максимальный диаметр реверсивных радиальных коронок по каждому из двух вариантов конструктивного исполнения (см. рис. 1) совместно с углом наклона оси стрелы к борту выработки должны перекрывать ширину разрыва  $\Delta/2$  (см. таблицу) в коридорах прибортовых пространств, не обслуживаемых столом питателя погрузочного устройства проходческого комбайна.

#### Список литературы

1. **Опыт** эксплуатации и оценка технического состояния проходческого комбайна избирательного действия по параметрам механических колебаний / Б. Л. Герике, А. А. Хорешок, С. Г. Мухортиков // Горный информационно-аналитический бюллетень. Промышленная безопасность и охрана труда. 2012. ОВ № 6. С. 7–20.
2. **Совершенствование** конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия / А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. Ю. Борисов, С. Г. Мухортиков // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 5. С. 2–6.
3. **Пат. 2455486** Российская Федерация, МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Кузнецов В. В., Мухортиков С. Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева" (КузГТУ). № 2010141881/03; заявл. 12.10.2010; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 19. 14 с.
4. **Распределение** напряжений в узлах крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов / А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, В. В. Кузнецов, А. Ю. Борисов, А. В. Воробьев // Вестн. Кузбасского гос. техн. ун-та. 2012. № 6. С. 34–40.

УДК 65.011.56:621.879.38

**А. М. Самойленко**, канд. техн. наук, МГГУ, г. Москва

E-mail: samoilova.lena2013@yandex.ru

## Система автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании

---

*Представлены структура и алгоритмы системы автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании, обеспечивающей управление процессом копания с толщиной срезаемой ковшем стружки, близкой к постоянной величине.*

**Ключевые слова:** драглайн, копание, автоматическое регулирование, натяжение канатов, толщина стружки грунта, путь копания.

**A. M. Samoylenko**

## System Automatics Regulation Tension of Elevating and Traction Ropes Excavating Machine at Digging

---

*In article the structure and algorithms of system automatics regulation of a tension of elevating and traction ropes excavating machine are presented. The system provides management of process of digging with thickness of the shaving cut off by a ladle close to a constant.*

**Keywords:** excavating machine, digging, automatics regulation, a tension of ropes, a thickness of a shaving of a ground, a digging way.

Время рабочего цикла, а следовательно, и производительность экскаватора-драглайна зависят от времени копания, которое определяется толщиной срезаемой ковшем стружки грунта. Из известных способов управления процессом копания наиболее рациональным представляется копание с толщиной срезаемой ковшем стружки грунта, близкой к постоянной величине. При этом обеспечивается равномерная отработка забоя без образования значительных неровностей на его поверхности, что способствует уменьшению времени на зачистку забоя.

Изменение толщины срезаемой ковшем стружки грунта машинист драглайна осуществляет за счет регулирования усилия натяжения подъемных канатов (ПК). Для поддержания толщины стружки грунта, близкой к постоянной величине, необходимо увеличивать натяжение ПК по мере перемещения ковша по забою в целях компенсации его возрастающего веса и сил сопротивления его перемещения по забою. При ручном управлении процессом копания машинисту достаточно трудно установить требуемое натяжение ПК, при котором

толщина стружки грунта будет близка к постоянной величине. Кроме того, применяемые в настоящее время системы управления электроприводом подъема обеспечивают изменение натяжения ПК за счет регулирования скорости электропривода, что может привести либо к недостаточному заглублению ковша в грунт и увеличению времени копания, либо к образованию слабины в ПК, являющейся одной из причин возникновения значительных динамических нагрузок в рабочем оборудовании и электромеханических системах драглайна при копании, снижающих их надежность и долговечность. В МГГУ разработана система автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов (ТК) драглайна при копании [1, 2].

В данной системе реализованы три режима управления процессом черпания (автоматического, автоматической коррекции сигналов управления электроприводами и автоматической защиты электромеханических систем от перегрузок) с помощью отдельных замкнутых контуров регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов, в

которых регулирование натяжения канатов осуществляется по нелинейным зависимостям от текущей длины пути копания и усилия в подъемных и тяговых канатах.

Достижение указанной цели, а именно, наличие автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна, осуществляется в режиме автоматического управления процессом черпания путем изменения натяжения подъемных канатов по нелинейной зависимости от величины длины пути  $l_k$  копания:  $S_{пн} = f(l_k)$ .

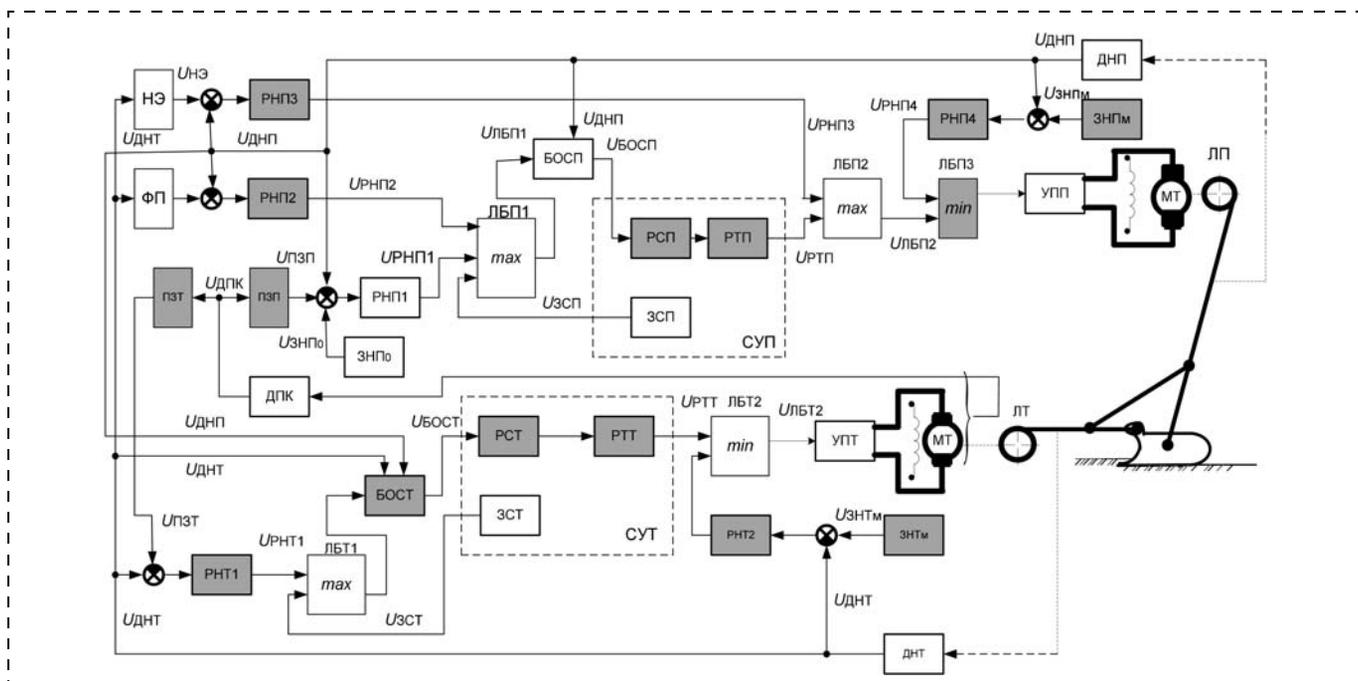
Впоследствии заданное значение натяжения подъемных канатов целесообразно автоматически корректировать, если усилие в подъемных канатах недостаточно и происходит значительное увеличение усилия в тяговых канатах из-за чрезмерного заглупления ковша в породу. Этот вопрос решается за счет внедрения в систему режима автоматической коррекции сигналов управления электромеханическими системами подъема и тяги.

И наконец, значение усилия натяжения подъемных канатов необходимо изменять в зависимости от усилия  $S_T$  в тяговых канатах  $S_{пн} = f(S_T)$  для того, чтобы обеспечить обход ковшем труднопреодолимого препятствия. Устранение перегрузок (нагрузок, близких стопорным) необходимо обеспечивать с максимально допустимым быстродействием, определяемым, в основном, коммутационными ограничениями электрических машин — при допустимой величине перерегулирования и колеба-

тельности переходного процесса регулирования натяжения канатов. Указанные требования предлагается реализовать в режиме автоматической защиты электромеханических систем драглайна от перегрузок.

Структура системы автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов экскаватора-драглайна при копании представлена на рисунке.

Структура системы содержит четыре замкнутых контура регулирования натяжения подъемных канатов и два замкнутых контура регулирования натяжения тяговых канатов. Каждый контур имеет свой собственный регулятор, что предохраняет свободный выбор законов управления, реализуемых регуляторами, их параметров и обеспечивает независимую настройку их в соответствии с требованиями, предъявляемых к качеству процесса регулирования в каждом контуре. Взаимодействие между соответствующими регуляторами натяжения подъемных и тяговых канатов (РНП1, 2, 3, 4 и РНТ1,2) и функциональными элементами СУП и СУТ (ЗСП, РТП и ЗСТ, РТТ) осуществляется через соответствующие логические блоки выделения сигналов, алгоритмы управления которых определяются усилиями в подъемных и тяговых канатах с их заданными максимальными или минимальными значениями. Система автоматического контроля включает также следующие элементы (см. рисунок):



Структура системы автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании

СУТ, СУП — системы управления электроприводами тяги и подъема, содержащие задатчики скорости электроприводов и регуляторы скорости тока подъема ЗСП, РСР, РТП и тяги ЗСТ, РСТ, РТТ;

МП, МТ — электродвигатели подъемной (ЛП) и тяговой (ЛТ) лебедок;

УПП, УПТ — управляемые преобразователи приводов подъема и тяги;

ЗНПм, ЗНТм — задатчики максимального натяжения подъемных и тяговых канатов;

ЛБП2, ЛБП3 — логические блоки выделения сигналов управления приводом подъема;

БОСП, БОСТ — блоки ограничения сигнала задания скорости приводов подъема и тяги;

ЛБП1, ЛБТ1 — логические блоки выделения сигналов управления приводами подъема и тяги;

ЗНПО — задатчик начального натяжения подъемных канатов;

ДПК — датчик пути копания;

ПЗП, РНП1, ДНП — программный задатчик, регулятор и датчик натяжения подъемных канатов;

ПЗТ, РНТ1, ДНТ — программный задатчик, регулятор и датчик натяжения тяговых канатов;

РНП2, РНТ2 — регулятор натяжения подъемных и тяговых канатов;

ФП — функциональный преобразователь;

НЭ — нелинейный элемент;

РНП3, РНП4 — регуляторы натяжения подъемных канатов;

ЛБТ2 — логический блок выделения сигналов управления приводом тяги.

Регуляторы РНП1, РНП2, РНТ1, обеспечивающие работу системы в режимах автокопания и автокоррекции сигналов, подключаются на входы соответствующих систем управления электроприводами подъема и тяги, а регуляторы РНП3, РНП4 и РНТ2, обеспечивающие режим защиты электроприводов от перегрузок, в целях повышения быстродействия при регулировании усилия в канатах в этом режиме подключаются непосредственно на входы управляемых преобразователей электроприводов подъема и тяги УПП и УПТ.

Кроме трех режимов работы системы автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов, ее структура предусматривает также режим ручного управления процессом черпания. Однако если сигналы управления электроприводами подъема и тяги, сформированные машинистом экскаватора, будут приводить к изменению натяжения подъемных или тяговых канатов нежелательным образом, т. е. к возможности возникновения значительных динамических нагрузок в

электромеханических системах, то эти сигналы будут отключены и не будут влиять на величину натяжения канатов.

В разработанной структуре системы содержатся: блок ограничения сигнала заданной скорости электропривода подъема (БОСП) в зависимости от усилия в подъемных канатах в целях ограничения динамических нагрузок, возникающих в момент отрыва груженого ковша от поверхности забоя при наличии слабины в подъемных канатах;

блок ограничения сигнала заданной скорости электропривода тяги (БОСТ) в зависимости от усилия в подъемных и тяговых канатах в целях ограничения динамических нагрузок электропривода тяги, которые могут возникнуть при черпании с большой скоростью в тех случаях, когда усилия в тяговых канатах близки к стопорным из-за значительного заглубления ковша в породу, при слабине в подъемных канатах, а также при встрече ковша с труднопреодолимым препятствием.

Алгоритмы управления системы автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании приведены в таблице.

Алгоритмы управления системы автоматического контроля натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании

Блок	Алгоритм
Логический блок ЛБП1	$U_{ЛБП1} = \max(U_{РНП1}, U_{РНП2}, U_{ЗСП1})$
Логический блок ЛБП2	$U_{ЛБП2} = \max(U_{РНП3}, U_{РТП}) = \begin{cases} U_{РНП3}, & \text{при } S_T < S_{ТЗМ}; \\ U_{РТП}, & \text{при } S_T \leq S_{ТЗМ}, \end{cases}$
Логический блок ЛБП3	$U_{ЛБП3} = \min(U_{ЛБП2}, U_{РНП4}) = \begin{cases} U_{ЛБП2}, & \text{при } S_{П} \leq S_{ПЗМ}; \\ U_{РНП4}, & \text{при } S_{П} > S_{ПЗМ}, \end{cases}$
Логический блок ЛБТ1	$U_{ЛБТ1} = \max(U_{ЗСП}, U_{РНТ1})$
Логический блок ЛБТ2	$U_{ЛБТ2} = \min(U_{РТТ}, U_{РНТ2}) = \begin{cases} U_{РТТ}, & \text{при } S_T \leq S_{ТЗМ}; \\ U_{РНТ2}, & \text{при } S_T > S_{ТЗМ}, \end{cases}$
Логический блок БОСП	$U_{БОСП} = U_{ЗРСР} \equiv \begin{cases} V_{П0}, & S_{П} < S_{П0}; \\ V_{П3}, & S_{П} \geq S_{П0}, \end{cases}$
Блок ограничения скорости БОСТ	$U_{БОСТ}(S_{П}) \equiv \begin{cases} V_{Т0}, & S_{П} \leq S_{П0}; \\ 0, \dots, V_{ТНОМ}, & S_{П} > S_{П0}, \end{cases}$ $U_{БОСТ}(S_T) \equiv \begin{cases} (0, \dots) V_{ТНОМ}, & S_T \leq S_{ТСТ}; \\ 0,5 V_{ТНОМ}, & S_T \leq 0; \\ 0, & S_T = S \end{cases}$

Применение разработанной системы автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов позволяет повысить производительность драглайна по сравнению с ручным управлением за счет уменьшения времени копания и времени на планировку забоя, а также надежность и долговечность рабочего оборудования и электро-механических систем подъема и тяги драглайна.

#### Список литературы

1. **Ломакин М. С.** Автоматическое управление технологическими процессами карьеров. М.: Недра, 1978. 280 с.
2. **Ломакин М. С., Ромашенков А. М., Самойленко А. М.** Устройство для управления движением ковша экскаватора-драглайна. Пат. РФ, № 2326212, 2008.

**ПРЕДСТАВЛЯЕМ КНИГУ**



## ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

### ЭНЦИКЛОПЕДИЯ “МАШИНОСТРОЕНИЕ”



#### Том IV-24 ГОРНЫЕ МАШИНЫ

Ю.А. Лагунова, А.П. Комиссаров, В.С. Шестаков и др.; под общ. ред. В.К. Асташева

2011 г. 496 с. ISBN 978-5-94275-567-6

**Цена 2000 р.**

Рассмотрены вопросы проектирования и эксплуатации горных машин и оборудования. Приведенный материал охватывает всю цепочку использования горной техники: от горно-проходческих работ до методов добычи, рудоподготовки и обогащения полезных ископаемых. Представлены технические характеристики, схемы, описание конструкций, методы расчета и испытаний горных машин.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru  
Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

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 01.08.2013. Подписано в печать 26.09.2013. 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 "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз".  
105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.