

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.

ПЕВЗНЕР 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:**

БЕЛЯНИКИНА 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

**Чекмасов Н. В., Шишлянников Д. И.** Способы и устройства для реализации процессов разрушения калийных пластов перекрестными резами . . . . . 2

### СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

**Трифанов Г. Д., Микрюков А. Ю.** Непрерывный динамический контроль жесткой армировки вертикальных шахтных стволов . . . . . 6

**Николаев А. В.** Интенсификация теплообмена в шахтной калориферной установке . . . . . 10

**Николаев А. В., Алыменко Н. И., Седунин А. М.** Автоматизированная ресурсо- и энергосберегающая система воздухоподготовки шахтного воздуха . . . . . 14

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

**Чекмасов Н. В., Шишлянников Д. И., Трифанов М. Г.** Исследование режимов работы приводов шахтного самоходного вагона ВС-30 . . . . . 19

### БУРОВЫЕ РАБОТЫ

**Пивнев В. А., Юнгмейстер Д. А., Максаров В. В., Непран М. Ю., Лавренко С. А., Исаев А. И., Сабитов А. Э.** Рудничные испытания модернизированного перфоратора ПП-54С2 . . . . . 23

### НАДЕЖНОСТЬ

**Иванов С. Л., Звонарев И. Е., Шишлянников Д. И., Бурак А. Я., Николаев В. М.** Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов . . . . . 28

**Трифанов Г. Д., Кузнецов В. С.** О причинах повреждения шахтных подъемных канатов на участке струны . . . . . 33

### НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

**Трифанов Г. Д.** Экспериментальные исследования колебаний струны каната шахтной подъемной установки . . . . . 36

**Винокуров В. Е., Стрелков М. А.** Влияние свивки стального каната на результаты измерения потери сечения различными типами магнитных систем . . . . . 40

**Трифанов Г. Д., Муравский А. К., Воробель С. В.** Взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла шахтного подъемного каната . . . . . 43

**Муравский А. К.** Определение рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора . . . . . 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 622.322.8

**Н. В. Чекмасов**, канд. техн. наук, доц., **Д. И. Шишлянников**, канд. техн. наук, доц.,  
ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: mec@pstu.ru

## Способы и устройства для реализации процессов разрушения калийных пластов перекрестными резами

*Рассмотрены способы разрушения калийных пластов перекрестными резами. Представлены конструкции перспективных исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов, реализующих перекрестную схему резания калийного массива.*

**Ключевые слова:** проходческо-очистной комбайн, перекрестная схема резания, исполнительный орган, калийная руда.

**N. V. Chekmasov, D. I. Shishlyannikov**

## Methods and Apparatus for Implementing the Process of Destruction of the Potash Layers Cross Cuts

*Considered the methods of destruction potash layers cross-cuts. The design of a prospective executive harvesters, implementing cross-cutting scheme potash array.*

**Keywords:** mining machine, cross-cutting scheme, the executive body, potash ore.

Современные способы разработки калийных месторождений характеризуются высокими затратами, расходами, связанными с эксплуатацией технологического оборудования, и большим числом мелких, труднообогатимых классов в от-

битой руде (отходы горного производства). Повышение эффективности подземных технологий при разработке калийных пластов может быть обеспечено при внедрении комбайнов, разрушающих забой перекрестными резами.

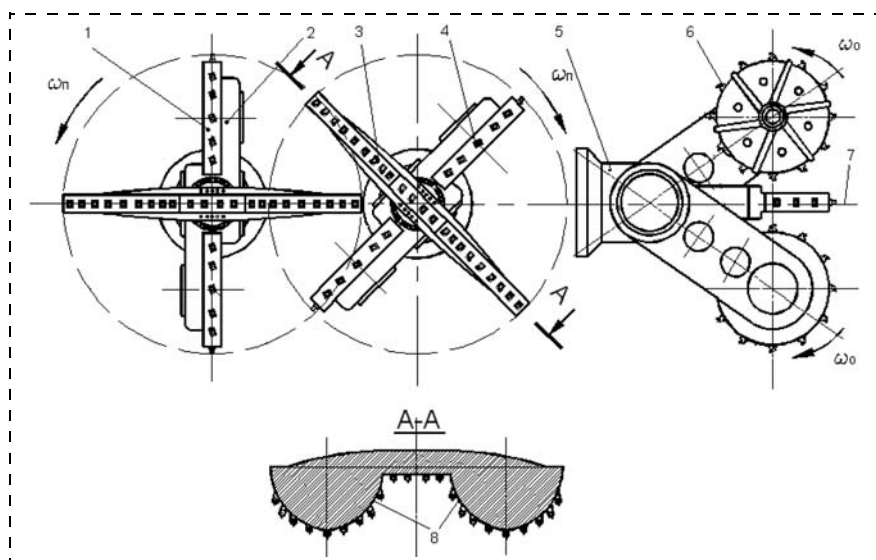


Рис. 1. Схема двоянного планетарно-дискового исполнительного органа с двулучевыми планшайбами

По сравнению с традиционными способами разрушения, основанными на использовании комбайнов с планетарно-дисковыми, роторными и шнековыми исполнительными органами, удельные энергозатраты на разрушение при перекрестном способе снижаются на десятки процентов, а выход мелких фракций в руде более, чем на порядок. Результаты экспериментальных исследований показывают, что эффективное разрушение калийных образцов с наименьшими энергозатратами обеспечивается резами малой толщины ( $h = 5 \dots 10$  мм), при шаге резания  $t = 30$  мм и

с минимальным выходом мелких фракций в руде при  $t = 40...60$  мм [6].

Впервые способ разрушения горного массива перекрестными резами предложен в 2008 г. в ОАО "Сильвинит" [3]. Реализация способа основывается на использовании комбинированного исполнительного органа, состоящего из дисков 1 (рис. 1), установленных на рукоятях 2, ротора 3, выполненного в виде двулучевой планшайбы, закрепленной на корпусе раздаточного редуктора 5.

При работе комбайна резцовые диски 1, вращаясь вокруг собственной оси 4 с частотой  $\omega_0$  и оси 7 исполнительного органа с частотой  $\omega_{\Pi}$ , разрушают забой радиальными расходящимися резами посредством резцов 6. Глубина радиальных резов резцовых дисков  $h_d$  не постоянная и изменяется по закону

$$h_d = \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\Pi} k_d} \sin \varphi, \quad (1)$$

где  $v_{\Pi}$  — скорость подачи комбайна;  $\omega_{\Pi}$  — частота вращения исполнительного органа;  $k_d$  — число дисков;  $\varphi$  — текущее значение угла положения резца.

Резцы ротора разрушают массив концентрическими резами II (рис. 2), пересекающимися с радиальными резами I под углами, близкими к  $90^\circ$ . Глубина резов резцов ротора постоянна и равна

$$h_p = \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\Pi} m}, \quad (2)$$

где  $m$  — число резцов в линии резания.

Из выражений (1) и (2) при  $k_d = m$  следует вывод о том, что если опорную поверхность  $\delta$  (см. рис. 1) ротора выполнить в виде полуокружности диаметром, равным диаметру резцовых дисков, то при совместном расположении глубина резов в местах пересечения III (см. рис. 2) будет разной, за исключением одного реза при  $\varphi = \pi/2$ , вследствие чего снижается эффективность отбойки горной массы перекрестными резами. Для выполнения условия равенства глубины резов в местах пересечения III опорные поверхности породоразрушающего инструмента ротора и дисков должны иметь смещение  $h_c$ , равное

$$h_c = h_p - h_d = \frac{v_{\Pi}}{\omega_{\Pi} k_d} (1 - \sin \varphi). \quad (3)$$

Представленная на рис. 1 конструкция исполнительного органа может быть реализована на

базе серийных комбайнов "Урал-10А", "Урал-20Р" путем установки на корпусах раздаточных редукторов роторов с породоразрушающим инструментом и увеличения мощности привода переносного движения дисков. Основным преимуществом данной конструкции является снижение динамических нагрузок на приводы относительного переносного вращения резцовых дисков.

Вследствие увеличения шага радиальных резов I на периферийной части забоя невозможна реализация схемы перекрестного резания. Для устранения этого недостатка предложен исполнительный орган, состоящий из наклонно установленных дисков 2 (рис. 3), осуществляющих относительное и переносное движение резцов 3, гребенок ротора 1, вращающихся в плоскости, перпендикулярной оси комбайна. Гребенки ротора 1 расположе-

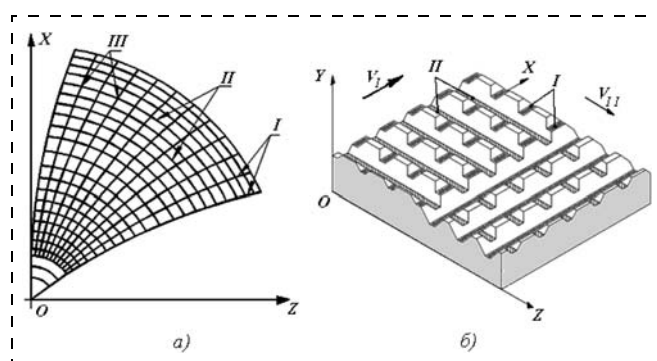


Рис. 2. Схема резания планетарно-дискового исполнительного органа с двулучевой планшайбой:

а — проекция резов на плоскость забоя; б — аксонометрическая проекция резов; I — радиальные резы поворотных дисков; II — резы ротора; III — пересечения резов;  $V_I$  — направление радиальных резов;  $V_{II}$  — направление резов ротора

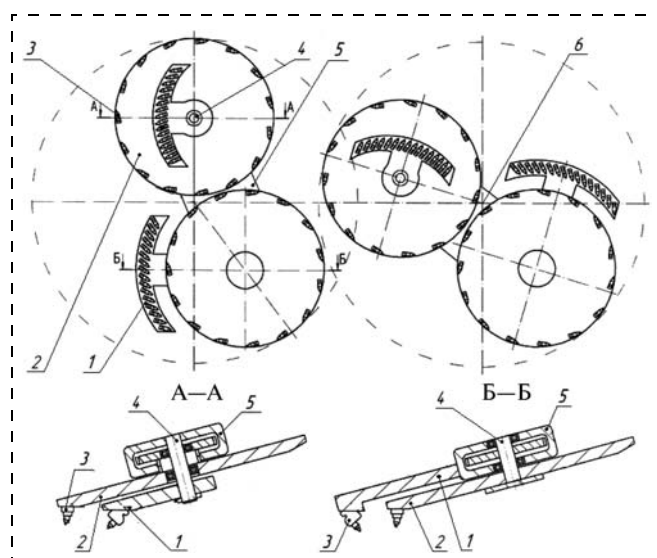


Рис. 3. Схема сдвоенного роторно-дискового исполнительного органа

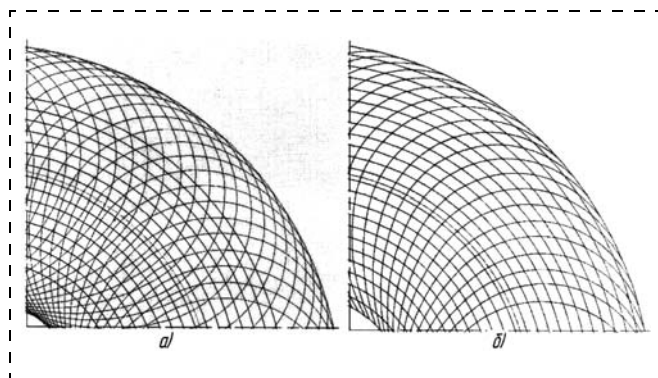


Рис. 4. Схема резания роторно-дискового исполнительного органа:  
 а — при наклоне дисков в разные стороны; б — при наклоне дисков в одну сторону

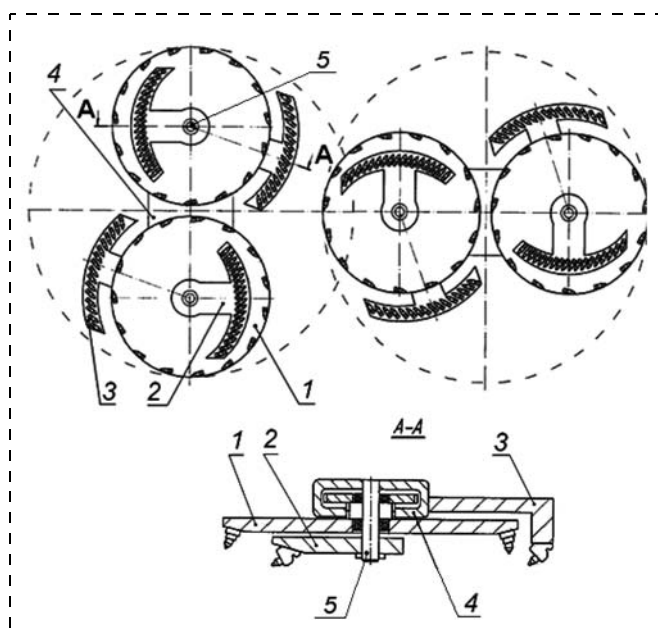


Рис. 5. Схема двоянного плоско-дискового исполнительного органа:  
 1 — поворотные диски с резами; 2, 3 — роторные гребенки; 4 — корпус редуктора; 5 — неподвижный вал

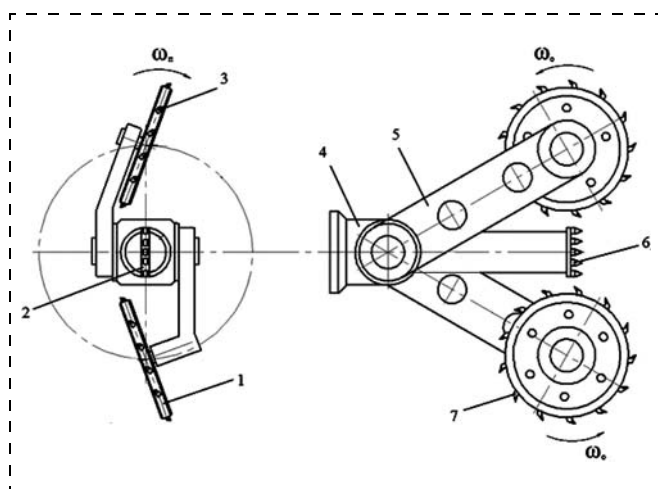


Рис. 6. Схема планетарно-дискового исполнительного органа с наклоном резовых дисков относительно плоскости симметрии

ны за передними и задними режущими кромками дисков 2 и жестко крепятся к корпусу редуктора 5 через неподвижный вал 4 [5].

Преимущество планетарных наклонно-дисковых органов как при перекрестном, так и при традиционном резании состоит в том, что по всей длине резов существует прямая зависимость между глубиной и шагом резания. Если диски 2 планетарного органа установить с наклоном в противоположные стороны, то забой будет разрушаться передней кромкой одного диска и задней кромкой другого [1]. При этом центральная и периферийная части забоя (относительно оси вращения б) разрушаются перекрестными резами дисков, а средняя часть забоя — пересекающимися резами дисков и гребенок ротора (рис. 4). Данная компоновка исполнительного органа позволяет уменьшить число резцов на гребенках ротора.

Высокопроизводительная работа комбайнов при малой глубине резов возможна при высокой скорости резания либо при увеличении количества исполнительных органов. Для реализации второго варианта предложен способ разрушения, основанный на использовании плоско-дисковых исполнительных органов (рис. 5), у которых за передней и задней режущими кромками дисков установлены роторные гребенки [4].

Основным недостатком рассмотренных конструкций является большое число резцов, одновременно контактирующих с забоем, что обусловлено необходимостью поддержания значений параметров резания в интервалах, обеспечивающих минимальные энергозатраты и выход пылевидных фракций при отбойке руды. Для устранения этого недостатка сотрудниками кафедры ГНМ ПНИПУ предложен способ разрушения массива, реализуемый планетарно-дисковым органом (рис. 6) [2].

Конструкция предлагаемого исполнительного органа состоит из дисков 1 и 3, вращающихся в противоположные стороны и установленных под углом к плоскости симметрии 2, образованной продольной осью органа разрушения и прямой, проведенной через центры резовых дисков. Резцы 7 поворотного диска 1 разрушают массив последовательными тангенциально-радиальными резами, идущими от периферии к центру забоя. Резцы диска 3 реализуют радиально-тангенциальные резы от центра к периферии забоя. Вращающийся

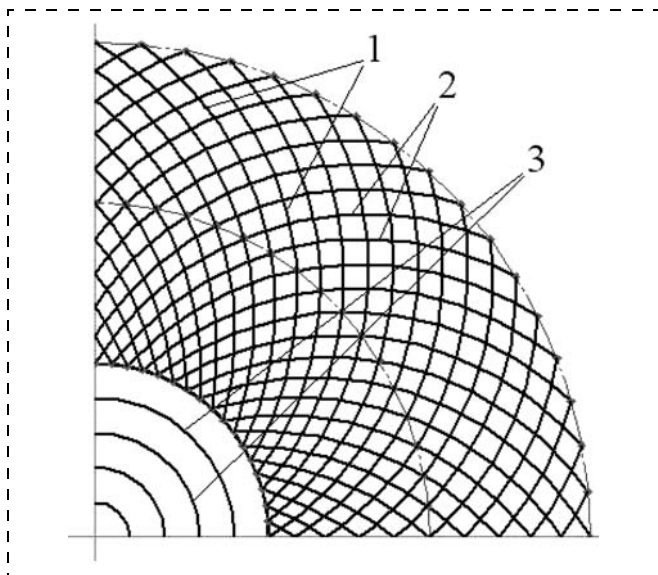


Рис. 7. Схема резания планетарно-дискового исполнительного органа с наклоном резовых дисков относительно плоскости симметрии: 1, 2 — резы вращающихся в противоположные стороны дисков; 3 — резы забурника

момент на диски 1, 3 передается раздаточным 4 и поворотными 5 редукторами. Центральная часть забоя обрабатывается забурником 6. Разнонаправленное вращение и переносное движение наклонно установленных дисков обеспечивают создание на поверхности калийного массива сетки пересекающихся резов (рис. 7). Техническим результатом способа разрушения является упрощение конструкции исполнительного органа, снижение напорного усилия комбайна и необходимой тяговой способности гусеничного органа перемещения.

Конструкция и принцип планетарного органа незначительно отличаются от серийных исполнительных органов, установленных на комбайнах типа "Урал", и поэтому для их внедрения потребуются небольшие затраты.

Таким образом, предложенные способы и исполнительные органы для реализации процессов разрушения калийных пластов позволят снизить удельные энергозатраты и выход труднообогатимых фракций в руде, а за счет снижения нагрузки на органах разрушения увеличить долговечность приводов и режущего инструмента.

#### Список литературы

1. Долгов В. Л. Совершенствование плоско-планетарных исполнительных органов проходческих комбайнов. В кн.: Горная электромеханика и механизация горных работ. М.: Недра, 1969. 383 с.
2. Заявка на патент РФ № 2013113586. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, Д. И. Шишлянников. ПНИПУ; от 26.03.2013.
3. Пат. РФ № 2375571. Способ разрушения массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, А. Н. Чистяков, В. В. Семенов, Д. И. Шишлянников. ОАО "Сильвинит"; опубл. 10.12.2009.
4. Пат. РФ № 2465458. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов, Г. Д. Трифанов. ПНИПУ; опубл. 27.10.2012.
5. Пат. РФ № 2460882. Способ разрушения горного массива перекрестными резами / Н. В. Чекмасов. ООО "РКИ"; опубл. 10.09.2012.
6. Старков Л. И., Харламова Н. А. Исследование схемы перекрестного резания // Горный журнал. Известия вузов. 1997. № 7—8. С. 74—76.



### Горно-нефтяной факультет ПНИПУ

В настоящем номере ПНИПУ представлен статьями сотрудниками горно-нефтяного факультета (декан — д-р геол.-минерал. наук, проф. Сергей Владимирович Галкин) — старейшего и одного из самых крупных факультетов Пермского национального исследовательского политехнического университета. Он образован в 1953 г. при создании Пермского горного института.

Обучение на факультете ведется по очной, очно-заочной и заочной формам и охватывает более 2500 человек. Факультет имеет высококвалифицированный профессорско-преподавательский состав, который в основном сформирован из выпускников университета. Более 65 % работающих на кафедрах преподавателей и научных сотрудников имеют ученые степени и звания.

Основные направления научных исследований факультета:

- оптимизация проветривания рудников и тоннелей, регулирование микроклимата рудников с использованием холода (тепла) недр;
- повышение безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования и внедрение систем компьютерной диагностики шахтных подъемных установок, горных комбайнов и другой техники;
- разработка моделей и методов прогноза и управления деформированным состоянием скальных массивов и создание геотехнических систем различного назначения;
- разработка промывочных и тампонажных растворов для бурения скважин в отложениях легкорастворимых минеральных солей, первичного и вторичного цементирования;
- совершенствование и разработка бурового керноотборного инструмента.

УДК 622.258

Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, А. Ю. Микрюков, асп., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: Alexey\_mic@mail.ru

### Непрерывный динамический контроль жесткой армировки вертикальных шахтных стволов

---

*Предложен способ реализации непрерывного контроля контактных нагрузок в системе "сосуд—армирование" вертикальных шахтных стволов. Приведены некоторые результаты аппаратных динамических испытаний в промышленных условиях.*

**Ключевые слова:** шахтная подъемная установка, подъемный сосуд, жесткая армировка, динамические нагрузки, регистрация параметров, защита.

G. D. Trifanov, A. Yu. Mikryukov

### Continuous Dynamic Control of Rigid Reinforcement Vertical Shafts

---

*The problem of determining constant control of the contact dynamic loads in the "vessel—reinforcement" of vertical shafts. Are given the data of hardware dynamic tests under industrial conditions.*

**Keywords:** mine hoisting plants, shaft skip, mine shaft furniture, dynamical force, safety devices, registration of parameters, protect.

Производительность шахт и рудников имеет тенденцию к увеличению, что определяет повышение нагрузки на подъемные установки и шахтные стволы — ключевые элементы горного производства. Рост производительности подъемных комплексов осуществляется посредством увеличения времени работы подъемных установок, грузоподъемности скипов и скорости движения подъемных сосудов, что обуславливает увеличение динамических воздействий на проводники и армировку шахтного ствола со стороны подъемного сосуда, сокращение срока службы элементов армировки и подъемных сосудов, снижение безопасности эксплуатации шахтного ствола. Выход из строя элементов конструкции в шахтном стволе может привести к серьезной аварии и остановке производства на руднике или шахте.

Исследования в области динамики подъемных сосудов и армировки вертикальных шахтных стволов, проведенные в последние десятилетия, показывают, что движение подъемных сосудов по жестким направляющим проводникам сопровождается колебательными процессами в системе "подъемный сосуд—жесткая армировка" и динамическими нагрузками, возникающими вследствие ударов скипа

о проводники в лобовых и боковых плоскостях. Значительная часть колебательного цикла в пределах кинематического зазора между сосудом и проводником проходит, опираясь на резиново-пружинный блок роликового амортизатора, а завершающая часть — при жестком взаимодействии предохранительного башмака скипа с проводником. На последнем этапе реализуются наибольшие по амплитуде динамические нагрузки, большая часть которых воспринимается предохранительным башмаком [1]. Нагрузки могут достигать 10...17 % от полного веса подъемного сосуда.

Причинами возникновения динамических воздействий сосуда на проводники являются отклонения проводников от вертикали, криволинейность проводников, уширения и сужения колеи, а также дефекты стыков проводников, периодическое изменение жесткости направляющих проводников, износ жестких направляющих башмаков подъемного сосуда и проводников, возникновение крутящего момента на подъемном канате, смещение центра тяжести подъемного сосуда от оси каната [2].

В настоящее время контроль состояния армировки шахтного ствола осуществляется по результатам маркшейдерской съемки (сроки профилирования

устанавливаются главным инженером организации для каждого ствола и проводятся не реже одного раза в три года) и ежедневных осмотров шахтного ствола [3]. Дискретность получения информации, многоэлементность конструкции, ручной способ проведения работ определяют длительные простои шахтной подъемной установки, значительные трудозатраты на проведение контроля, невозможность получения достоверной, точной информации о состоянии каждого элемента армировки. В практике эксплуатации шахтных стволов достаточно примеров, когда в течение суток между двумя осмотрами параметры проводников изменялись критически, обуславливая аварийные остановки подъема.

Отклонения геометрических параметров проводников увеличиваются пропорционально времени эксплуатации шахтных стволов и являются случайными по величине, их можно выразить близким к нормальному законом распределения [4].

Рассмотрим графики изменения основных показателей работы подъемной установки перед аварией, связанной с обрывом шахтных проводников (рис. 1). Скиповая подъемная установка была оснащена регистраторами параметров РПУ-03.5. Обрыв проводников произошел при подъеме груженого скипа.

Изменение положения проводников в лобовом и боковых направлениях привело к отклонениям от проектного расстояния между проводниками. В результате подъемный сосуд, проходя искривленный участок на большой скорости, вызывал колебания всей конструкции, ударная нагрузка возросла настолько, что произошел обрыв двух шахтных проводников. Увеличение момента на валу

подъемного двигателя, вызванное нарушением плавности движения подъемного сосуда, заклиниванием скипа между проводниками, обусловило изменение тока якоря (кривая 1, см. рис. 1). Пульсации тока якоря наблюдались в нескольких циклах подъема груженого скипа перед аварией.

В системе "подъемный сосуд—жесткая армировка" при определенных условиях наступает параметрический резонанс, нарастание амплитуды горизонтальных колебаний, зависящих только от параметров системы, полного веса подъемного сосуда  $m$ , скорости движения по стволу  $v$ , приведенной жесткости  $C_{арм}$  и шаге армировки  $h$ . В связи с этим соотношение параметров подъемных установок и армировки шахтных стволов должно осуществляться на дорезонансных или устойчивых режимах.

На рис. 2 представлена функция изменения действительной интенсивности шахтного подъема в зависимости от шага армировки в неявном виде [5]. С помощью этого графика можно определить наличие или отсутствие параметрического резонанса в системе по параметрам  $mv^2, k, h, \xi$ , определяющимся по формулам:

$$\xi = \frac{\sigma EI}{C_0 h^3};$$

$$k = \sqrt[3]{C_0(\sigma EI)^2},$$

где  $\xi, k$  — динамические коэффициенты;  $C_0$  — жесткость опор расстрелов направляющего проводника, Н/м;  $E$  — модуль упругости проводника, МПа;  $I$  — момент инерции проводника, м<sup>4</sup>;  $EI$  — жест-

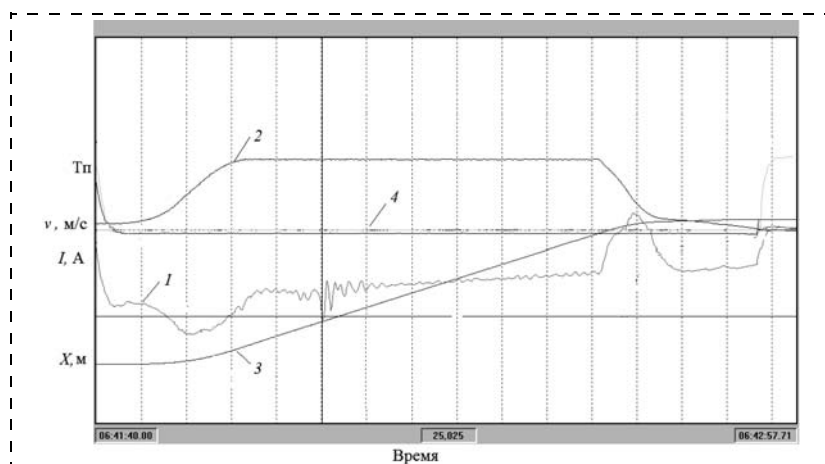


Рис. 1. Графики изменения основных параметров шахтной подъемной установки перед аварией, связанной с обрывом двух проводников (шаг сетки — 5 с): 1 — ток якоря электродвигателя шахтной подъемной установки; 2 — скорость движения подъемного сосуда в шахтном стволе; 3 — положение подъемного сосуда в шахтном стволе; 4 — график срабатывания предохранительного тормоза

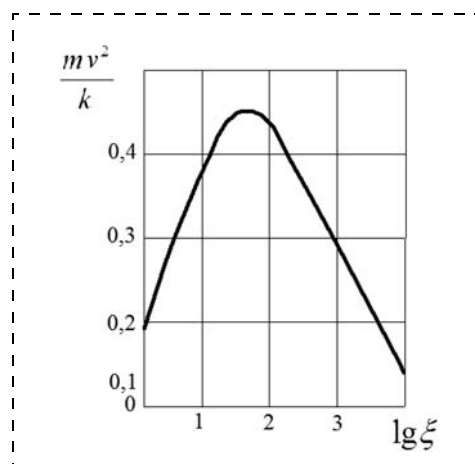


Рис. 2. График оценки динамической устойчивости системы "подъемный сосуд—жесткая армировка"

кость направляющего проводника;  $h$  — шаг армировки, м;  $\sigma$  — напряжение изгиба проводника, МПа;  $mv^2$  — интенсивность подъемной установки.

Если расчетное значение по параметрам  $mv^2$ ,  $k$ ,  $h$ ,  $\xi$  (индивидуальные параметры, установленные для каждого подъема) находится на графике ниже кривой, то движение подъемного сосуда по направляющему проводнику устойчиво.

Изучение отрицательного влияния динамических процессов в армировке стволов на работу шахтных подъемных установок потребовало проведения ряда исследовательских работ, основной

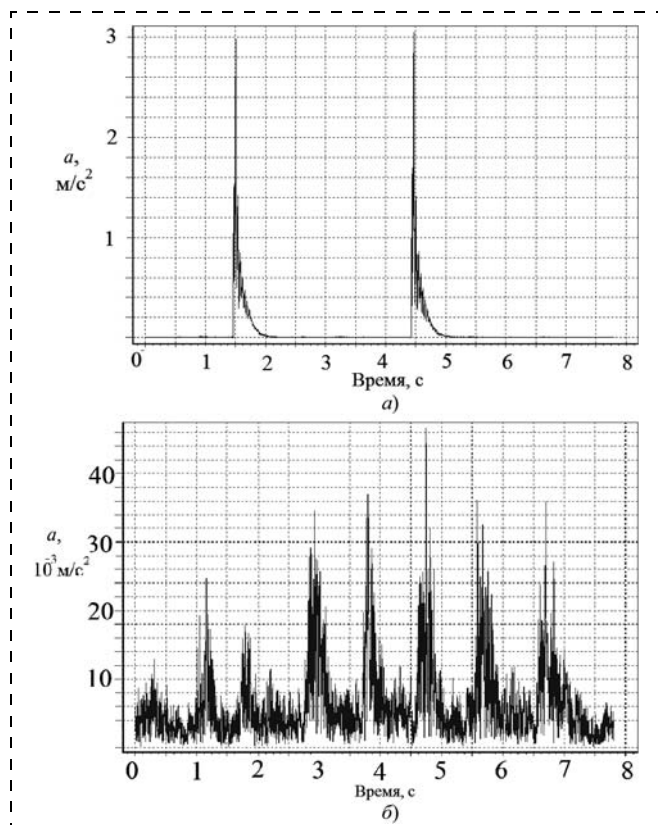


Рис. 3. Огибающая вибросигнала при тестовом воздействии на проводники на нулевой отметке (а) и отметке  $-40$  м (б) от места установки датчика

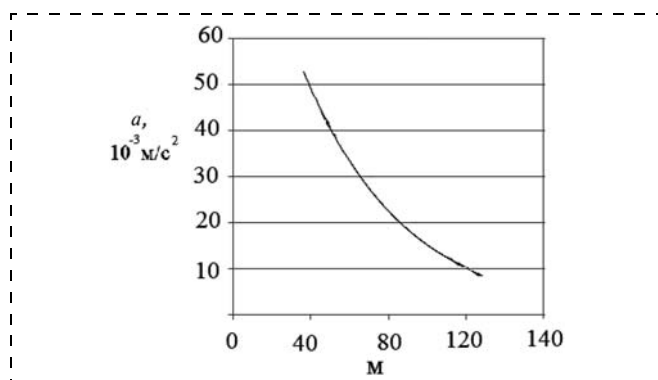


Рис. 4. График изменения амплитуды тестового сигнала в зависимости от расстояния до источника воздействия

целью которых являлась разработка способа контроля динамических нагрузок в системе "подъемный сосуд—жесткая армировка". Виброметрический контроль армировки шахтных стволов проводился сотрудниками кафедры "Горные и нефтепромышленные машины" Пермского национального исследовательского политехнического университета совместно со специалистами ООО "РКЦ" (г. Пермь).

Динамические воздействия подъемного сосуда на армировку, возникающие на стыках и в местах изменения формы проводников, обуславливают появление механических колебаний, распространяющихся по металлу проводников. Количественная оценка параметров колебаний осуществлялась посредством пьезоэлектрических датчиков — акселерометров (вибропреобразователей) AP28И.

Методикой исследований предусматривалось осуществление тестовых воздействий на проводники в шахтном стволе при остановках скипа на определенных ранее ярусах (движении вниз от "нулевой" отметки до загрузочного бункера). Интервалы остановок скипа составили  $-30\ldots-40$  м.

Результаты тестовых воздействий показали, что при удалении места удара от точки крепления датчика вибросигнал значительно ослабевает. Это можно объяснить быстрым затуханием высокочастотной вибрации при распространении по металлу, значительным ослаблением волны при переходе через стыки проводников, рассеянием и поглощением энергии удара в конструктивных элементах армировки и крепи ствола. Так, при воздействиях на проводник на ярусе 10 отметка  $-40$  м (рис. 3) амплитуда тестового сигнала ослабевает в 65,4 раза по сравнению с амплитудой сигнала на ярусе 1, в непосредственной близости от места установки датчика. По результатам исследования получен график, на котором видно, что амплитуда сигнала на отметке  $-80$  м ослабевает соответственно в 111 раз (рис. 4), на  $-120$  м — в 311 раз. На отметке  $-120$  м полезную часть сигнала выделить практически невозможно, так как амплитуда сигнала меньше амплитуды "белого шума". Измерения на более удаленных отметках в стволе привели к аналогичным результатам.

Таким образом, по результатам измерения можно сказать, что эффективность измерения вибросигнала ограничена расстоянием  $60\ldots 80$  м от точки установки датчика. Быстрое затухание сигнала объясняется его ослаблением при переходе через стыки проводников, а также рассеянием и поглощением энергии колебаний в элементах ствола.



Виброметрический метод контроля состояния армировки ствола эффективен при установке дублирующих датчиков с интервалом 120...160 м. Недостатком предложенного метода виброметрического контроля состояния шахтных проводников является необходимость установки датчиков и прокладки кабеля на большой глубине. Идентифицировать источники ударов при работе подъемных установок посредством датчиков-акселерометров, установленных на жестких проводниках, затруднительно, так как зачастую в стволе одновременно перемещаются несколько подъемных сосудов, которые оказывают примерно одинаковое воздействие на армировку ствола и датчики. Также возможны удары и шумы от просыпи руды в стволе и обвалов скоплений соли на расстрелах, что также обуславливает нарушение нормальной работы датчиков и повышение уровня помех.

Достоверное определение и автоматизированный контроль динамических нагрузок в системе "подъемный сосуд — жесткая армировка" возможны посредством использования аппаратно-программного комплекса КАРСТ (разработка кафедры и ООО "РКИ").

АПК КАРСТ функционирует совместно с регистратором параметров РПУ-03.5, обеспечивает в режиме реального времени измерение вибраций направляющих проводников, обработку и регистрацию информации, а также визуализацию информации на удаленной рабочей станции.

Опытно-промышленные испытания комплекса КАРСТ выполнены на типовой подъемной установке, оснащенной двумя скипами. Монтаж датчиков выполнялся на всех направляющих проводниках на отметке  $-3$  м — под балками первого яруса ниже устья ствола (нулевой отметки). Направляющие проводники № 1 и № 2 обеспечивают движение правого скипа, № 3 и № 4 — левого скипа. Для обеспечения защиты от падающих кусков руды датчики закреплены под балками расстрелов.

Четыре датчика подключаются к усилителю, который одновременно является источником питания (рис. 5). Сигнал с датчиков усиливается, фильтруется и подается на плату аналогово-цифрового преобразователя (АЦП), установленную в промышленном компьютере. Обра-

ботанная информация передается по сетевому каналу на базовый компьютер регистратора параметров РПУ-3.05 и визуализируется на мониторе оператора.

Полученные после обработки информации с АПК КАРСТ графики (рис. 6) совмещаются с диаграммой движения скипов регистратора параметров РПУ-03.5. Анализируя полученные результаты, можно обоснованно утверждать, что наибольшие динамические воздействия подъемного сосуда на шахтные проводники реализуются в областях, соответствующих переходным участкам диаграммы скорости: завершению разгона, началу замедления подъемного сосуда.

Посредством использования аппаратно-программного комплекса КАРСТ возможно осуществление контроля уровня и характера динамических

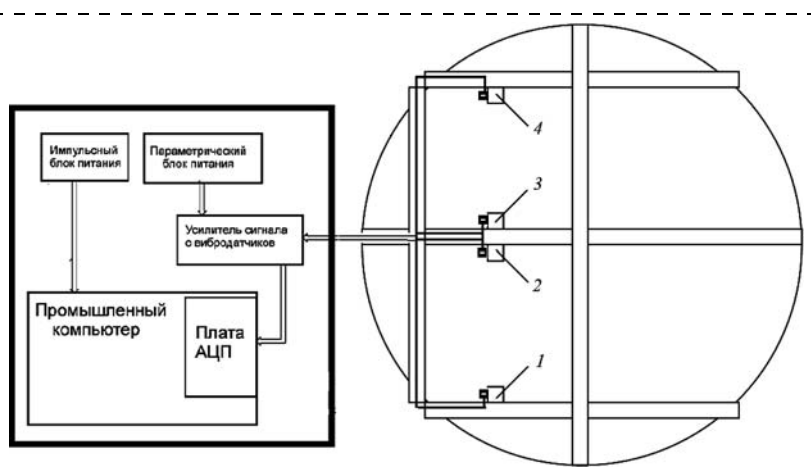


Рис. 5. Принципиальная схема АПК КАРСТ:  
1—4 — шахтные проводники

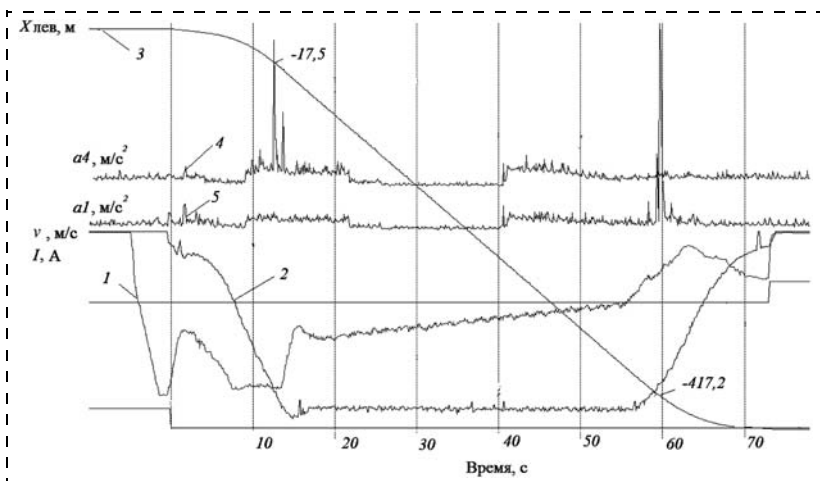


Рис. 6. Диаграмма основных параметров подъемной установки и сигналов с вибропреобразователей (шаг сетки — 10 с):

1 — ток якоря электродвигателя шахтной подъемной установки; 2 — скорость движения подъемного сосуда в шахтном стволе; 3 — положение подъемного сосуда в шахтном стволе; 4 — сигналы с датчика, установленного на проводнике 4 (см. рис. 5); 5 — сигналы с датчика, установленного на проводнике 1 (см. рис. 5)

воздействий скипа на направляющие проводники. Чувствительность АПК КАРСТ достаточна для обнаружения ударов на расстоянии до 120 м от места установки датчиков. Для выявления места ударов скипов по глубине ствола достаточно подключения к АПК КАРСТ датчика положения или использования существующего датчика с регистратора РПУ-03.5. Применение фильтра низких частот позволяет избавиться от основной массы помех, амплитудно-временной анализ сигналов позволяет определить нитку проводников, по которой произошел удар.

### Выводы

Результаты исследований подтверждают эффективность разработанных методик аппаратно-программного контроля состояния армировки шахтного ствола. Непрерывная регистрация динамических воздействий скипа на направляющие проводники позволяет выполнять оценку параметров армировки, планировать, своевременно осуществлять и контролировать качество выполнения ремонтных работ; предотвращать возникновение аварийных ситуаций; увеличить скорость движения подъемных сосудов до значений, указанных в технической документации.

Дальнейшее совершенствование систем контроля элементов армировки необходимо осуществлять посредством преодоления специфических недостатков: увеличения надежности аппаратуры, зоны контроля, перехода к цифровой передаче данных с использованием беспроводной связи.

### Список литературы

1. Самуся В. И., Ильина С. С. Влияние параметров роликовых направляющих на контактные нагрузки в системе "сосуд—армировка" шахтных стволов с нарушенной геометрией // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 1. С. 8—13.
2. Прокопов А. Ю. Нагрузки и воздействия на жесткую армировку вертикальных стволов. Ростов-на-Дону: Изд-во журн. "Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион". 2008. 210 с.
3. ПБ 03-553—03. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом.
4. Гоменюк В. И., Буторин В. Г. Изменения положения направляющих проводников в процессе их эксплуатации в стволах калийных шахт // Научные труды аспирантов. 1970. № 100.
5. Ветров А. П., Дворников В. И. Определение области резонансных режимов работ динамической системы сосуд—армировка // Горный журнал. Известия вузов. 1967. № 9.

УДК 622.663.3

А. В. Николаев, канд. техн. наук, доц., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: nikolaev0811@mail.ru

## Интенсификация теплообмена в шахтной калориферной установке

*Описана конструкция шахтной калориферной установки, расположенной в калориферном канале. В качестве теплообменников калориферной установки используются электронагревательные пластины, а по периметру калориферного канала располагается термостекло. В процессе работы данной калориферной установки значительно снижаются финансовые затраты на подогрев воздуха в связи с большой поверхностью теплообмена и повышением КПД за счет дополнительного нагрева воздуха термостеклом.*

**Ключевые слова:** шахтная калориферная установка, термостекло, калориферный канал, энергосбережение, ресурсосбережение.

A. V. Nikolaev

## Enhancement of Heat Transfer in the Mine Air-Heating Installation

*This paper describes the design of the mine air-heating installation situated in the air-heating channel. As the heat exchanger are used electrothermic plate and perimeter the air-heating channel is equip thermo glass. In the process of installing this the air-heating installation reduced financial costs of the heating of the air due to the large surface area of heat transfer and increased efficiency due to the additional air heating thermo glass.*

**Keywords:** mine air-heating installation, thermo glass, air-heating channel, energy conservation, resource conservation.

Добыча полезного ископаемого на рудниках и шахтах является долгосрочным проектом, при котором с каждым годом увеличивается удаленность добычных участков от шахтных стволов. В результате этого постоянно необходимо увеличивать объем воздуха, подаваемого в подземную часть горнодобывающего предприятия. Данный факт требует разработки мероприятий, обеспечивающих эффективность и экономичность при осуществлении проветривания. Особенно затратной областью проветривания рудников и шахт является воздухоподготовка в холодное время года, при осуществлении которой необходимо подогревать воздух, подаваемый в воздухоподающие стволы, в шахтных калориферных установках (ШКУ) до температуры не ниже  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$  [1].

В целях повышения эффективности и экономичности осуществления воздухоподготовки в работе [2] предложено ШКУ выполнять в виде электронагревательных пластин, расположенных в калориферном канале 1 (рис. 1), по периметру которого размещено термостекло (thermo glass). Предложенная конструкция ШКУ обеспечит следующие преимущества.

1. Увеличится поверхность теплообмена поступающего воздуха с электронагревательными пластинами. При этом не требуется дополнительного места на промплощадке, так как пластины будут расположены в свободном месте — калориферном канале.

2. Электронагревательные пластины располагаются по ходу движения воздуха, следовательно, они будут оказывать минимальное аэродинамическое сопротивление при прохождении воздуха через ШКУ.

3. Оборудование калориферного канала термоизоляционным материалом позволит исключить тепловые потери при прохождении по нему воздуха, а при использовании в качестве изоляции термостекла (thermo glass) повысится коэффициент теплоотдачи при осуществлении воздухоподготовки.

Цель настоящей работы — определить степень влияния на эффективность и экономичность воздухоподготовки предложенного варианта конструкции ШКУ.

Со стороны термостекла, прилегающей к стенкам калориферного канала, практически отсутствуют утечки тепла, а внешняя сторона

термостекла, при протекании по нему электрического тока, нагревается до температур порядка  $+90...100\text{ }^{\circ}\text{C}$  при сравнительно малой удельной мощности по сравнению с другими источниками — порядка  $100\text{ Вт/м}^2$  [3].

Для ведения расчетов были приняты параметры, на основании которых выполнялись расчеты в работе [4]: объем воздуха, поступающего в воздухоподающий ствол,  $Q_p = 250\text{ м}^3/\text{с}$ ; район расположения рудника — Верхнекамское месторождение калийно-магниевых солей (ВКМКС); длина, ширина, высота калориферного канала соответственно равны 25; 5 и 5 м.

Параметры наружного воздуха принимались согласно строительным нормам и правилам [5]. Для указанного региона температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки составляет  $t_{\text{нар}} = -36\text{ }^{\circ}\text{C}$ , атмосферное давление  $P_a = 742,7\text{ мм рт. ст.} \approx 99018,25\text{ Па}$ .

Алгоритм расчета температуры воздуха  $t_2$  на выходе из калориферного канала, оборудованного нагревательными элементами, приведен в работе [6], основная суть которого заключается в следующем.

Температура воздуха на выходе из канала, оборудованного по периметру нагревательными элементами, определяется по формуле

$$t_2 = \frac{c_{p1}}{c_{p2}} t_1 + \frac{P}{S \rho_{cp} c_{p2} \omega}, \quad (1)$$

где  $t_1$  — температура воздуха на входе в канал,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $c_{p1}$  и  $c_{p2}$  — изобарная теплоемкость воздуха, опре-

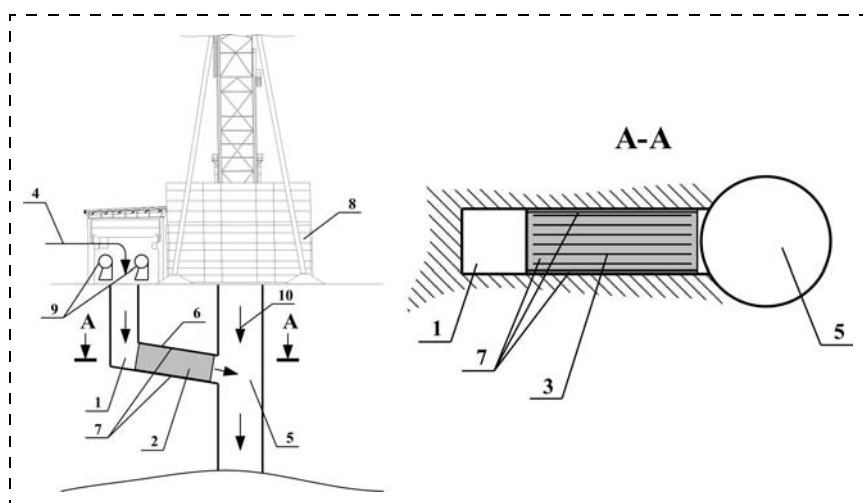


Рис. 1. Предлагаемая конструкция шахтной калориферной установки:

*a* — вид сбоку; *б* — вид сверху (разрез); 1 — калориферный канал; 2 — калориферная установка; 3 — электронагревательные пластины; 4 — подогреваемый воздух; 5 — воздухоподающий ствол; 6 — часть калориферного канала, прилегающая к воздухоподающему стволу; 7 — теплоизоляционный слой (термостекло); 8 — надшахтное здание воздухоподающего ствола; 9 — нагнетательные вентиляторы; 10 — подсосы воздуха через надшахтное здание

деляемая по табличным значениям [6] соответственно для температур воздуха  $t_1$  и  $t_2$ , кДж/(кг · °С);  $P$  — тепловая мощность термостекла (равна активной электрической мощности), Вт;  $S$  — площадь поперечного сечения, по которому проходит нагреваемый воздух, м<sup>2</sup>;  $\rho_{\text{ср}}$  — плотность воздуха, определяемая по среднему значению температур  $t_1$  и  $t_2$ , кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  — скорость потока воздуха в поперечном сечении канала, м/с.

Поскольку  $c_{\rho 2}$  и  $\rho_{\text{ср}}$  определяются через неизвестную температуру воздуха  $t_2$ , то для решения уравнения (1) используется итерационный процесс, при котором каждое последующее значение температуры воздуха на выходе из канала определяется по формуле

$$t_2^{(i)} = \frac{c_{\rho 1}}{c_{\rho 2}^{(i-1)}} t_1 + \frac{P}{S \rho_{\text{ср}}^{(i-1)} c_{\rho 2}^{(i-1)} \omega}, \quad (2)$$

где  $i$  — номер итерации.

Процесс продолжается до требуемой точности вычислений, которая определяется по формуле

$$\varepsilon = \left| \frac{t_2^{(i)} - t_2^{(i-1)}}{t_2^{(i-1)}} \right| 100, \%, \quad (3)$$

где  $t_2^{(i-1)}$  и  $t_2^{(i)}$  — температуры воздуха на выходе из калориферного канала, соответственно полученные в предыдущей итерации и из уравнения (2) в ходе расчетов, °С.

Температура воздуха в калориферном канале определяется как сумма температур смешанных потоков воздуха, проходящих между парами пластин (области 2, 3 и 4) и крайними пластинами и термостеклом (области 1 и 5) (рис. 2).

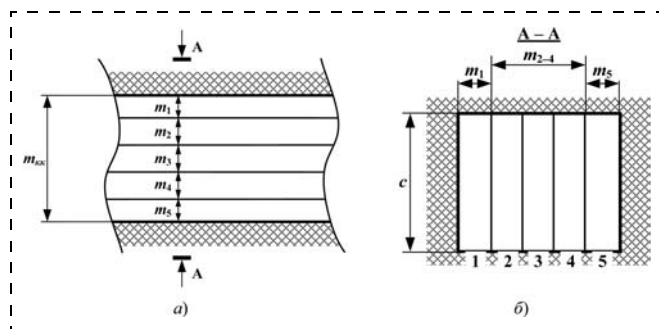


Рис. 2. Расположение электронагревательных пластин в калориферном канале:  
а — вид сверху; б — вид спереди (разрез)

Температура воздуха между пластинами согласно [4] определяется по формуле

$$t_{\text{возд } 2,3,4} = \frac{Q_i \rho_{\text{ср}} c_{\rho 1} t_1 + 2\alpha \Pi l t_{\text{ср}}}{(Q_i \rho_{\text{ср}} c_{\rho 1} + 2\alpha \Pi l)}, \quad (4)$$

где  $Q_i$  — объем воздуха, проходящий через рассматриваемый участок (участки 1—5), м<sup>3</sup>/с;  $\alpha$  — коэффициент теплопроводности, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $\Pi$  — периметр поперечного сечения пластины, м;  $l$  — длина калориферного канала (пластин и слоя термостекла), м;  $t_{\text{ср}}$  — средняя температура поверхности пластины, °С.

Объем воздуха, проходящий через рассматриваемые участки, определяется по формуле

$$Q_i = \frac{Q_p m_i c}{S}, \quad (5)$$

где  $m_i$  и  $c$  — соответственно расстояние между пластинами (термостеклом и пластиной) и высота пластин, равная высоте калориферного канала, м (см. рис. 2).

Температура воздуха между пластиной и термостеклом (участки 1 и 5) с учетом закона Ньютона—Рихмана определяется по формуле

$$t_{\text{возд } 1,5} = \frac{Q_i \rho_{\text{ср}} c_{\rho 1} t_1 + \alpha \Pi l t_{\text{ср}}}{(Q_i \rho_{\text{ср}} c_{\rho 1} + \alpha \Pi l)} + \frac{\alpha t_{\text{тс}} - q_{\text{тс}i}}{\alpha}, \quad (6)$$

где  $t_{\text{тс}}$  и  $q_{\text{тс}i}$  — соответственно средняя температура и плотность теплового потока, передаваемого от термостекла, Вт/м<sup>2</sup>.

Согласно [6] плотность теплового потока, передаваемого от термостекла, определяется по формуле

$$q_{\text{тс}i} = \frac{P}{2(m_i + c)l}, \quad (7)$$

где  $P$  — активная электрическая мощность, расходуемая на нагрев термостекла, Вт [3].

На участке 2—4 температура воздуха найдется как

$$t_{\text{возд } 2-4} = \frac{\alpha t_{\text{тс}} - q_{\text{тс } 2-4}}{\alpha}. \quad (8)$$

Согласно расчетам [4], на нагрев воздуха с температуры −36 до +2 °С в ШКУ, расположенной в калориферном канале и состоящей из электронагревательных пластин, потребуется мощность 2880 кВт. По алгоритму работы [14] с применением приведенных выше формул был выполнен расчет

требуемой мощности ШКУ при совместном нагреве воздуха электронагревательными пластинами и термостеклом, согласно которому ее значение, с учетом потребляемой мощности термостекла, составит 2558,8 кВт, т. е. снизится на 321,2 кВт.

Ввиду того, что в расчетах принималась температура наружного воздуха  $-36^{\circ}\text{C}$ , полученное выше значение не отражает истинную экономию за весь отопительный период. В связи с этим был проведен расчет потребляемой мощности ШКУ при среднемесячной температуре наружного воздуха за весь период ее работы. Согласно [7] отопительный период в 2012/13 гг. составил 5 мес (ноябрь—март) со средней температурой наружного воздуха  $-10,16^{\circ}\text{C}$ .

В результате расчетов установлено, что при заданной среднемесячной температуре на работу ШКУ потребуется 793,8 кВт электрической мощности, а в случае оборудования калориферного канала термостеклом — 574,29 кВт, т. е. на 219,51 кВт меньше.

Принимая цену за электроэнергию в среднем 3 руб./кВт·ч и время работы установки 3624 ч (5 мес), получим экономию на нагрев воздуха в сумме 2386,513 тыс. руб. (795,504 МВт·ч). Общие затраты на электроэнергию, потребляемую ШКУ за отопительный период, составят 6243,68 тыс. руб. (2081,227 МВт·ч).

На нагрев воздуха заданного объема ( $Q_p = 250 \text{ м}^3/\text{с}$ ) с температуры  $-10,16$  до  $+2^{\circ}\text{C}$  в действующих в настоящее время водяных калориферных установках при пересчете на затраты природного газа, расходуемого в котельной установке на нагрев воды по методике [8] и средней цене за природный газ 4 руб./м<sup>3</sup>, потребуется 7642,49 тыс. руб., т. е. на 1398,81 тыс. руб. больше, чем в предлагаемой установке.

Исходя из изложенного выше, можно сделать следующие выводы.

1. При расположении по периметру калориферного канала термостекла (thermo glass) значительно повышается КПД калориферной установки. При максимальной отрицательной температуре наружного воздуха  $-36^{\circ}\text{C}$  требуемая электрическая мощность установки снижается с 2880 до 2558,8 кВт, т. е. на 321,2 кВт. За весь отопительный период (3624 ч), при средней температуре наружного воздуха  $-10,16^{\circ}\text{C}$ , затраты электроэнергии снизятся на 795,504 МВт·ч. При средней це-

не за электроэнергию 3 руб./кВт·ч экономия составит 2386,513 тыс. руб.

2. Использование для подогрева воздуха в холодное время года ШКУ, нагревательные элементы которой будут иметь большую поверхность теплообмена, например, электронагревательные пластины, а калориферный канал по периметру будет оборудован термостеклом, позволит осуществлять воздухоподготовку с меньшими финансовыми затратами по сравнению с используемыми в настоящее время водяными калориферными установками. Для рассматриваемого в данной статье примера экономия за отопительный период составила 1398,81 тыс. руб. При этом, в случае размещения ШКУ в калориферном канале не требуется дополнительного места на промплощадке.

#### Список литературы

1. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом (ПБ 03-553—03). Сер. 03. Вып. 33 / ГУП "НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России". М., 2003. 200 с.
2. Заявка на патент № 2013115777. Шахтная калориферная установка / А. В. Николаев, Н. И. Алыменко, А. М. Седунин, В. А. Николаев, Г. З. Файнбург; от 08.04.2013.
3. Инфракрасные стеклянные обогреватели Пион Thermo Glass. URL: <http://vamteplo.ru/catalog.18.html>.
4. Николаев А. В., Алыменко Н. И., Файнбург Г. З., Седунин А. М., Николаев В. А. Расчет теплопроизводительности шахтной калориферной установки, расположенной в калориферном канале, и затрачиваемой на ее работу электроэнергии // Известия вузов. Горный журнал. 2013. № 7. С. 27—33.
5. СНиП 23-01—99. Строительные нормы и правила Российской Федерации. Строительная климатология: утв. Постановлением Госстроя России № 49 от 11.06.99. М.: Госстрой России, 2000. 68 с.
6. Теплопередача: учеб. пособие для вузов. В 2-х ч. Ч. 2: Упражнения и задачи / В. С. Чередниченко, В. А. Синицын, А. И. Алиферов и др.; под ред. В. С. Чередниченко, А. И. Алиферова. 2-е изд., перераб. и доп. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. 379 с.
7. Gismeteo. Дневник погоды в Березниках (Верхнекамское месторождение). URL: <http://www.gismeteo.ru/diary/4454/2013/4/>.
8. Методика определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения: МДК 4-05.2004; утв. Госстроем России 12.08.03. М.: Госстрой России, 2003. 81 с.

## Автоматизированная ресурсо- и энергосберегающая система воздухоподготовки шахтного воздуха

*В применяемых в настоящее время на подземных горно-добывающих предприятиях шахтных калориферных установках, предназначенных для подогрева воздуха, подаваемого в воздухоподающие стволы в холодное время года, наблюдается значительный перерасход энергоресурсов природного газа, расходуемого на подогрев воды в котельной установке (для водяных шахтных калориферных установок), либо на нагрев теплообменных камер (для газовых шахтных калориферных установок), связанный с превышением установленного Едиными правилами безопасности нижнего предела температуры воздуха +2 °С. При подобной ситуации, помимо нерационального использования природного газа, создаются сопутствующие проблемы: между стволами возникает отрицательная общерудничная естественная тяга, препятствующая работе главной вентиляторной установки, увеличивая ее энергопотребление. Помимо повышения затрат энергоресурсов и электроэнергии в процессе воздухоподготовки, при перегреве воздуха, подаваемого в воздухоподающие стволы, возникают проблемы, связанные с изменением теплового режима в стволах и образованием в них "воздушных пробок".*

*Описаны возможные причины возникновения приведенных выше проблем. Предложен способ автоматизации совместной работы шахтных калориферных и главной вентиляторной установок.*

**Ключевые слова:** воздухоподготовка, шахтная калориферная установка, главная вентиляторная установка, энергосбережение, ресурсосбережение, система автоматизации, естественная тяга, тепловая депрессия.

**A. V. Nikolaev, N. I. Alymenko, A. M. Sedunin**

## Automated Resource-Saving and Energy Efficient Air Preparation the Main Air

*As currently used in underground mining operations mine air-heating installations for heating air supplied to the shafts to supply air in the cold season, there is a significant cost overruns of energy — natural gas consumed for heating water in the boiler plant (for mine air-heating installations work on the water) or for heating the heat exchange chambers (for mine air-heating installations work on the gas). The reason is that instead of the desired security rules lower limit temperature +2 °C in trunks air intake air is supplied, the temperature of which often reaches +15...20 °C. Under such a situation, in addition to irrational use of natural gas, there are associated problems. Raising the temperature of air supplied to the air supply trunks increases negative (reduced gain) general mine of natural draught, which, in turn, affects the operation of the main ventilation installation (MVI). Under the action of positive general mine of natural draught mode MVI can be translated into an area of low pressure, thus reducing the energy consumed. Negative general mine of natural draught will reduce the total volume of air entering the mine (mine), ie mode MVI will need to translate to higher pressures, thereby increasing the cost of electricity for its operation. In addition to the increased costs of energy and electricity in the air preparation, if overheated air supplied to the shafts to supply air, there are problems associated with changes in the thermal regime in the shafts and the appearance of them as "airlocks".*

*The article describes the possible causes of the above problems. Provides a method of automating mine air-heating installations and main ventilation installation.*

**Keywords:** air preparation, mine air-heating installation, main ventilation installation, energy conservation, resource conservation, automation system, natural draft, thermal depression.

### Введение

Приоритетными направлениями в Российской Федерации являются вопросы, связанные с повышением энергоэффективности производства и с созданием ресурсо- и энергосберегающих технологий. В связи с этим во всех отраслях промышленности наблюдается тенденция совершенствова-

ния технологий производства: внедрение новых или усовершенствование используемых систем.

Горная промышленность, в частности калийные рудники, являются одной из энерго- и ресурсоемких производств, расходуя десятки ГВт · ч электроэнергии за год, основная часть которой (порядка 30...50 %) согласно [1] расходуется на проветривание подземной части предприятия.

Помимо энергетических затрат, таких как потребление электроэнергии главной вентиляторной установкой (ГВУ), вспомогательными вентиляторами (эжектирующими установками, вентиляторами местного проветривания) и т. д., на обеспечение проветривания требуются затраты природных ресурсов, в основном природного газа. Это связано с тем, что в холодное время года воздух, подаваемый в рудник, необходимо подогревать до температуры не ниже  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$  [2]. В реальности температура воздуха, подаваемого в воздухоподающие стволы, нередко имеет гораздо больше установленными правилами безопасности значения —  $+15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (иногда и выше) [3, 4]. Подобная ситуация в основном наблюдается в весенне-осенний и частично в зимний периоды, когда температура наружного воздуха находится в пределах небольших отрицательных температур, либо близких к  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в результате чего возникает целый ряд проблем, приведенных в настоящей статье.

### **1. Причины возникновения проблем, связанных с перерасходом природных ресурсов, при воздухоподготовке шахтного воздуха**

Число теплообменников в шахтной калориферной установке (ШКУ), их рабочая теплопроизводительность и режим работы нагнетательных вентиляторов выбираются в зависимости от объема нагреваемого воздуха, температура которого выбирается согласно [5] для наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,92. Для рудников Верхнекамского месторождения калийно-магнєвых солей (ВКМКС) данная температура составляет  $-36\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В осенне-весенний и частично в зимний периоды, когда температура значительно выше  $-36\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в целях экономии энергоресурсов на производство тепла теплопроизводительность ШКУ необходимо снижать таким образом, чтобы в ствол поступал воздух, температура которого будет равна или несколько выше  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а не  $+15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$  как в настоящее время.

Регулировать теплопроизводительность ШКУ можно следующими способами.

1. Изменением режима работы (развиваемого статического давления и производительности) нагнетательных вентиляторов.

2. Изменением расхода теплоносителя (для водяных ШКУ); изменением тепловой мощности горелок (для газовых ШКУ).

3. Изменением температуры прямой воды (для водяных ШКУ).

4. Одновременным изменением режима работы нагнетательных вентиляторов и расхода теплоносителя (тепловой мощности горелок).

Первый вариант не всегда сможет обеспечить требуемые параметры теплового режима в стволе: при снижении статического давления нагнетательных вентиляторов изменяется "смешиваемость" нагретого в ШКУ воздуха с холодным воздухом, засасываемым через надшахтное здание за счет общешахтной депрессии. В результате этого по стенке ствола, расположенной со стороны калориферного канала, будет поступать более нагретый, а по противоположной — менее нагретый воздух. В результате этого может нарушаться герметизация межтубинговых уплотнений.

При регулировании теплопроизводительности водяных ШКУ только расходом теплоносителя существует опасность заморозить трубки теплообменников при низкой скорости движения нагретой воды. При высокой скорости теплоносителя температура воздуха, подаваемого в ствол, значительно будет превышать требуемую. Также при подобном способе регулирования не контролируется "смешиваемость" воздуха как в водяных, так и в газовых ШКУ.

При третьем варианте регулирования теплопроизводительности, в связи с тем, что расход воды не регулируется, температура обратной воды изменяется в зависимости от температуры прямой воды, что неизбежно приведет к снижению ее температуры (обратной воды) ниже  $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Согласно [6], при подаче в котельную установку воды, температура которой будет ниже  $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , снижается КПД котла. Это, в свою очередь, вызовет перерасход газа на нагрев теплоносителя и, как следствие, приведет к увеличению финансовых затрат на воздухоподготовку.

Совместная регулировка режима работы нагнетательных вентиляторов и расхода теплоносителя позволит поддерживать требуемую "смешиваемость" потоков воздуха при снижении температуры воздуха, подаваемого в ствол, с  $+15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$  до требуемой  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в результате чего снизится потребление теплоносителя, а следовательно, и расход природного газа на его нагрев.

### **2. Возникновение отрицательных тепловых депрессий, действующих между стволами, при "перегреве" воздуха в ШКУ**

В случае, если в воздухоподающий ствол будет поступать нагретый (более легкий) воздух, а удаляться по вентиляционному стволу более холод-

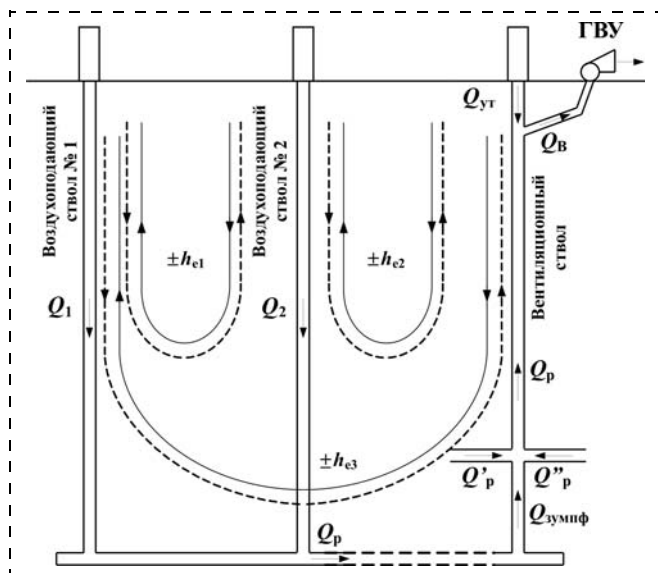


Рис. 1. Упрощенная схема проветривания рудника:  
 $h_{e1}$ ,  $h_{e2}$  и  $h_{e3}$  — тепловые депрессии, возникающие между стволами, Па;  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_p$ ,  $Q_{ут}$  — объемы воздуха, проходящие соответственно по воздухоподающим  $Q_1$ ,  $Q_2$  и вентиляционному  $Q_p$  стволам, теряемые на утечки  $Q_{ут}$ ;  $Q_v$  — производительность вентилятора ГВУ, м<sup>3</sup>/с

ный (более тяжелый) воздух, между стволами образуется перепад гидростатических давлений, который носит название естественная тяга (тепловая депрессия).

При количестве стволов более двух, как на всех рудниках ВКМКС, помимо тепловых депрессий, действующих между первым  $h_{e3}$ , вторым  $h_{e2}$  воздухоподающими и вентиляционным стволами, тепловая депрессия будет возникать между самими воздухоподающими стволами  $h_{e1}$  (рис. 1).

Поскольку исходящий воздух калийного рудника всесезонно и всепогодно имеет температуру +7...10 °С, а температура воздуха, поступающего в воздухоподающие стволы, составляет порядка +15...20 °С, то между стволами возникают отрицательные тепловые депрессии, препятствующие проветриванию рудника.

Возникающие тепловые депрессии формируют результирующую — общерудничную естественную тягу  $h_e$ , величина которой согласно [7] определяется по формуле

$$h_e = \sum_{i=1}^n \text{sign}(h_{ei}),$$

где  $n$  — число сообщающихся стволов;  $\text{sign}$  — направление действия тепловой депрессии;  $h_{ei}$  — тепловые депрессии, действующие между стволами, Па.

Производительность ГВУ зависит от значения общерудничной естественной тяги  $h_e$ . При отрицательном значении  $h_e$  возникает противодействие

работе вентилятора. В результате этого режим работы ГВУ необходимо переводить в область более высоких давлений, а следовательно, увеличивается электроэнергия, затрачиваемая на ее работу.

Оба процесса — "перегрев" воздуха до температуры выше установленной правилами безопасности и вызванная им отрицательная общерудничная естественная тяга, увеличивают затраты энергоресурсов.

Тепловые депрессии возникают не только между стволами, но и между калориферным каналом, по которому подается нагретый воздух  $Q_{ШКУ}$ , и частью воздухоподающего ствола, от устья до места пересечения его с калориферным каналом, по которому движется холодный наружный воздух  $Q_{н.зд}$ , подсасываемый через надшахтное здание. Направление действия данной тепловой депрессии  $h_{e(КУ)}$  всегда имеет направление, показанное на рис. 2, т. е. она препятствует поступлению воздуха из ШКУ и способствует повышению подсосов воздуха через надшахтное здание. Величина  $h_{e(КУ)}$  будет также зависеть от типа ствола (скиповой, скипоклетевой, клетевой).

Тепловой режим в воздухоподающем стволе, при котором будет осуществляться равномерный прогрев воздуха по всему сечению, возможно обеспечить только при "смешиваемости" нагретого в ШКУ и подсасываемого через надшахтное здание потоков воздуха.

Если давление, создаваемое потоком воздуха, поступающего из ШКУ, не сможет обеспечить "смешиваемость" с подсасываемым через надшахтное здание потоком воздуха, то по стенке ствола, находящейся со стороны калориферного канала, будет

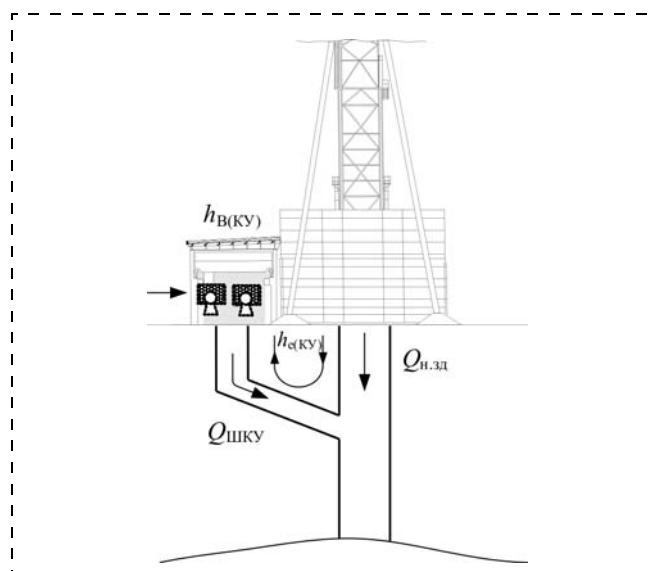


Рис. 2. Возникновение тепловой депрессии при работе калориферной установки



поступать нагретый, а по противоположной — холодный наружный воздух. Изменение данной ситуации путем увеличения давления, создаваемого потоком нагретого воздуха (за счет работы нагнетательных вентиляторов ШКУ), не всегда дает требуемый результат, так как в этом случае образуется турбулизация потоков теплого воздуха по периметру или центральной части воздухоподающего ствола. В результате этого образуются два потока воздуха — холодный и теплый, которые будут обособленно двигаться по стволу.

Если нагретый воздух будет двигаться вблизи стенок, а холодный — в центральной части воздухоподающего ствола, то в нем возникнет "внутристволовая тепловая депрессия", которая, действуя совместно с тепловыми депрессиями, возникающими между стволами  $h_{ei}$ , и вызванной работой ШКУ  $h_{e(ку)}$ , может стать причиной образования в стволе "воздушной пробки". В результате этого по данному воздухоподающему стволу прекратится подача воздуха, а по другому (другим) воздух будет поступать в большем объеме. В этом случае теплопроизводительности ШКУ будет недостаточно для подогрева поступающего воздуха, что может привести к заморозке трубок теплообменников и выводу из строя системы воздухоподготовки.

Таким образом, в целях обеспечения режима проветривания рудника, при котором будет исключаться возможность образования в воздухоподающих стволах "воздушных пробок" — по сути аварийного режима, и при этом обеспечивающем снижение энерго- и ресурсозатрат на воздухоподготовку в холодное время года, процесс подогрева воздуха совместно с режимом работы ГВУ необходимо автоматизировать.

### 3. Автоматизация работы шахтных калориферных и главной вентиляторной установок

Учитывать действие естественной тяги при проветривании шахт и рудников, а также нефтешахт было предложено в работах [8, 9]. Однако в этих работах тепловые депрессии рассматривались как явление природы, независящее от деятельности человека или процесса производства, и их величина рассчитывалась в зависимости от изменения параметров наружного воздуха.

Изменение теплопроизводительности ШКУ повлечет за собой изменение величины тепловых депрессий, действующих между стволами, и общерудничной естественной тяги, а следовательно, регулирование режима работы ШКУ будет в значительной степени влиять на производительность

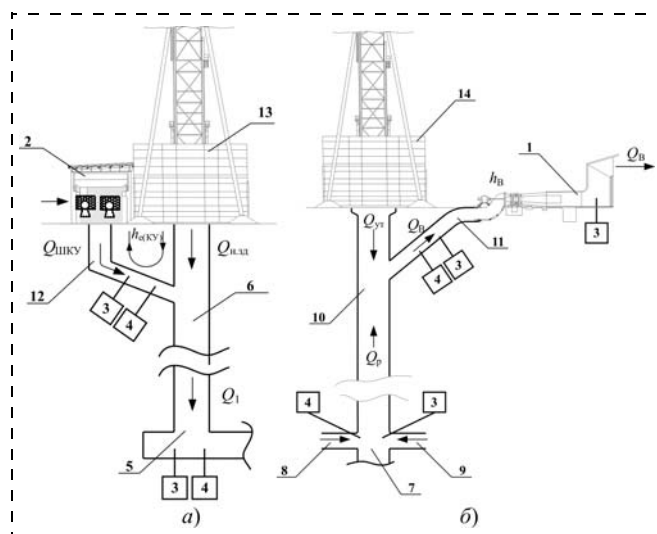


Рис. 3. Расположение датчиков в стволах:

а — воздухоподающем; б — вентиляционном; 1 — ГВУ; 2 — ШКУ; 3 — датчики температуры, давления (или плотномеры); 4 — датчики расхода воздуха; 5 — околоствольный двор воздухоподающего ствола; 6 — воздухоподающий ствол; 7 — околоствольный двор вентиляционного ствола; 8 и 9 — главные вентиляционные выработки; 10 — вентиляционный ствол; 11 — канал ГВУ; 12 — калориферный канал; 13 и 14 — надшахтные здания соответственно воздухоподающего и вентиляционного стволов

ГВУ. В связи с этим в целях обеспечения энерго- и ресурсосбережения при воздухоподготовке, а также безостановочного режима проветривания (исключения возможности возникновения "воздушных пробок" в воздухоподающих стволах) была предложена система автоматизации процесса воздухоподготовки и работы ГВУ [10], сущность работы которой заключается в следующем.

В воздухоподающих (рис. 3, а) и вентиляционном (см. рис. 3, б) стволах размещаются датчики, определяющие значение температуры, барометрического давления и объемного расхода воздуха в них.

Информация с датчиков поступает в микроконтроллерный блок (МКБ), в котором выполняется расчет тепловых депрессий, возникающих между стволами, и общерудничной естественной тяги при воздухоподготовке (рис. 4). В зависимости от прогнозируемых значений тепловых депрессий и общерудничной естественной тяги определяется тепловой режим, который необходимо поддерживать в воздухоподающих стволах.

Управляющий сигнал, в зависимости от результатов расчетов, с модуля вывода МКБ поступает на задающее устройство электропривода ГВУ, которое устанавливает требуемую производительность  $Q_B$ , а с модуля вывода МКБ — на механизм изменения теплопроводности ШКУ. Если используются водяные калориферные установки, то механизм контролирует расход и температуру воды, посту-

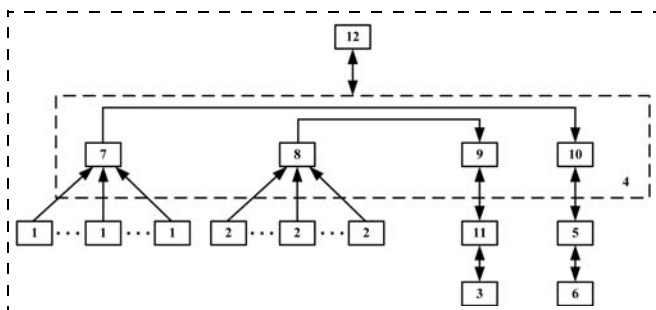


Рис. 4. Структурная схема автоматизации:

1 — датчики температуры, давления (или плотномеры); 2 — датчики расхода воздуха; 3 — ШКУ; 4 — МКБ; 5 — задающее устройство электропривода; 6 — электропривод ГВУ; 7 и 8 — модули ввода МКБ; 9 и 10 — модули вывода МКБ; 11 — механизм изменения теплопроизводительности ШКУ; 12 — АРМ-оператора

пающей и исходящей из калориферной установки. Если используются газовые установки, то контролируется расход газа, если электрические — электрическая мощность ШКУ. После изменения параметров электропривода ГВУ и/или калориферных установок по обратным связям на входы модулей МКБ поступают сигналы о переводе механизма изменения теплопроводности калориферных установок и задающего устройства на требуемые параметры. Во всех случаях контролируются производительность  $Q_{ШКУ}$  нагнетательных вентиляторов и развиваемое ими статическое давление. Информация с МКБ также поступает на автоматизированное рабочее место (АРМ) персонала, следящего за процессом. Оператор на АРМ устанавливает требуемое для проветривания значение объема воздуха, а система автоматизации, посредством регулирования электроприводами нагнетательных вентиляторов и ГВУ, поддерживает данный режим.

С учетом того, что предложенная система автоматизации позволит поддерживать температуру воздуха, поступающего в воздухоподающие стволы, в пределах  $+2^\circ\text{C}$ , а температура воздуха, выдаваемого из шахты (рудника), будет находиться в пределах  $+7...10^\circ\text{C}$ , то между стволами будут действовать положительные тепловые депрессии  $h_{e,i}$ . Кроме того, система автоматизации будет поддерживать режим работы нагнетательных вентиляторов в ШКУ, обеспечивающий требуемую "смешиваемость" нагретого и холодного потоков воздуха в воздухоподающих стволах. В этом случае полностью исключается вероятность возникновения "воздушной пробки" в воздухоподающих стволах и появляется возможность снизить затраты электроэнергии, потребляемой ГПУ за счет возникающей положительной общерудничной естественной тяги  $h_e$ .

## Заключение

Применение автоматизированной системы воздухоподготовки позволит решить целый ряд проблем: снизить финансовые затраты (на нагрев воды в котельной — для водяных, на разогрев теплообменной камеры — для газовых) на подогрев воздуха в калориферных установках; снизить затраты электроэнергии на работу ГВУ вследствие регулирования ее производительности с учетом действия положительной общерудничной естественной тяги; регулировать теплопроизводительность калориферных установок в целях исключения возможности образования "воздушных пробок" в воздухоподающих стволах.

## Список литературы

1. Старков Л. И., Земсков А. Н., Кондрашев П. И. Развитие механизированной разработки калийных руд. Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. 522 с.
2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом (ПБ 03-553—03). Сер. 03. Вып. 33 / ГУП "НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России". М., 2003. 200 с.
3. Алыменко Н. И., Норин А. А., Минин В. В. Влияние естественной тяги воздухоподающих стволов на проветривание калийных рудников // Вентиляция шахт и рудников / Изд-во ЛГИ. Ленинград, 1989. С. 54—57.
4. Алыменко Н. И., Николаев А. В., Каменских А. А., Тронин А. П. Результаты исследования системы вентиляции рудника БКПРУ-2 в холодное время года // Вестник Пермского университета. Геология. Пермь, 2011. Вып. 3. С. 89—96.
5. СНиП 23-01—99. Строительные нормы и правила Российской Федерации. Строительная климатология: утв. Постановлением Госстроя России № 49 от 11.06.99. М.: Госстрой России, 2000. 68 с.
6. ГОСТ 21563—93. Котлы водогрейные. Основные параметры и технические требования.
7. Николаев А. В. Управление тепловыми депрессиями в системах вентиляции калийных рудников: Дисс. ... канд. техн. наук / Перм. национал. исслед. политех. ун-т. Пермь, 2012. 159 с.
8. Fluegge G. Druckgefalle zur beurteilung der stabilitat von wetterstromen. Gluckauf-Forsch. H. vol. 30, pp. 135—145. 1969.
9. Седунин А. М., Николаев А. В., Седнев Д. Ю. Электропривод главной вентиляторной установки нефтешахты, регулируемый с учетом действия общешахтной естественной тяги // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 11. С. 2—7.
10. Пат. RU 131083 U1. Система автоматизации главной вентиляторной установки / Николаев А. В., Алыменко Н. И., Седунин А. М.; опубл. 10.08.2013.

УДК 622.611

**Н. В. Чекмасов**, канд. техн. наук, доц., **Д. И. Шишлянников**, канд. техн. наук, доц.,  
**М. Г. Трифанов**, мл. науч. сотр., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: mec@pstu.ru

## Исследование режимов работы приводов шахтного самоходного вагона ВС-30

*Представлены результаты промышленных испытаний работы приводов шахтного самоходного вагона ВС-30, приведены технические решения и рекомендации для повышения эффективности их эксплуатации и совершенствования конструкции.*

**Ключевые слова:** шахтный самоходный вагон, нагруженность приводов, эффективность эксплуатации.

**N. V. Chekmasov, D. I. Shishlyannikov, M. G. Trifanov**

## Studying Modes Engines Mine Shuttle Car BC-30

*Shows the result of the industrial engine test mine shuttle car BC-30, lists the technical solutions and recommendations to improve the efficiency of their operation and improve the design.*

**Keywords:** mine shuttle car, loading drives, operational efficiency.

Для предприятий, осуществляющих добычу калийной руды подземным способом, актуальными остаются задачи повышения эффективности использования горно-добывающего оборудования, увеличения производительности выемочных и транспортирующих машин, снижения себестоимости продукции при производстве калийных удобрений.

В настоящее время на калийных рудниках РФ наибольшее распространение получила камерная система разработки пластов с использованием механизированных комплексов, в состав которых входят проходческо-очистные комбайны, бункер-перегрузатели и шахтные самоходные вагоны (ШСВ). Увеличение энерговооруженности совре-

менных проходческо-очистных комбайнов позволяет обеспечить техническую производительность до 7...8 т/мин. В то же время производительность используемых на рудниках шахтных самоходных вагонов в 2—2,5 раза ниже и определяется расстоянием доставки (см. таблицу) [3]. Таким образом, производительность механизированных комплексов ограничивается возможностями доставочных машин, осуществляющих транспортирование калийной руды из очистных камер.

На сегодняшний день данное противоречие пытаются устранить путем внедрения ШСВ повышенной грузоподъемности. С начала 2000-х гг. на рудники Верхнекамского калийного месторождения поставляются шахтные самоходные вагоны ВС-30 производства "Рудгормаш" (г. Воронеж). Вагон (рис. 1) представляет собой бункер-кузов со встроенным в его днище двухцепным скребковым конвейером, установленный на шести пневмоколесах: два передних — поворотные, неведущие; задние — приводные, неповоротные. Подвеска колес — балансирная. Вагон комплектуется электрооборудованием на напряжение 660 или 1140 В.

По данным ОАО "Уралкалий", высокие грузоподъемность и энерговооруженность вагона позво-

Производительность шахтных самоходных вагонов

| Грузоподъемность вагона, т | Производительность ШСВ, т/мин, при длине доставки, м |      |      |      |
|----------------------------|------------------------------------------------------|------|------|------|
|                            | 35                                                   | 100  | 150  | 200  |
| 15                         | 4,15                                                 | 3,18 | 2,75 | 2,38 |
| 18                         | 4,98                                                 | 3,82 | 3,3  | 2,86 |
| 22                         | 5,62                                                 | 4,38 | 3,8  | 3,3  |
| 30                         | 7,12                                                 | 5,64 | 4,93 | 4,32 |

ляют увеличить производительность механизированного комплекса на 15...20 % [2]. Однако в ходе эксплуатации вагона ВС-30 выявлены недостатки, определяющие необходимость дальнейшего совершенствования конструкции и технологических схем работы ШСВ. Трехосная компоновка вагона обуславливает увеличение времени маневровых операций, наблюдаются простои при разгрузке. Низкими показателями надежности характеризуются электроприводы ШСВ, узлы гидросистемы и ходовой части. Ступенчатое регулирование частоты вращения электродвигателей не позволяет обеспечить быстрое и точное регулирование усилий и скорости механизмов, а также энергосберегающие режимы, что является на сегодняшний

день неотъемлемым требованием всех технологических процессов [1].

Повышение эффективности эксплуатации самоходных вагонов, совершенствование их конструкции возможно на основе результатов промышленных испытаний, включающих контроль технологического режима работы ШСВ, характера и уровня нагруженности электроприводов, приборного контроля состояния узлов и деталей вагона.

Промышленные испытания приводов шахтного самоходного вагона ВС-30 проводились на руднике СКРУ-2 ОАО "Уралкалий" с использованием измерительно-регистрающего комплекса "ВАТУР" (рис. 2), разработанного сотрудниками кафедры "Горные и нефтепромысловые машины" Пермского национального исследовательского политехнического университета совместно со специалистами ООО "Региональный канатный центр" (г. Пермь).

В состав комплекса "ВАТУР" входят процессорный блок, блок питания и коммутации, токовые клещи, датчик угла наклона. Посредством токовых клещей обеспечивается преобразование входного тока в выходное напряжение в соотношении 1 А — 1 мВ. Датчики напряжения преобразуют входное напряжение до 1000 В в выходное напряжение в соотношении 1 В — 3 мВ. По измеренным мгновенным значениям токов и напряжений рассчитываются значения эффективного тока, напряжения, активной и полной мощности исследуемых двигателей. Акселерометрический датчик угла наклона, установленный вдоль продольной оси вагона, реагирует на продольные динамические нагрузки (ускорения, замедления), а также показывает угол наклона вагона, соответствующий профилю трассы.

Визуализация и обработка полученных данных осуществляются с помощью программы "Ватур-оф". В связи с конструктивными особенностями аппаратуры графики изменения параметров работы электроприводов строятся по усредненным значениям, которые определяются путем вычисления на ин-

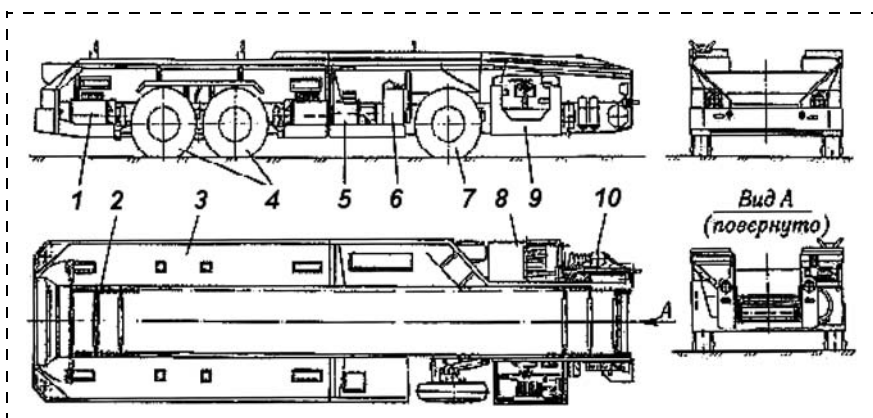


Рис. 1. Вагон шахтный самоходный ВС-30:

1 — привод хода; 2 — скребковая цепь донного конвейера; 3 — бункер-кузов; 4 — приводные колеса; 5 — маслостанция; 6 — привод маслостанции; 7 — рулевые колеса; 8 — кабельный барабан; 9 — кабина с рулевым управлением; 10 — привод конвейера



Рис. 2. Измерительно-регистрающий комплекс "ВАТУР"

тервале 0,5 с среднего значения активной мощности по мгновенным значениям тока и напряжения, измеряемых с частотой, в 100 раз превышающей частоту питающей сети [4].

Профиль трассы камеры, в которой проводились испытания, на начальном участке (по направлению к забою) протяженностью около 50 м имел угол наклона  $2...3^\circ$  вверх, а затем плавно уменьшался до нулевого значения. Во второй половине камеры угол наклона изменялся в пределах  $2...5^\circ$  вниз. Протяженность трассы 140 м, объем горной массы в вагоне 24 т, средняя скорость движения 6,1 км/ч. Напряжение на зажимах магнитной станции, замеренное при отключенных приводах, 773 В. Исследовались параметры и режим работы ходовых двигателей, электродвигателей маслостанции и скребкового конвейера.

При трогании груженого вагона на первой скорости (рис. 3) пусковая активная мощность, потребляемая четырьмя ходовыми двигателями, составляет 237 кВт, падение напряжения в силовой цепи — 161 В. В начале равномерного движения на первой скорости (см. рис. 3, А—В) нагрузка на ходовые приводы при угле наклона трассы  $1...2^\circ$  составляет 54 кВт. По мере роста угла наклона трассы активная мощность, потребляемая ходовыми приводами, увеличивается до 126 кВт. Таким образом, при движении груженого самоходного вагона вверх под углом  $4...5^\circ$  на первой скорости ходовые двигатели работают с перегрузкой 43 %.

Переход с первой скорости на вторую (см. рис. 3, В—С) сопровождается кратковременным увеличением активной мощности до 346 кВт и падением напряжения до 530 В. При угле наклона трассы  $3...4^\circ$  вниз нагрузка на ходовые двигатели составляет 142 кВт. При переходе на третью скорость (см. рис. 3, С—D) пиковая нагрузка по амплитуде примерно такая же, как и при запуске, но более продолжительная.

Характер нагрузки ходовых электродвигателей зависит от траектории и динамики движения вагона. В периоды разгона груженого вагона и при переключении скоростей уровень нагружения хо-

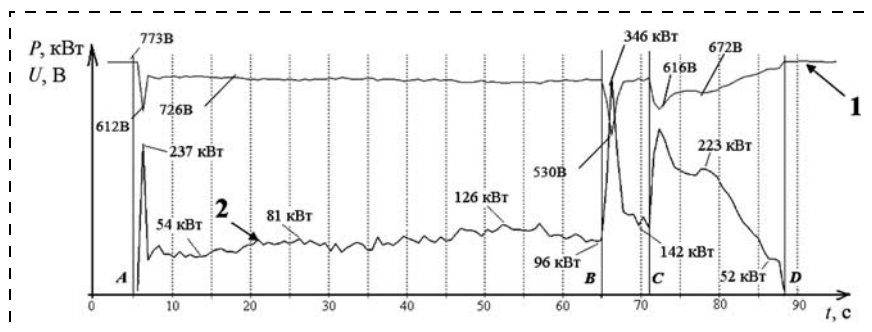


Рис. 3. Графики нагрузок ходовых приводов груженого вагона ВС-30: 1 — линейного напряжения; 2 — суммы активных трехфазных мощностей ходовых двигателей вагона; А—В — трогание и движение вагона на первой скорости; В—С — движение вагона на второй скорости; С—D — движение вагона на третьей скорости и остановка

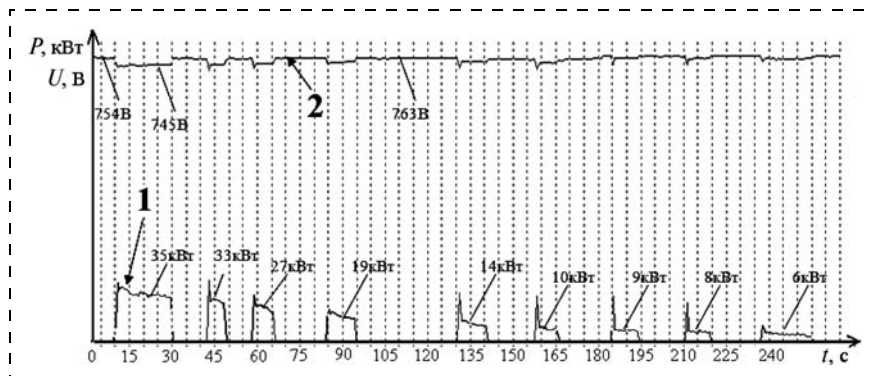


Рис. 4. Графики нагрузок привода конвейера самоходного вагона ВС-30: 1 — линейного напряжения; 2 — активной трехфазной мощности

довых двигателей превышает номинальные значения. При равномерном движении вагона значения активных мощностей остаются в нормативных пределах.

Графики средних значений активной мощности, потребляемой электродвигателем конвейера, приведены на рис. 4. При разгрузке привод конвейера включался 9 раз, что обусловлено малой емкостью рудоспускного гезенка. При первом включении падение напряжения на зажимах магнитной станции составило 9 В, а средняя потребляемая мощность — 35 кВт. Таким образом, при номинальной мощности электродвигателя конвейера 15 кВт в начальный период разгрузки привод работает с перегрузкой 133 %. Полная разгрузка вагона осуществляется в течение 4 мин.

Наибольшая нагрузка на электродвигателе маслостанции (14,2 кВт) возникает в режиме намотки кабеля на барабан при движении назад. При сматывании кабеля с барабана (движение вперед) среднее значение активной мощности электродвигателя составляет 8,3 кВт. Однако наиболее неблагоприятный режим работы маслостанции возникает при неподвижном вагоне и не-

работающих гидроприводах. При таком режиме работы большая часть мощности, потребляемой электродвигателем (13,9 кВт), затрачивается на нагрев рабочей жидкости.

Анализируя полученные данные, необходимо отметить следующее. Ходовые двигатели вагона и двигатель конвейера работают в повторно-кратковременном режиме с систематическими перегрузками. Ступенчатое изменение частоты вращения двигателей, осуществляемое переключением их обмоток, является морально устаревшим и неэффективным техническим решением, не позволяет обеспечить регулирование усилий на приводных валах основных механизмов. Увеличенное время разгрузки отбитой руды в гезенки и маневровых операций обуславливает снижение производительности вагонов и механизированного очистного комплекса в целом.

Повышение эффективности эксплуатации вагонов ВС-30 может быть обеспечено посредством следующих технических решений.

Улучшение условий работы электродвигателей, повышение маневренности трехосных вагонов возможно посредством использования частотно-регулируемого привода, обеспечивающего бесступенчатое изменение скорости, а также переключением приводов одного борта на более высокую скорость при поворотах. Для реализации такого способа управления необходимо внести изменения в электрооборудование вагона и выполнить проверочные кинематические расчеты при проектировании. Также следует отметить, что в зарубежной практике шахтные самоходные вагоны грузоподъемностью до 30 т выпускаются двухосными.

Данные вагоны по сравнению с трехосными имеют более высокую маневренность и простую конструкцию. Целесообразно создание двухосных вагонов грузоподъемностью до 20...22 т.

Ликвидация простоев при разгрузке вагонов ВС-30 возможна посредством увеличения пропускной способности или емкости рудоспускных гезенков.

Внедрение частотно-регулируемых электроприводов, а также использование бортовых измерительных систем, непрерывно регистрирующих величину и характер изменения нагрузок на приводных двигателях ШСВ, позволит осуществлять выбор рациональных режимных параметров, обеспечивать высокое качество и надежность технологических процессов. При накоплении достаточного объема информации о работе самоходных вагонов в различных условиях представится возможным построения общей, для разных условий работ, нагрузочной диаграммы ходовых электродвигателей.

#### Список литературы

1. Аникин А. С. Внедрение частотно-регулируемого асинхронного электропривода на шахтный самоходный вагон В15К // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Энергетика. 2009. № 15. С. 67—71.
2. Веденеев И. А. Новый самоходный вагон для ОАО "Уралкалий" // Горная промышленность. 2005. № 3. С. 48—50.
3. Лыхин П. А. О модели и проблемах калийного рудника будущего // Рудник будущего. 2010. № 3. С. 44—47.
4. Трифанов Г. Д., Князев А. А., Чекмасов Н. В., Шишляников Д. И. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна "Урал-20Р" // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 2. С. 41—44.

### **В лабораториях горно-нефтяного факультета**



**Петрографическое описание  
шлифов горных пород**

УДК 622.063.23

**В. А. Пивнев**, канд. техн. наук, ОАО "Апатит", г. Кировск, Мурманская обл.,  
**Д. А. Юнгмейстер**, д-р техн. наук, проф., **В. В. Максаров**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой,  
**М. Ю. Непран**, асп., **С. А. Лавренко**, асп., **А. И. Исаев**, асп., **А. Э. Сабитов**, асп., каф. "Машиностроение",  
Горный университет, г. Санкт-Петербург

E-mail: sergey18.09.89@mail.ru, IsaevAlexsey@gmail.com

## Рудничные испытания модернизированного перфоратора ПП-54С2

---

*Описана методика проведения испытаний модернизированного перфоратора. Представлены рисунки звеньев модернизации перфоратора. Проведен анализ результатов, полученных после бурения, и даны рекомендации по работе с перфоратором.*

**Ключевые слова:** перфоратор, ударная система, модернизированный, вибрация, ударный импульс, бурение.

**V. A. Pivnev, D. A. Yungmeister, V. V. Maksarov, M. Yu. Nepran, S. A. Lavrenko, A. I. Isaev, A. E. Sabitov**

## Mining Trials Upgraded Perforator ПП-54С2

---

*Describes the methods of testing the upgraded perforating device. Are drawings of details modernization perforating device. The analysis of the results received after the drilling and recommendations for working with the perforating device.*

**Keywords:** perforating device, strike system, upgrade, vibration, impact impulse, boring.

**В** журнале "Горное оборудование и электромеханика" № 7 за 2011 г. [1] рассматривались испытания модернизированного перфоратора ПП-54, предназначенного для продувки шпуров водовоздушной смесью по стандартной трубке наружным диаметром 8 мм, и модернизированного перфоратора такого же типа (вариант модернизации VIII: воздушная трубка диаметром 8 мм с утолщенной насадкой).

В июле 2012 г. в производственных условиях Кировского рудника ОАО "Апатит" проводились испытания модернизированного перфоратора ПП-54С2 (перфоратор с сухой продувкой) с ударной системой "поршень—боек—инструмент" с утолщенной воздушной трубкой диаметром 12 мм и центрированием бойка по внутренней поверхности [2, 4].

Комиссия в составе сотрудников ОАО "Апатит" и представителей СПГГУ контролировала проведение испытаний опытно-промышленных образцов перфоратора, оснащенного специальными насадками из стали 40Х воздушной трубки и бойком из отрезанной части хвостовика штанги фирмы "Сандвик" с центрированием его по внутренней

поверхности, изготовленных по чертежам и рекомендациям Горного университета.

Испытания проводились с использованием стандартного перфоратора ПП-54С2 со стандартной штангой фирмы "Сандвик" длиной 970 мм.

Модернизированный перфоратор ПП-54С2М (вариант IX, рис. 1, а) имеет отверстие в стволе в зоне контакта поворотной и хвостовой букс, снабжен штангой "Сандвик" с укороченным хвостовиком и бойком из отрезанной части хвостовика штанги фирмы "Сандвик". Модернизированная ударная система включает воздушную трубку с оголовком диаметром 13,1 мм и длиной 18 мм из стали 40Х, одним концом входящим в боек длиной 38 мм с центральным отверстием диаметром 13,2 мм из штанги "Сандвик", другим концом диаметром 10 мм, с отверстием 6 мм и длиной 15 мм — в утолщенную воздушную трубку диаметром 12 мм (см. рис. 1, б). Первоначальный зазор между штангой и бойком выдерживали в интервале 1,5...3 мм регулированием длины воздушной трубки за счет установки дистанционных стальных, резиновых и полиуретановых шайб и прокладок в торце пер-

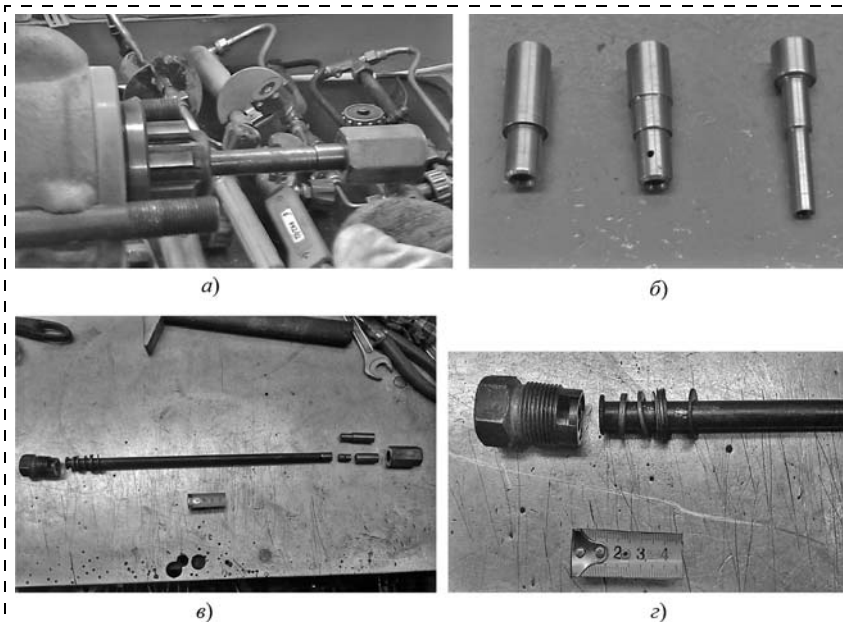


Рис. 1. Ударная система с центрированием бойка по внутренней поверхности:  
а — общий вид ударной системы; б — насадки утолщенной воздушной трубки; в — боек и утолщенная воздушная трубка; г — общий вид демпфирующего устройства бойка

форатора в месте крепления воздушной трубки к корпусу (см. рис. 1, г).

Представленный на испытания заводской перфоратор соответствовал требованиям ТУ, а модернизированные узлы для него изготавливались в ОАО "Апатит".

Испытания проводились при бурении монолитных глыб апатито-нефелиновой руды крепостью  $f = 5 \dots 7$  (тип монолита № 1) и  $f = 7 \dots 9$  (тип монолита № 2) на промплощадке объединенного Кировского рудника.

Бурение осуществлялось перфоратором со стандартной пневмоподдержкой без приложения дополнительных усилий на забой со стороны бурильщика. Сетевое давление воздуха — 0,5 МПа, производилось дросселирование сетевого потока сжатого воздуха для получения двух режимов работы перфоратора: А — стандартный поток воздуха; Б — отрегулиро-

ванный (уменьшенный) поток воздуха. Использовались призатупленные коронки КТШ-40, отработывались три шпура в серии однотипных испытаний по 30 с непрерывного бурения для получения усредненных и достоверных значений скорости бурения.

Модернизированный перфоратор ПП-54С2 (вариант IX) показал устойчивую и надежную работу. Результаты испытаний даны в табл. 1.

В табл. 2 представлены данные по исследованию модернизированных перфораторов ПП-54 (вариант VIII) с воздушной трубкой диаметром 8 мм и бойком с такими же размерами, что и при исследовании перфоратора ПП-54С2.

Для острой коронки скорость бурения может быть рассчитана по известной эмпирической формуле [3]:

$$v = (50A_y n) / (f d^2), \text{ мм/с,}$$

где  $A_y$  — энергия удара (54 Дж);  $n$  — частота ударов перфоратора ( $39,16 \text{ с}^{-1}$ );  $d$  — диаметр коронки (40 мм);  $f$  — крепость породы.

На рис. 2 зависимость изменения скорости бурения от крепости породы для новой острой коронки представлена кривой 1.

Наиболее устойчивые результаты по повышению скорости бурения получены на модернизированном перфораторе ПП-54С2М, вариант IX (кривая 2), с центрированием бойка по его внутренней поверхности и насадкой на воздушную трубку длиной не менее 15 мм при использовании в каче-

Таблица 1

Результаты испытаний перфоратора ПП-54С2

| Тип перфоратора                | Тип монолита | Воздушный режим | Глубина бурения за 30 с, мм | Примечания |
|--------------------------------|--------------|-----------------|-----------------------------|------------|
| Стандартный                    | 1            | Б               | 135                         | Сухо       |
|                                | 1            | А               | 200 (190, 200, 210)         |            |
|                                | 2            | Б               | 70                          |            |
|                                | 2            | А               | 110 (125, 105, 110)         |            |
| Модернизированный (вариант IX) | 1            | Б               | 175                         |            |
|                                | 1            | А               | 250                         |            |
|                                | 2            | Б               | 90                          |            |
|                                | 2            | А               | 138 (150, 125, 140)         |            |

Таблица 2

Результаты испытаний перфоратора ПП-54

| Тип перфоратора, особенности модернизации                                    | Тип монолита | Особенности атмосферы | Глубина бурения за 30 с, мм |
|------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------------|-----------------------------|
| Стандартный                                                                  | 1            | Очень влажно, дождь   | 140 (135, 140, 145)         |
| Стандартный, с дросселем в воздушной трубке перфоратора                      | 1            | Очень влажно, дождь   | 120 (115, 120, 125)         |
| Стандартный                                                                  | 1            | Сухо                  | 180 (170, 180, 190)         |
| Стандартный, с дросселем в воздушной трубке перфоратора                      | 1            | Сухо                  | 140 (135, 140, 145)         |
| Модернизированный (вариант VIII), с дросселем в воздушной трубке перфоратора | 1            | Сухо                  | 210 (205, 210, 215)         |



стве бойка отрезанной части хвостовика штанги фирмы "Сандвик" длиной 38 мм, при соблюдении первоначального зазора между штангой и бойком 2 мм. В этом случае прирост скорости бурения составлял в среднем 25...30 % при бурении монолита № 1.

Анализ таблиц и рис. 2 показывает, что скорости бурения при дросселировании потока воздуха до стандартного перфоратора совпадают со скоростями бурения без дросселирования и весьма влажной атмосфере (дождь). Скорости бурения совпадают для модернизированного перфоратора при дросселировании потока воздуха внутри перфоратора и стандартного перфоратора без какого-либо дросселирования. Скорости бурения модернизированным перфоратором с дросселированием до перфоратора и без дросселирования до перфоратора отличаются на 40 %. В зависимости от крепости породы скорости бурения в интервале  $f = 5...9$  в среднем отличаются на 50 %. Таким образом, наименьшие скорости бурения зафиксированы на стандартном перфораторе при весьма влажной атмосфере (кривая 6), а также на стандартном перфораторе при дросселировании потока воздуха до перфоратора (кривая 7). Максимальная скорость бурения выявлена при бурении модернизированным перфоратором ПП-54С2М (кривая 2) при сухой атмосфере и без дросселирования потока воздуха. Разница для минимальных и максимальных скоростей бурения стандартным и модернизированным перфораторами составляет не менее 50 %, а иногда достигает 85 %. Модернизированный перфоратор оказался менее чувствительным к наличию влаги в шпуре и потоке воздуха, так как высокочастотные колебания ударного импульса, передаваемые от бойка через штангу в забой, видимо, нейтрализуют коагуляцию водой мелкодисперсных составляющих бурового шлама и снижают влияние влаги на интенсивность продувки.

### Исследования вибрации модернизированного перфоратора ПП-54С2

Методика проведения исследований включает в себя исследование уровня шума стандартным шумомером и проведение замеров уровня вибрации комплектом ВАСТ.

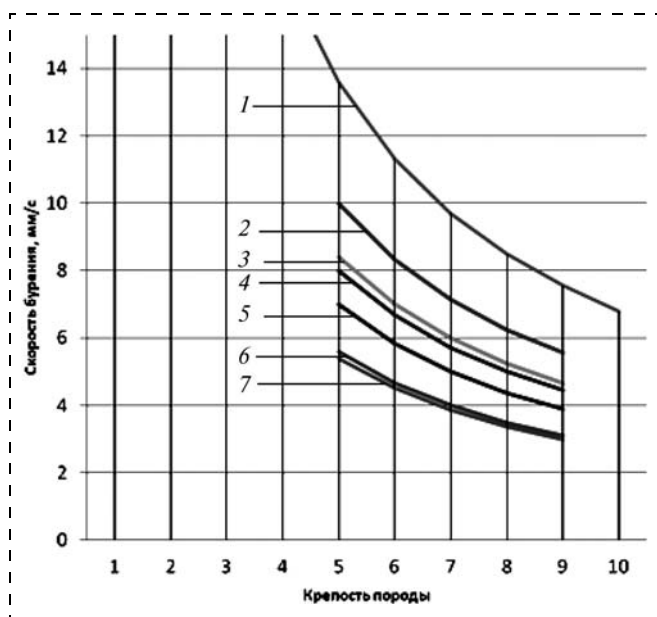


Рис. 2. Зависимость скорости бурения от типа перфоратора, крепости породы и параметров потока воздуха:

1 —  $v = (50A_{yn}) / (fd^2)$ ; 2 — перфоратор ПП-54С2М режим А; 3 — перфоратор ПП-54М с дросселем внутри; 4 — перфоратор ПП-54С2 режим А; 5 — перфоратор ПП-54С2М режим Б; 6 — перфоратор ПП-54 влажный; 7 — перфоратор ПП-54С2 режим Б

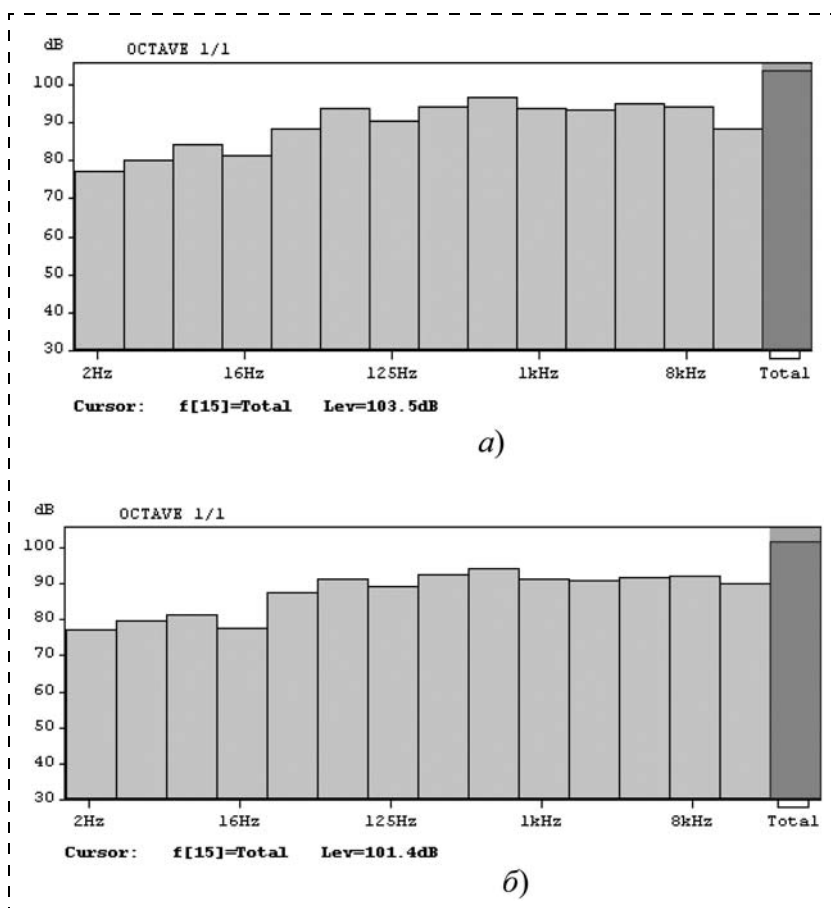


Рис. 3. Результаты замера шума перфоратора ПП-54: а — стандартного; б — модернизированного

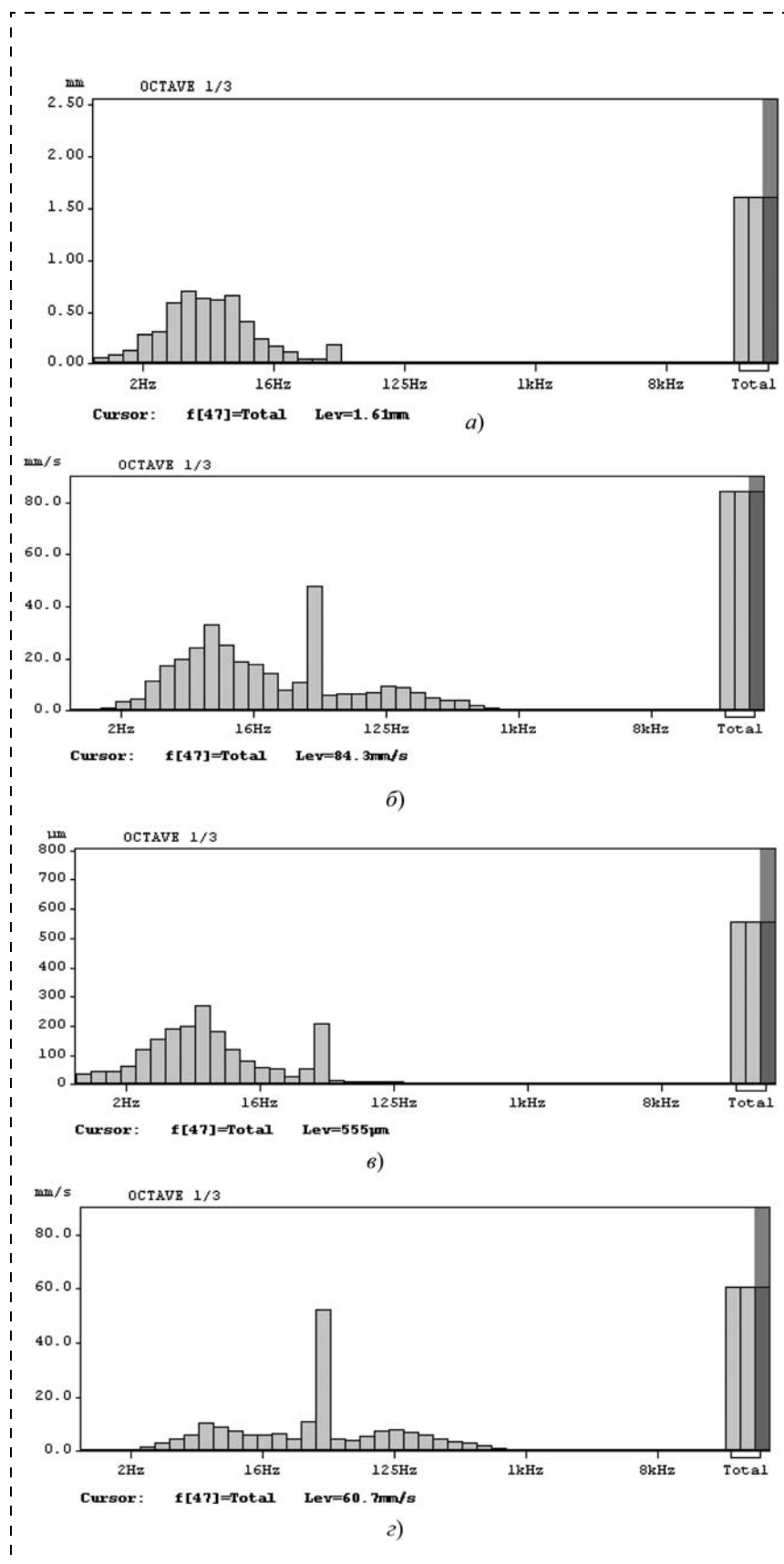


Рис. 4. Результаты замеров параметров вибрации корпуса перфораторов (датчик на рукоятке) специалистами Санитарно-гигиенической лаборатории: смещение: а — стандартный; в — модернизированный; виброскорость: б — стандартный; г — модернизированный

При сравнении замеров шума (рис. 3) при работе перфоратора видно, что у модернизированного перфоратора уровень шума на 2 dB ниже.

При сравнении замеров вибрации корпуса стандартного перфоратора (замеры № 6, рис. 4, а и б) и модернизированного перфоратора с ударной системой "поршень—боек—штанга" (замеры № 7, см. рис. 4, в и г) видны различия в спектрах.

1. Максимальная амплитуда, мм:

замеры № 6 — 0,75 (см. рис. 4, а);

замеры № 7 — 0,28 (см. рис. 4, в).

2. Максимальный уровень скорости вибрации, мм/с:

замеры № 6 на интервале 0...28 Гц — 35 мм/с, на рабочей частоте поршня (около 30 Гц) — 48 мм/с (см. рис. 4, б);

замеры № 7 на интервале 0...28 Гц — 10 мм/с, на рабочей частоте поршня (около 30 Гц) — 55 мм/с (см. рис. 4, г).

Общий уровень вибрации у модернизированного перфоратора ниже. Это является подтверждением демпфирования отраженных волн к забою и смещением спектра в высокочастотную сторону.

Испытания проведены двумя независимыми организациями — Санитарно-гигиенической лабораторией и лабораторией вибродиагностики службы Главного механика ОАО "Апатит", результаты совпадают. Они дают подтверждение того, что модернизированный перфоратор наряду с повышением скорости бурения характеризуется снижением уровня вибрации и шума, что имеет важный социальный эффект.

Замеры вибрации показывают, что разница в вибрации (смещение) и в скорости вибрации для перфоратора модернизированного (с бойком) и стандартного существенно отличаются. Так, максимальная вибрация — смещение, мм, в районе рукоятки стандартного перфоратора составляет 1,5 мм и более, в то время как максимальное смещение рукоятки перфоратора с бойком не превышает 0,55 мм. Виброскорости для стан-

дартного и модернизированного перфораторов не превышают соответственно 81 и 60 мм/с. Снижение показателей вибрации для перфоратора с бойком объясняется таким важным свойством ударных систем "поршень—боек—штанга", как демпфирование или переотражение отраженных от забоя в штангу и далее в перфоратор волн сжатия—растяжения, возникающих как следствие удара поршня в штангу. Этот эффект демпфирования подтверждается также экспериментами на ручном электрическом перфораторе "Дауэр", показавшими более насыщенный спектр напряжений в штанге для перфоратора с бойком в сравнении со стандартным перфоратором. Другими словами, ударная система "насыщает" штангу и забой напряжениями повышенного уровня, при этом дребезг бойка не пропускает переотраженные волны из штанги, полученные от забоя, на корпус перфоратора.

### Выводы и рекомендации

Модернизированный перфоратор ПП-54С2 (вариант IX) показал повышенную производительность и работоспособность в условиях Кировского рудника.

В результате промышленных (рудничных) испытаний образцов модернизированной буровой техники могут быть сделаны следующие выводы и рекомендации:

обеспечивается устойчивая работа перфоратора с дребезгом бойка при возможности регулиро-

вания зазора, подачи воздуха в воздушную трубку, при центрировании бойка по внутренней его поверхности;

наличие воздуха в стволе при давлении более 0,5 МПа делает возможным прижатие бойка к штанге и затрудняет процесс дребезга, необходимо регулирование расхода воздуха через калиброванные отверстия в стволе и дроссель необходимого диапазона регулирования;

демпфирование отраженных и переотраженных от забоя упругих волн проще всего осуществлять посредством воздушной толстостенной трубки с твердым насадком и упором в набор демпферов из полиуретана и вибростойкой резины;

необходимо изготовление опытной серии и рудничные (промышленные) испытания.

### Список литературы

1. Платовских М. Ю., Пивнев В. А., Юнгмейстер Д. А., Непран М. Ю., Судьенков Ю. В., Соколова Г. В. Экспериментальные и теоретические исследования перфоратора с ударной системой "поршень—боек—штанга" // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 7. С. 9—14.
2. Отчет о НИР "Разработка новых образцов бурового оборудования с пониженным уровнем вибрации" х/д № 12013. СПб.: Горный университет, 2012.
3. Иванов К. И. и др. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1987.
4. Юнгмейстер Д. А. Модернизация ударных буровых механизмов / Д. А. Юнгмейстер, Л. К. Горшков, В. А. Пивнев, Ю. В. Судьенков. СПб.: Политехника-сервис, 2012. 149 с.

## В лабораториях горно-нефтяного факультета



Исследования реологических свойств тампонажных растворов

УДК 622.35

**С. Л. Иванов**<sup>2</sup>, д-р техн. наук, проф., **И. Е. Звонарев**<sup>2</sup>, канд. техн. наук, асс.,  
**Д. И. Шишлянников**<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доц., **А. Я. Бурак**<sup>3</sup>, канд. техн. наук, инж., **В. М. Николаев**<sup>2</sup>, асп.,

<sup>1</sup>ПНИПУ, г. Пермь

<sup>2</sup>Горный университет, г. Санкт-Петербург

<sup>3</sup>ООО "Карьер-Сервис", г. Санкт-Петербург

E-mail: lisa\_lisa74@mail.ru, ZVano@mail.ru, 4varjag@mail.ru, burak@qssp.ru, Sarge13@mail.ru

## Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов

*Приведена методика определения остаточного ресурса механических трансмиссий карьерных экскаваторов на основе измерения твердости поверхностного слоя зубьев крупномодульных зубчатых колес.*

**Ключевые слова:** крупномодульные зубчатые передачи, твердость поверхностного слоя, остаточный ресурс.

S. L. Ivanov, I. E. Zvonarev, D. I. Shishlyannikov, A. Ya. Burak, V. M. Nikolaev

## Residual Life Assessment of Coarse Gears Shovels

*The technique of determining the residual life of mechanical transmissions shovels on the basis of measuring the hardness of the surface layer of coarse teeth of the gears.*

**Keywords:** coarse-grained gears, surface hardness, residual resource.

### Прогнозирование остаточного ресурса зубчатых колес горных машин оценкой твердости поверхностного слоя зубьев

Обоснование сроков проведения осмотров, ремонтов и списания горной техники осуществляется посредством оценки остаточного ресурса узлов и деталей оборудования [1]. На сегодняшний день одним из перспективных способов оценки остаточного ресурса крупномодульных зубчатых передач механических трансмиссий горных машин является контроль изменения твердости поверхностного слоя металла в зонах, близких к поверхностям разрушения [6].

Длительная эксплуатация горных машин неизбежно сопровождается повреждениями элементов их трансмиссий, что обусловлено особенностями условий работы: динамикой нагрузок, значительными передаваемыми усилиями, сложным напряженным состоянием и деформациями элементов оборудования, запыленностью и влажностью внешней среды, широким диапазоном изменения рабочих температур. Воздействие указанных факторов в течение длительного времени вызывает повреж-

дение металла и развитие микродефектов на поверхностях нагруженных элементов. В некоторые моменты функционирования горной машины могут возникать такие сочетания параметров, которые нарушают ее работоспособность, вызывая отказы.

Большая часть механических отказов (около 90 %) проявляется постепенно в изменении одного или нескольких выходных параметров, поэтому их называют также параметрическими.

Современные методы технической диагностики базируются на оценке косвенных параметров работы горной машины, проявляющихся в виде износа рабочих поверхностей зубьев крупномодульных передач, изменения уровня вибрации, шума, утечек смазочных материалов через уплотнения и т. д., а также основных параметров работы оборудования (производительность, потребляемая мощность, процент диссипативных потерь, КПД и др.), по градиенту изменения которых возможно оценить остаточный ресурс элемента или горной машины целиком [1].

Применительно к трансмиссии механизма поворота экскаватора типа ЭКГ помимо износа ра-

бочих поверхностей зубьев общим критерием дегра-  
дационных процессов при оценке наработки можно  
считать изменение локальной твердости поверхно-  
стного слоя зубьев, повышение твердости зубьев на  
их торцевой поверхности в непосредственной бли-  
зости к рабочей поверхности активного профиля  
зуба и в районе переходной кривой [7]. Изменение  
твердости вызывается процессом накопления дис-  
локаций и сопровождается явлением наклепа улуч-  
шаемых сталей, при этом предельная величина дис-  
локаций в объеме материала детали есть величина по-  
стоянная, характерная для данного материала ( $HV_{пр}$ ).

Прогнозирование остаточного ресурса механи-  
ческих трансмиссий горного оборудования осуще-  
ствляется по схеме, представленной на рис. 1. Через  
определенные периоды эксплуатации  $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$   
измеряют численные значения диагностических  
параметров (износа, твердости поверхностных слоев  
зубьев в критических точках)  $h_1, h_2, \dots, h_n$  и экстра-  
полируют зависимость до предельно допустимой  
величины  $h_{пр}$ . Такой метод позволяет получить  
достаточно точные оценки, если известен вид за-  
висимости  $h(t)$ .

Для оценки остаточного ресурса зубчатых пе-  
редач карьерного экскаватора предварительно не-  
обходимо определить ресурс зубчатого колеса при  
работе с номинальной (паспортной) нагрузкой,  
вызывающей разрушение зуба колеса по одному из  
критериев: изгибной усталостной прочности  $R_F$ ,  
контактной выносливости  $R_H$  и предельному из-  
носу рабочих поверхностей зубьев  $R_I$ .

Расчет ресурса зубчатых передач по изгибной и  
контактной выносливости определяется общим  
выражением  $R_{F(H)} = N_{\Sigma}(60n_{1,2}c)^{-1}$ , а при расчете  
на износ проводят по формуле:

$$R_I = \frac{[h]_{1,2}}{2,25 I_{h1,2} \sqrt{W_{Ht} \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \rho_{пр.1,2} n_{1,2}^i}},$$

где  $N_{\Sigma}$  — суммарное число циклов нагружения;  $c$  —  
число зацеплений зуба за один оборот шестерни  
или колеса;  $[h]_{1,2}$  — допускаемый износ зуба ше-  
стерни и колеса, мм;  $I_{h1,2}$  — интенсивность изнаши-  
вания, мм/м;  $W_{Ht}$  — удельная окружная динами-  
ческая сила, Н/мм;  $v_1, v_2$  — коэффициенты Пуас-  
сона материалов шестерни и колеса;  $E$  — модуль  
Юнга;  $\rho_{пр.1,2}$  — приведенный радиус кривизны, мм;  
 $n_{1,2}$  — частота вращения зубчатых колес, мин<sup>-1</sup>;  
 $i$  — передаточное число.

Ресурс, рассчитываемый по приведенным выше  
формулам, измеряется в единицах времени.

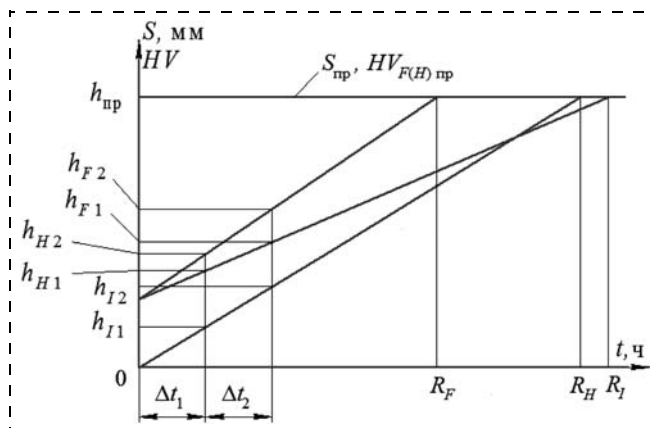


Рис. 1. Схема прогнозирования ресурса механической трансмиссии горной машины:

$\Delta t_1, \Delta t_2$  — междиagnostические интервалы времени; диагностические параметры:  $h_I$  — износ профилей зубьев, мм;  $h_F$  и  $h_H$  — твердость поверхностного слоя в результате действия изгибных и контактных нагрузок соответственно,  $HV$ ;  $h_{пр}, S_{пр}, HV_{F(H) пр}$  — предельно допустимые величины диагностических параметров;  $R_I, R_F, R_H$  — прогнозируемые значения ресурса по критериям износа, изгибных и контактных нагрузок

Контроль технического состояния и реальной наработки крупномодульных зубчатых передач ведут по изменению твердости зубьев в характерных точках.

#### Диагностические параметры и зоны контроля

Предельным состоянием открытой зубчатой передачи карьерного экскаватора, работающей в запыленной среде, является:

- 1) уменьшение толщины зуба  $S_x$  более чем на 0,2 модуля зацепления (при эксплуатации периодически осуществляется контроль толщины зуба);
- 2) увеличение твердости поверхностного слоя зубчатых колес более чем  $0,8[HV_{пр}]$  в характерных зонах зуба: на торцевых поверхностях зуба в непосредственной близости к рабочей эвольвентной поверхности зуба (заштрихованная область на рис. 2),

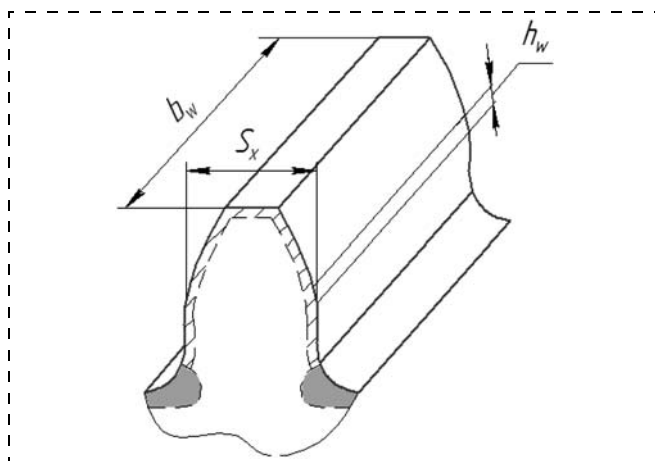


Рис. 2. Характерные зоны зуба

на эвольвентной части поверхности зуба по ширине венца  $b_W$  на начальном диаметре  $\pm 0,1$  мм ( $h_W$ ), а также на торцовых поверхностях зуба по радиусу переходной кривой (серая область).

В условиях горного производства определение  $HV_{пр}$  и осуществление периодического контроля возможно посредством использования переносных твердомеров, например "Константа ТД" с преобразователем "D+15" (рис. 3). Твердомер "Константа ТД" с преобразователем "D+15" имеет увеличенную высоту трубки для проведения измерений твердости в пазах и на утопленных поверхностях изделий. Прибор имеет возможность измерять твердость следующих видов: HRC; HB; HV; HRA; HRB; HRN15; HRN30; HRN4; HRT15; HRTSD; H30; HRT45; HL. Диапазон измерения твердости по шкале Виккерса от 20 до 1000 HV, основная погрешность измерения 12 HV.

Совместно с измерением поверхностной твердости возможно вести контроль параметров сопутствующих процессов (уровни вибрации, величины акустико-эмиссионного сигнала, температуры узлов трения и др.). Диагностические мероприятия проводятся в рамках ТО, а их результаты заносят в штатные источники данных (вахтовые журналы, ведомости дефектов, контрольные карты, диаграммы и др.).

Методика прогнозирования остаточного ресурса механических трансмиссий основана на теоретически и экспериментально доказанном положении,



Рис. 3. Твердомер "Константа ТД" с преобразователем "D+15"

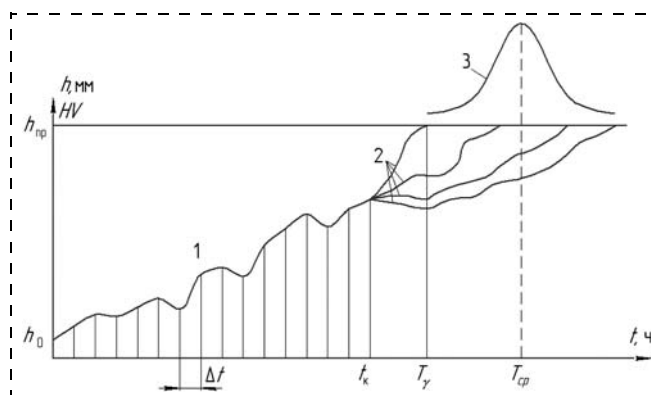


Рис. 4. Схема прогнозирования остаточного ресурса оборудования после момента контроля  $t_k$ :

1 — изменение контролируемого параметра  $h$  до момента контроля  $t_k$ ; 2 — возможные реализации процесса деградации; 3 — плотность распределения остаточного ресурса;  $T_{сп}-t_k$  — средний (ожидаемый) остаточный ресурс;  $T_\gamma-t_k$  — гарантированный (гамма-процентный) остаточный ресурс;  $\Delta t$  — периодичность контроля или интервал разбиения записи параметра;  $h_{пр}$  — предельное значение параметра технического состояния

что по изменениям в характерных точках твердости поверхности детали или ее элемента под действием внешних нагрузок возможно адекватно оценить ее фактическую наработку и, зная предельное значение этой твердости, прогнозировать остаточный ресурс. Ее суть заключается в использовании наблюдений за изменением параметров зубчатой передачи (твердость, геометрические размеры) от момента начала эксплуатации до наступления предельного состояния, что позволяет оценить изменение скорости деградации контролируемых параметров (рис. 4).

#### Анализ полученных данных и оценка остаточного ресурса

Оценку остаточного ресурса осуществляют путем статистической обработки значений измеренных параметров технического состояния и вычислений численных значений показателей по формулам диффузионного распределения [8].

При оценке технического состояния крупномодульной зубчатой пары карьерного экскаватора выделим следующие состояния машины: исправное, предаварийное и аварийное. Введем следующие обозначения для описания логических правил:  $V$  — модель изменения твердости поверхностного слоя зуба;  $I$  — модель износа зуба;  $D$  — модель диагностики;  $A$  — аварийное состояние;  $B$  — предаварийное состояние;  $C$  — нормальное состояние;  $T$  — дата диагностики;  $S$  — дата следующей диагностики;  $R$  — проведение ремонта;  $X$  — подготов-

ка к ремонту. Алгоритм последовательности действий будет выглядеть следующим образом [2]:

Если  $V = C$  и  $I = C$  и  $D = T = C$   
 То  $S$   
 Если  $V = B$  или  $I = B$  или  $D = B$   
 То  $X$   
 Если  $V = A$  или  $I = A$  или  $D = A$   
 То  $R$ .

Соответствующие модели предназначены для описания операций сравнения диагностируемых параметров с допустимыми значениями. Определение технического состояния по диагностической модели проводится на основании тренда (рис. 5), вид которого в каждом конкретном случае будет уточняться.

Полиномиальной линейаризации, осуществляемой с использованием полинома вида

$$y = Ax^2 + Bx + C,$$

отдано предпочтение в силу многочисленных подтверждений выявленных закономерностей нарастания рассматриваемых деградационных процессов [3—6].

Модель износа зуба  $I$  представляет собой формальную процедуру сравнения величины фактического износа с его допускаемой величиной по результатам диагностики изменения линейных размеров хорды на начальном диаметре зуба колеса. Под действием усилия в зацеплении в зубе колеса возникают изгибные и контактные напряжения, вызывая соответствующую деградацию материала колеса, что ведет к изменению твердости поверхностного слоя зуба. Данные изменения также фиксируются при проведении процедуры диагностики,

а модель изменения твердости поверхностного слоя зуба  $HV$  аналогична модели  $I$  и представляет собой формальную процедуру сравнения допускаемой и фактической величин твердости в зонах:

для оценки изгибной усталостной прочности — в зоне впадины зуба, вдоль переходной кривой, на максимально близком расстоянии от кромки впадины, не превышающем 2 мм;

для оценки контактных нагрузок — на торцах зубьев, на максимально близком расстоянии от кромки зуба в районе, прилегающем к начальной окружности на расстоянии  $\pm 0,2m$  от нее на головке и ножке зуба, а также на рабочих поверхностях зуба по ширине венца, также на расстоянии  $\pm 0,2m$  выше и ниже начального диаметра. Так как здесь расположен полюс, зацепления и скольжения минимальны, а профили зубьев перекатываются без проскальзывания, изменения твердости поверхностного слоя максимально точно будут отражать характер контактных нагрузок и по ее градиенту возможно судить об интенсивности протекания износа рабочих профилей зубьев.

Измерения значений твердости и величин износа рабочих поверхностей зубьев необходимо выполнять в каждой серии замеров на двух парах диаметрально расположенных зубьев для четного числа зубьев на зубчатом колесе. В случае нечетного числа зубьев на колесе первый зуб выбирается произвольно, а второй зуб с противоположной стороны определяется по выражению

$$z_2 = 0,5z_{\text{общ}} - 1,$$

где  $z_{\text{общ}}$  — общее число зубьев на колесе.

При каждой серии измерений значений износа и твердости следует проводить замеры как на диагностированных зубьях, так и на рядом находящихся зубьях колеса, по отношению к предыдущей серии диагностических процедур.

Проводить оценку изменения твердости поверхностного слоя зубьев крупномодульной передачи горной машины, а также контролировать механический износ целесообразно при проведении планово-предупредительных ремонтов оборудования, но не реже, чем  $t_{\min}/100$ , где  $t_{\min}$  — наименьшее значение ресурса из  $R_H$ ,  $R_F$  и  $R_I$ .

После измерений осуществляется статистическая обработка данных.

Изначально на графике (рис. 6), отображающем зависимость изменения твердости поверхностного слоя зуба  $HV_{F(H)}$  от времени его эксплуатации  $t$ , отмечают точку  $HV_{F(H)\text{исх}}$  — начальное значение твердости поверхностного слоя зуба ко-

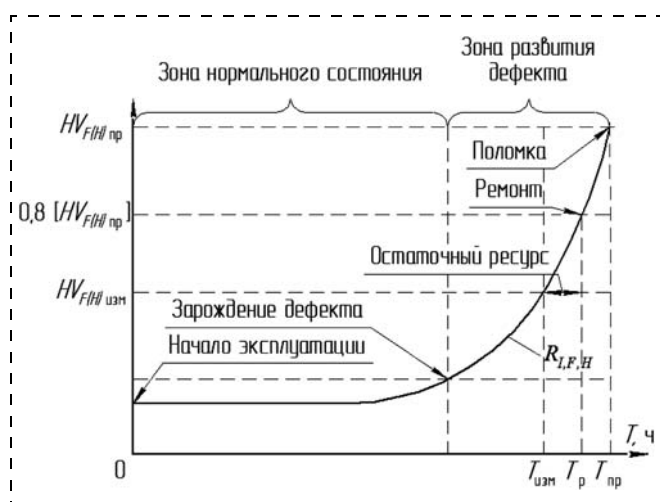


Рис. 5. Схема оценки технического состояния зубчатых колес





автоматизации прогнозирования ресурса // Вестник МГТУ "Станкин". 2011. № 3. С. 67—69.

6. Звонарев И. Е., Иванов С. Л., Фокин А. С., Шибанов Д. А. Изучение механизма изменения локальной твердости зубьев крупномодульных колес горных машин на имитационном маятниковом стенде // Опыт прошлого — взгляд в будущее. 2-я Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и студентов. Материалы конф. Тула, 2012. С. 27—31.

7. Звонарев И. Е., Иванов С. Л., Фокин А. С., Шибанов Д. А. Оценка остаточного ресурса крупномодуль-

ного зубчатого колеса трансмиссии горных машин по приращению его поверхностной твердости. // Опыт прошлого — взгляд в будущее. 2-я Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых и студентов. Материалы конф. Тула, 2012. С. 71—75.

8. Иванов С. Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов. СПб.: Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 1999. 92 с.

---

УДК 622.67

Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, В. С. Кузнецов, мл. науч. сотр.,  
ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: kanat@pstu.ru

## О причинах повреждения шахтных подъемных канатов на участке струны

---

*Рассмотрены условия повреждения канатов от поперечных ударов. Даны рекомендации по снижению вероятности таких повреждений.*

**Ключевые слова:** шахтная подъемная установка, струна каната, поперечный удар, повреждение.

G. D. Trifanov, V. S. Kuznecov

## On the Causes of Damage to the Mine Hoist Ropes at the Site of the String

---

*In the article terms of damage to the hoisting ropes of the transverse shock. The recommendations to reduce the likelihood of such damages.*

**Keywords:** mine hoist, string rope, transverse impact, defect.

Опыт эксплуатации шахтных подъемных установок свидетельствует, что одной из частых причин повреждения подъемных канатов является их соударение с элементами конструкции копра, ограждением проема окна здания подъемных машин, через которое проходит струна каната, а также другими предметами, которые могут находиться в зоне поперечных колебаний струны каната. В трех случаях из четырех обрывов шахтных подъемных канатов, обследованных комиссией при участии автора, причиной обрыва каната послужили поперечные удары. Случай обрыва стальных канатов при столкновении военного реактивного самолета с канатами подвесной канатной дороги в итальянских Альпах в 1998 г. описан в Бюллетене № 1

Международной ассоциации исследователей канатов (МАИСК) [1]. В статье Г. Оплатки и М. Фольмера показано, что "...при поперечной нагрузке для разрыва большого числа смежных проволок (или даже всего каната) достаточно лишь усилия, разрывающего одну проволоку, поскольку срезающие силы передаются от одной проволоки к другой".

Поперечные удары струны каната могут вызвать повреждение и обрывы проволок каната. На рис. 1 приведен вид поврежденного участка одного из снятых канатов. Исследованием состояния снятого с эксплуатации каната с небольшим сроком службы установлено, что проволоки каната типа "Дайформ" с пластически обжатými прядями и металлическим сердечником подвержены незна-



Рис. 1. Поврежденный участок каната с пластически обжатыми прядями

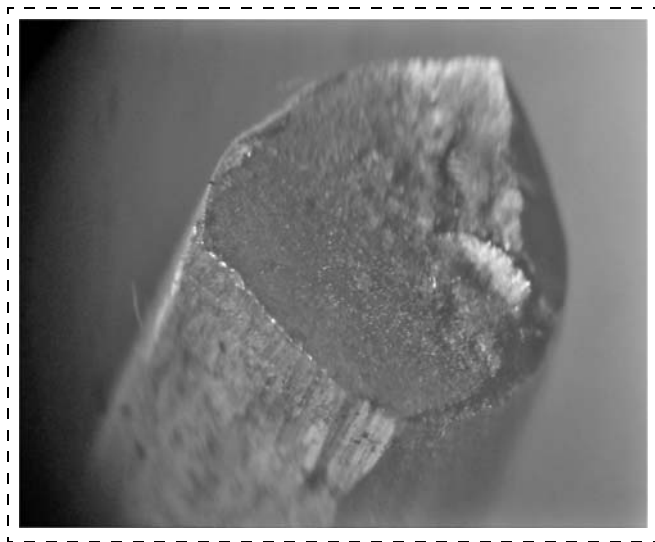


Рис. 2. Разрушенная проволока каната

чительной коррозии и имеют явно выраженный абразивный износ поверхности. Характер разрушения проволок пряди не имеет явных признаков усталостного повреждения (рис. 2). Очаг трещины расположен в зоне максимального абразивного износа. Скальпирование наклепанного слоя (рис. 3) могло привести к зарождению очень короткой усталостной трещины и практически сразу к долому.

В основных технологических режимах работы подъемной установки подъемный канат не контактирует с абразивными материалами, способными привести к выявленному виду износа каната.

Поврежденный участок подъемного каната был расположен на струне при нижнем положении подъемного сосуда. Следовательно, подъемный канат мог контактировать на данном интервале только с элементами конструкции здания подъемных ма-

шин, при поперечных колебаниях струны. След механического взаимодействия струны каната и элементов конструкции здания подъемных машин показан на рис. 4 (см. 3-ю стр. обложки).

При работе подъемной установки в штатном режиме поперечных колебаний струны каната не наблюдалось. Возможность возбуждения поперечных колебаний струны каната и ударов каната об элементы конструкции здания подъемных машин при срабатывании предохранительного тормоза обоснована решением двух дифференциальных уравнений математической модели свободных колебаний системы с двумя степенями свободы — продольных перемещений ветви каната и поперечных перемещений струны каната [2].

Установлено, что продольные колебания ветви каната с максимальной амплитудой возникают после остановки подъемной машины. Амплитуда свободных колебаний определяется начальными значениями. Для дифференциального уравнения второго порядка начальные значения задают величину функции и ее первой производной. Частота свободных колебаний определяется соотношением физических параметров системы и не зависит от начальных значений:

$$\omega = \sqrt{C/m},$$

где  $C$  — эквивалентная жесткость подъемного каната,  $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$ ;  $m$  — эквивалентная масса, кг.

Эквивалентная масса и жесткость изменяются с изменением положения подъемного сосуда:

$$C = \frac{EF}{H}; m = m_c + \frac{1}{3}pH,$$

где  $E$  — модуль упругости каната, Па;  $F$  — площадь поперечного сечения всех проволок в канате,  $\text{м}^2$ ;  $H$  — длина каната, м;  $m_c$  — масса подъемного сосуда и масса груза, кг;  $p$  — масса 1 м каната,  $\text{кг} \cdot \text{м}^{-1}$ .

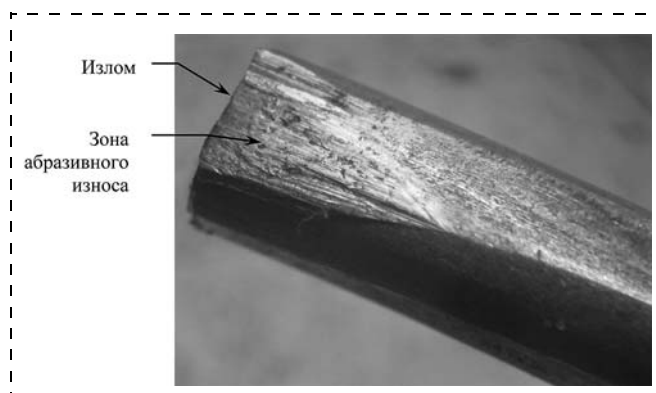


Рис. 3. Проволока со следами скальпирования

Продольные колебания ветви каната формируют поперечные колебания струны каната. Частота свободных поперечных колебаний струны каната зависит от натяжения, т. е. изменяется с изменением положения подъемного сосуда

$$\psi = \sqrt{\frac{S(H)}{p}} \left( \frac{\pi}{L} \right)^2,$$

где  $S(H)$  — продольная сила (натяжение), приложенная к струне каната, Н;  $L$  — длина струны каната, м.

В системе с двумя степенями свободы, совершающей свободные колебания, возможно возникновение явления биения — периодического изменения амплитуды главных колебаний. Период изменения амплитуды превышает период главных колебаний. Условие возникновения биений — малое отличие частот свободных колебаний:

$$\psi - \omega \ll \omega$$

При движении подъемного сосуда частоты свободных колебаний изменяются. Частота свободных продольных колебаний изменяется интенсивней частоты свободных поперечных колебаний струны, и возможен случай выполнения условия возникновения биений. На рис. 5 приведены области возникновения биений при движении подъемного сосуда. При определении частоты свободных продольных колебаний учитывалась полная длина каната от барабана подъемной машины до скипа.

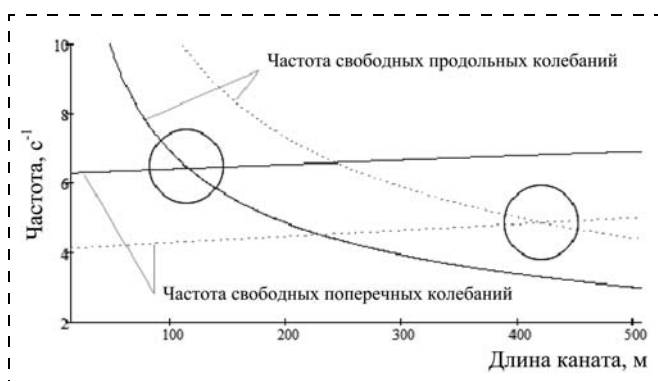


Рис. 5. Зависимость частоты свободных колебаний грузеной и порожней ветвей от положения подъемного сосуда:  
..... — порожняя ветвь; ———— — грузеная ветвь

нем положении подъемного сосуда, для грузеной — при верхнем.

При возникновении явления биения энергия колебаний периодически перераспределяется между продольными и поперечными колебаниями. Источником возникновения колебаний системы являются продольные колебания ветви каната, сформированные при торможении подъемной машины. Энергия продольных колебаний зависит только от начальных значений обобщенной координаты (смещение скипа относительно положения равновесия) и ее первой производной (скорости скипа). Следовательно, амплитуда поперечных колебаний зависит от этих же параметров. В рассмотренном примере, для исключения биений струны каната, следует избегать срабатывания предохранительного тормоза при нижнем положении порожнего подъемного сосуда и при верхнем положении грузеного.

Вероятность ударов подъемных канатов может быть существенно снижена при выполнении "Технологического регламента эксплуатации шахтных подъемных установок" [3] в части выполнения проверки срабатывания защит от превышения скорости. Проверки необходимо проводить при нахождении подъемных сосудов в середине ствола.

В связи со значительными повреждениями подъемных канатов от поперечных ударов необходимо исключить нахождение предметов с острыми кромками в зоне возможного перемещения канатов, а там, где это невозможно, следует оградить острые кромки, чтобы возможные в дальнейшем удары канатов приходились на поверхность, имеющую радиус кривизны не менее 15 диаметров каната и футерованную "мягким" материалом.

#### Список литературы

1. **Оплата Г., Фольмер М.** Почему лопнул канат, а не оторвалось крыло? // Бюллетень МАЙСК. Одесса: Астро-Принт, 2001. № 1. С. 45—49.
2. **Трифанов Г. Д.** Повышение срока службы канатов и эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2013. 32 с.
3. **Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом (ПБ 03-553—03) / ФГУП "Научно-технический центр по безопасности в промышленности". М., 2005. 200 с.**

УДК 622.67

Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: kanat@pstu.ru

## Экспериментальные исследования колебаний струны каната шахтной подъемной установки

*Приведены результаты экспериментальных исследований поперечных колебаний струны подъемного каната в целях проверки достоверности результатов теоретических исследований.*

**Ключевые слова:** шахтная подъемная установка, поперечные колебания струны каната, экспериментальные исследования.

G. D. Trifanov

## Experimental Studies of Vibration of a String of Rope Mine Hoist

*The paper presents the results of experimental studies of transverse vibrations of the string of the hoisting rope to verify the reliability of the results of theoretical research.*

**Keywords:** mine hoist, transverse vibrations of a string of rope, experimental studies.

Для исключения повреждения шахтных подъемных канатов от поперечных ударов на участке струны необходимо знать зону возможных наибольших перемещений каната. Поперечные колебания каната на участке струны при предохранительном торможении учтены в математической модели подъемной установки, разработанной автором [1]. Для обоснования расчетных схем и допущений, принятых при составлении математической модели и проверке достоверности результатов теоретических исследований, проведены экспериментальные исследования продольных колебаний подъемного сосуда на канате совместно с поперечными колебаниями струны каната.

Экспериментальные исследования проведены на скиповой подъемной установке 2Ц5×2.7 одного из калийных рудников Пермского края. Техническая характеристика установки приведена ниже.

Исследования продольных колебаний подъемного сосуда на канате выполнены с помощью специальной аппаратуры [2], обеспечивающей динамическую диагностику системы "сосуд—армировка" вертикальных шахтных стволов. В качестве датчиков ускорения использованы емкостные одноосевые датчики типа ММА1260D с диапазоном

измерения ускорений  $\pm 1,5g$ . Запись сигналов датчиков выполнена с частотой  $300 \text{ с}^{-1}$ .

Положение скипа в шахтном стволе и скорость его движения измерялись и регистрировались с помощью стационарно установленного на шахтной подъемной машине регистратора параметров РПУ-03.5 [3]. Пример графика вертикального ускорения порожнего скипа при его спуске приведен на рис. 1.

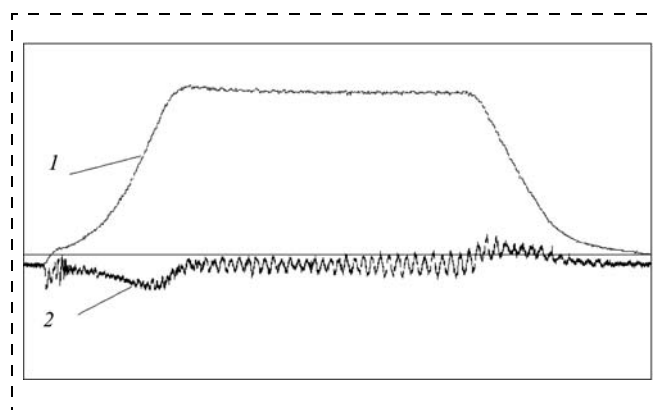


Рис. 1. График вертикального ускорения скипа при спуске порожнего скипа:

1 — скорость скипа; 2 — вертикальное ускорение скипа

|                                                                       |                        |
|-----------------------------------------------------------------------|------------------------|
| Высота подъема $H_0$ , м                                              | 301                    |
| Грузоподъемность $m_{п}$ , кг                                         | 22 000                 |
| Максимальная скорость подъема $v_{max}$ , м/с                         | 10,47                  |
| Подъемные канаты — по ТУ-14-1552—89:                                  |                        |
| диаметр $d$ , мм                                                      | 63,0                   |
| линейная плотность $p$ , кг/м                                         | 16,88                  |
| суммарная площадь поперечного сечения проволоки $F$ , мм <sup>2</sup> | $1918,9 \cdot 10^{-3}$ |
| эквивалентный модуль упругости $E$ , Н/мм <sup>2</sup>                | $1,11 \cdot 10^{11}$   |
| Подъемные сосуды СН-19.5:                                             |                        |
| масса $m_c$ , кг                                                      | 18 500                 |
| масса груженого сосуда $m_k$ , кг                                     | 40 500                 |
| Струна каната:                                                        |                        |
| длина $L$ , м                                                         | 76,1                   |
| угол наклона к горизонту $\alpha$ , °                                 | 42,85                  |
| Копровые шкивы:                                                       |                        |
| диаметр $D_{ш}$ , м                                                   | 5,0                    |
| высота реборд $h_{ш}$ , мм                                            | 220                    |

Измерение амплитуды поперечных колебаний каната выполнено с помощью видеокамеры "SONY" DSR-HC1000E и геодезической рейки РН-10 (ГОСТ 11158—76). Схема размещения приборов при съемке приведена на рис. 2 (см. 3-ю стр. обложки).

При спуске порожнего скипа и подъеме груженого колебания струны были минимальными. Наибольшие колебания имели место при предохранительном торможении установки после stopирования подъемной машины. Всего было выполнено шесть предохранительных торможений при различном положении сосуда в стволе. Из них зарегистрированы три видеосюжета поперечных колебаний струны, вызванных предохранительным торможением подъемной установки при спуске порожнего скипа и три — при подъеме груженого.

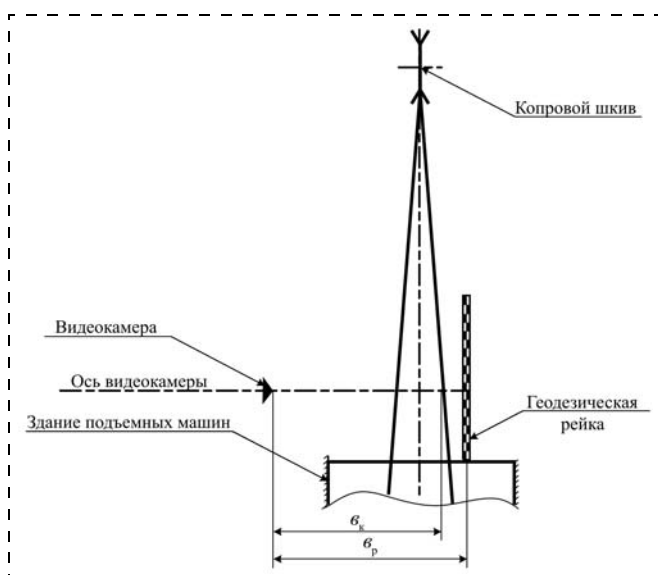


Рис. 4. Схема размещения оборудования:

$b_k$  — проекция на горизонтальную ось расстояния от точки съемки до каната;  $b_p$  — расстояние от точки съемки до измерительной рейки

На рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки) показаны кадры видеосъемки с перемещением каната на фоне геодезической рейки.

При движении подъемного сосуда в шахтном стволе канат навивается на барабан подъемной машины или свивается с него. При этом канат перемещается по обечайке барабана подъемной машины, что приводит к изменению положения каната относительно геодезической рейки и объектива видеокамеры. Положение каната на мониторе компьютера при обработке видеосъемки поперечных колебаний струны каната будет отличаться от фактического при отклонении каната от оси видеокамеры.

На рис. 4 показана схема размещения оборудования на виде сверху, а на рис. 5 дан вид сбоку со стороны подъемной машины.

На рис. 5 видно, что положение каната относительно рейки на экране монитора будет отличаться от фактического. На этом рисунке буквой  $K$  обозначен подъемный канат, вертикальной двойной линией показана геодезическая рейка. Начало отсчета — "0" рейки находится вверху. Для удобства графического изображения поперечных колебаний струны каната за начало отсчета (базовую линию) принята отметка "200" на рейке. Относительно базовой линии построены все графики колебаний струны каната. На рис. 5 приведены следующие обозначения:

$b_k$  — расстояние от видеокамеры до оси каната, м;  
 $b_p$  — проекция на горизонтальную ось расстояния от видеокамеры до геодезической рейки, м;  $u_{изм}$  —

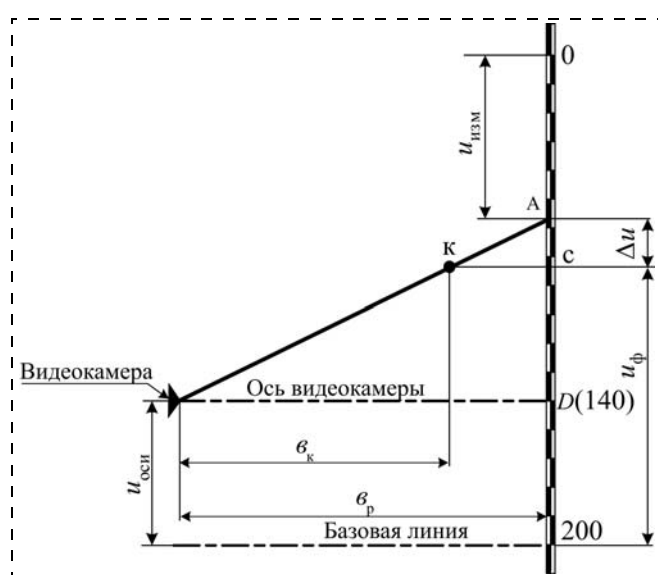


Рис. 5. Схема для расчета поправки измерения отклонения каната

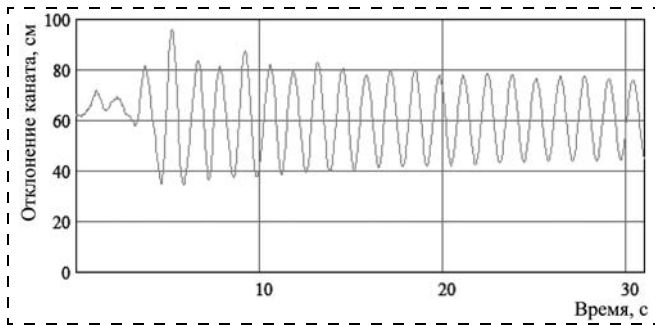


Рис. 6. График колебаний струны каната при предохранительном торможении при спуске порожнего скипа

положение оси каната относительно геодезической рейки на экране монитора, см;  $u_{\phi}$  — фактическое положение оси каната относительно рейки, см;  $u_{\text{оси}}$  — координата оси видеокамеры, см.

Фактическая координата оси каната относительно базовой линии определится из подобия треугольников на рис. 5:

$$u_{\phi} = 200 - (1 + k)u_{\text{изм}} + ku_{\text{оси}},$$

где  $k = 1 - b_{\kappa}/b_{\text{р}}$ .

Пример обработки видеосъемки приведен на рис. 6.

На рис. 7 показано изменение положения струны каната при предохранительном торможении при подъеме груженого скипа, а на рис. 8 приведен график ускорений скипа синхронно измеренных в шахтном стволе.

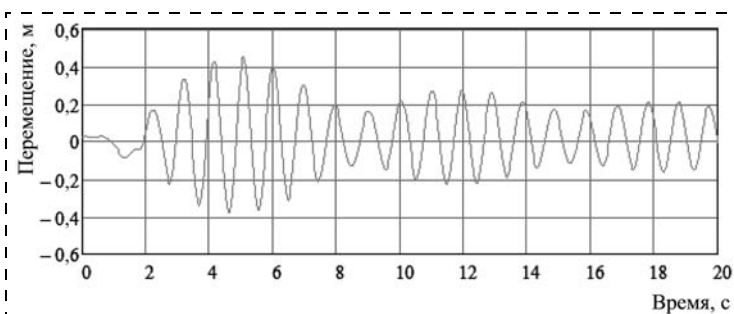


Рис. 7. График колебаний струны каната при предохранительном торможении при подъеме груженого скипа

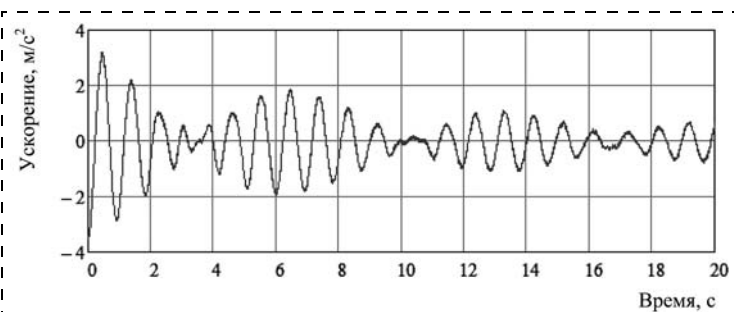


Рис. 8. Ускорения скипа при предохранительном торможении при подъеме груженого скипа

Представленные параметры являются дискретными сигналами. Воспользуемся дискретным преобразованием Фурье для анализа гармонических составляющих в каждом из сигналов.

На рис. 9 представлен дискретный спектр частот перемещения струны каната. По оси ординат отложены амплитуды гармонических составляющих перемещения (м).

Из всего спектра выделим две пары наибольших частот по амплитуде гармонических составляющих частоты ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$f_{1,1} = 1,00, f_{1,2} = 1,02, f_{1,3} = 1,15, f_{1,4} = 1,17.$$

На рис. 10 представлен дискретный спектр частот вертикальной составляющей ускорения.

В спектре вертикальных составляющих ускорения аналогично выделим две пары частот:  $f_{2,1} = 0,99, f_{2,2} = 1,02, f_{2,3} = 1,13, f_{2,4} = 1,17$ .

Оба спектра частот содержат совпадающие частоты:  $f_{1,2} = f_{2,2} = 1,02, f_{1,4} = f_{2,4} = 1,17$ .

Частота  $1,02 \text{ с}^{-1}$  является основной как в спектре частот перемещения, так и в спектре частот вертикальной составляющей ускорения.

Гармоника с частотой  $1,17 \text{ с}^{-1}$  в спектре вертикального перемещения по амплитуде сопоставима с гармоникой с частотой  $1,15 \text{ с}^{-1}$ .

В спектре частот вертикальной составляющей ускорения частота  $1,17 \text{ с}^{-1}$  является второй главной частотой.

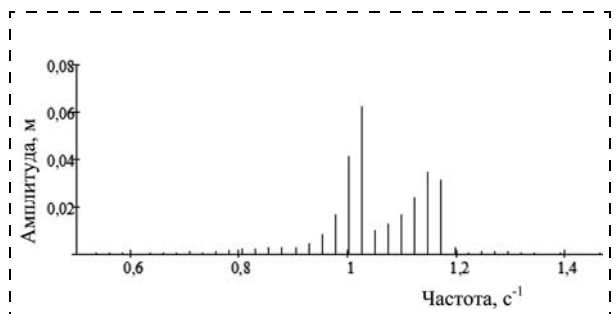


Рис. 9. Дискретный спектр частот перемещения струны каната

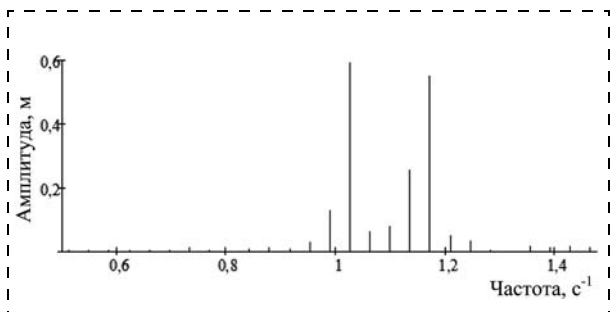


Рис. 10. Дискретный спектр частот вертикальной составляющей ускорения

Представленный частотный анализ сигналов позволяет представить поперечные колебания струны и продольные колебания скипа в форме суммы двух гармонических законов с частотами  $f_1 = 1,02 \text{ с}^{-1}$  и  $f_2 = 1,17 \text{ с}^{-1}$ .

Соотношение между главными частотами:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{1,17}{1,02} = 1,15.$$

Сравним полученные значения главных частот колебаний струны каната и подъемного сосуда на канате со значениями частот, полученными численным решением математической модели подъемной установки [1]. Технические характеристики скиповой подъемной установки, на которой проведены экспериментальные исследования и для которой выполнено численное решение системы уравнений математической модели, приведены в начале статьи.

Спектральным анализом значений совместных свободных колебаний струны и подъемного сосуда, полученных расчетным путем, установлено, что оба частотных спектра содержат две основных частоты  $f_1 = 0,92$  и  $f_2 = 1,09$ , что свидетельствует о совпадении основных тонов колебаний.

Сравнение значений главных частот колебаний, полученных расчетным путем и экспериментально, позволяет утверждать о качественном и количественном совпадении результатов математического моделирования совместных поперечных колебаний струны каната и продольных колебаний сосуда на канате с результатами экспериментального исследования.

Погрешность определения первой главной частоты, соответствующей первой собственной частоте поперечных колебаний струны, составляет 9,8 %:

$$1 - \frac{0,92}{1,02} = 0,098.$$

Погрешность определения второй главной частоты, соответствующей первой собственной частоте продольных колебаний, составляет 6,8 %:

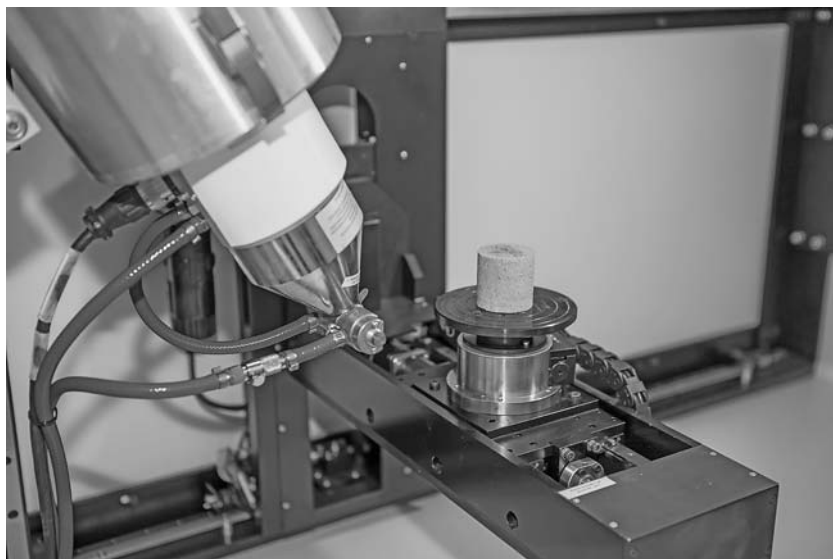
$$1 - \frac{1,09}{1,17} = 0,068.$$

Экспериментально установленные закономерности продольных и поперечных колебаний в системе хорошо согласуются с результатами теоретических исследований, что свидетельствует о корректности принятых допущений и составленной на их основе математической модели подъемной установки.

#### Список литературы

1. Трифанов Г. Д. Повышение срока службы канатов и эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2013. 32 с.
2. Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 30—35.
3. Трифанов Г. Д. Расшифровка и анализ записей регистраторов параметров шахтных подъемных установок. Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2009. 154 с.

### В лабораториях горно-нефтяного факультета



Исследования образцов керна методом рентгеновской томографии

## Влияние свивки стального каната на результаты измерения потери сечения различными типами магнитных систем

*Рассмотрены результаты моделирования магнитных систем канатных дефектоскопов на основе программного обеспечения COMSOL Multiphysics. Проведено сопоставление полученных данных с результатами экспериментов на контрольном отрезке каната. Показана достоверность полученных данных, возможность использования COMSOL Multiphysics для анализа конструкции дефектоскопа с дальнейшим применением полученных результатов при изготовлении приборов.*

**Ключевые слова:** магнитная дефектоскопия, дефектоскоп стальных канатов, COMSOL Multiphysics, постоянные магниты, датчик Холла, конечно-элементная сетка, потеря сечения стального каната.

V. E. Vinokurov, M. A. Strelkov

## The Steel Rope Lay Influence on Section Loss Results Measured by Different Types of Magnet Systems

*The rope defectoscope magnetic systems modeling results based on COMSOL Multiphysics software are considered. The comparison of obtained data and experiment results on the control rope segment is made. The obtained data reliability, opportunity of using COMSOL Multiphysics to analyze the defectoscope construction and applying the obtained results to design the device is demonstrated.*

**Keywords:** magnet defectoscopy, steel rope defectoscope, COMSOL Multiphysics, permanent magnets, Hall sensor, finite-element mesh, steel rope section loss.

Для безопасной и надежной эксплуатации подъемно-транспортного оборудования необходимо проводить регулярное обследование состояния стальных канатов. Канат считается непригодным для дальнейшей эксплуатации при достижении потери сечения металла до 15 %. Широкое распространение для оценки состояния стальных канатов получили магнитные дефектоскопы с использованием постоянных магнитов. О потере сечения металла стального каната судят по изменению магнитного потока рассеяния, проходящего над поверхностью каната, при помощи датчиков измерения магнитной индукции.

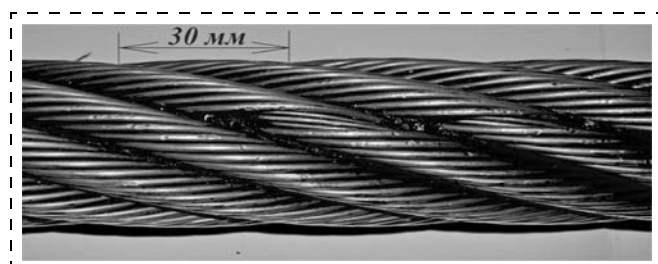


Рис. 1. Стальной канат с шагом свивки 30 мм

Стальной канат представляет собой сложную конструкцию, свитую из большого числа отдельных проволок. В связи с этим его поверхность не является идеально гладкой (рис. 1), как бывает принято в известных моделях [4, 5]. По причине неровной поверхности каната магнитная индукция потока рассеяния не будет постоянной величиной при движении каната вдоль магнитной системы. Поэтому необходимо проанализировать влияние свивки каната на измеряемое магнитное поле и, как следствие, на точность измерения потери сечения различными типами магнитных систем.

Для исследования влияния свивки на точность определения потери сечения используется пакет COMSOL Multiphysics с модулем Magnetostatics [2]. При моделировании стального каната для анализа потери сечения канат удобнее всего представлять в виде стального стержня. Но для оценки влияния свивки каната необходимо учесть структуру его поверхности. Для этого на поверхности каната выделяется слой условной толщиной 1 мм при радиусе каната 32 мм, что составляет 3 % от исходного радиуса или приблизительно 6 % потери се-



чения. В этом слое изменение магнитных свойств материала задаем в виде уравнения

$$\mu(z) = A \sin kz + B, \quad (1)$$

где  $A = \frac{mf-1}{2}$ ;  $B = \frac{mf+1}{2}$ ;  $k$  — коэффициент, определяющий расстояние между прядями стального каната;  $mf$  — магнитная проницаемость каната.

В уравнении (1) магнитную проницаемость материала считаем постоянной  $mf = \text{const}$ . При коэффициентах  $A$  и  $B$  магнитная проницаемость изменяется от 1 (воздух) до 1500 (усредненное значение магнитной проницаемости для стали по кривым намагничивания) по гармоническому закону. Задача решается в плоской постановке в полярной системе координат  $(r, z)$ , ось  $z$  направлена вдоль каната. В силу повторяемости магнитных свойств материала достаточно исследовать изменение магнитного поля за один период.

Для сравнения выбраны магнитные системы нескольких канатных дефектоскопов, а именно:

1. Дефектоскоп КД-1 конструкции М. В. Немцова [3].

2. Дефектоскоп "Интрос" [1].

3. Дефектоскоп Rotescograph [6, 7] (аналогичный метод измерения потери сечения применяется в магнитном дефектоскопе стальных канатов ДСКМ производства ООО НПП "МагнетикДон" [8, 9]).

4. Модернизированный дефектоскоп SPM [10].

Во всех приборах система намагничивания каната одинакова, для измерения магнитного потока применяются датчики Холла. Для измерения потери сечения используется нормальная составляющая магнитного поля рассеяния, проходящая через магнитопровод. Различия между дефектоскопами состоят в местах установки датчиков в магнитной системе, а также если в приборах 1, 2, 4 для измерения магнитного потока рассеяния применяются отдельные концентраторы, то в случае 3 датчики Холла расположены непосредственно в системе намагничивания.

На рис. 2—5 (см. 4-ю стр. обложки) представлены исследуемые варианты магнитных систем с указанием точек расположения датчиков Холла для измерения индукции магнитного поля. Во всех рассматриваемых вариантах анализировалась одна и та же модель каната, где канат представлен однородным стальным стержнем диаметром 31 мм с постоянной магнитной проницаемостью, на котором вплотную расположена тонкая трубка с толщиной стенки 1 мм. У этой трубки магнитная проницаемость изменяется по гармоническому закону (1).

Рисунки слева получены путем моделирования в пакете COMSOL Multiphysics. Тонкими линиями на рисунках слева обозначены эквипотенциальные линии. Цветные области определяют величину нормальной (радиальной) составляющей вектора магнитной индукции, которая может иметь отрицательное (синяя область) или положительное значение (красная область). На полученных по результатам моделирования графиках справа красным цветом изображено изменение индукции магнитного поля, а синим цветом показано среднее значение магнитной индукции за один период. По оси абсцисс отложена координата, показывающая перемещение пряди каната по окружности в поперечной плоскости при его движении вдоль магнитной системы.

Для каждого варианта рассчитывались магнитные поля при изменении магнитной проницаемости за один период. Для магнитной системы "Интрос" расчеты поля в двух точках дали практически одинаковый результат. Измерения в двух точках для данной магнитной системы нужны для определения локальных дефектов с малой протяженностью. Для оценки влияния свивки рассчитывалась относительная погрешность по отношению к среднему значению индукции

$$\varepsilon = \frac{B_{\max} - B_{\min}}{\langle B \rangle} \cdot 100 \%,$$

где  $B_{\max}$ ,  $B_{\min}$ ,  $\langle B \rangle$  — максимальное, минимальное и среднее значения магнитной индукции при прохождении каната через магнитную систему.

Результаты расчета относительной погрешности для различных магнитных систем сведены в таблицу.

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что датчики Холла не следует располагать вблизи поверхности каната непосредственно под магнитами в системе магнитопровода (см. рис. 4 на 4-й стр. обложки, место измерения 2), так как в этой точке влияние свивки каната наиболее существенно. Наилучший результат получа-

Погрешность измерения магнитной индукции, связанная с влиянием свивки каната

| Тип магнитной системы        | Относительная погрешность, % |
|------------------------------|------------------------------|
| Дефектоскоп КД-1             | 0,17                         |
| Дефектоскоп "Интрос"         | 0,57                         |
| Дефектоскоп Rotescograph (1) | 0,09                         |
| Дефектоскоп Rotescograph (2) | 2                            |
| Дефектоскоп типа SPM         | 0,17                         |

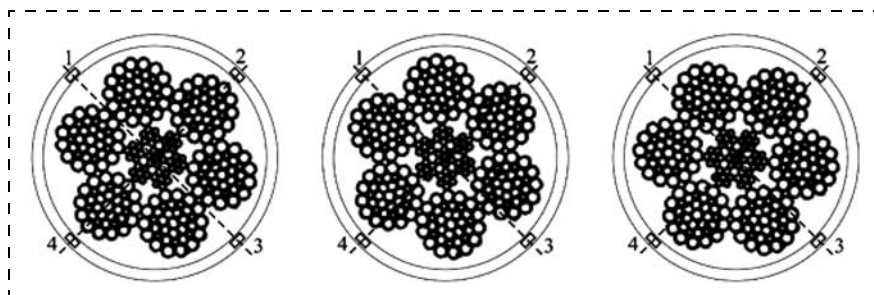


Рис. 6. Расположение датчиков Холла (1—4) при измерении потери сечения каната

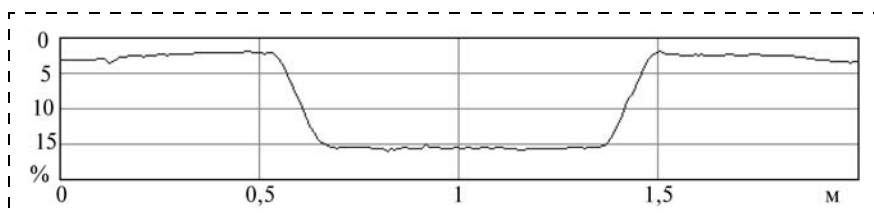


Рис. 7. График потери сечения каната шахтной подъемной установки на контрольном отрезке, полученный дефектоскопом КД-1

ется при расположении датчика непосредственно в самом магнитопроводе (см. рис. 4 на 4-й стр. обложки, место измерения 1), но такой метод установки датчиков сильно усложняет конструкцию магнитопровода. Остальные варианты (дефектоскопы КД-1, "Интрос", SPM, см. рис. 2, 3, 5 на 4-й стр. обложки соответственно) дают вполне приемлемый результат. Погрешность измерения потери сечения, связанная с влиянием свивки, не превышает 1 %. Таким образом, для снижения влияния свивки наиболее предпочтительным вариантом является применение отдельных магнитопроводов, отводящих на себя часть магнитного потока. Система намагничивания дефектоскопа КД-1, описанная в [3], является наиболее простой для изготовления, поэтому на взгляд авторов ее целесообразно взять за основу при создании новых приборов.

В действительности влияние свивки каната на измеряемую магнитную индукцию можно уменьшить. Обычно для снижения влияния свивки применяют несколько датчиков Холла, равномерно расположенных по окружности. На рис. 6 сечение каната двойной свивки с линейным касанием проволок в прядях с металлическим сердечником представлено в трех различных положениях внутри магнитной системы, включающей датчики Холла 1—4. На рисунке видно, что при прохождении каната через магнитную систему расстояние до датчиков изменяется вследствие влияния свивки каната, причем, когда расстояние от датчиков 1 и 3 до каната максимально, расстояние до дат-

чиков 2 и 4 будет минимальным. При движении каната вдоль магнитной системы сигналы с четырех датчиков представляют собой синусоиды, сдвинутые по фазе на  $\pi/2$  относительно друг друга. При сложении таких сигналов происходит усреднение влияния зазора между прядями каната и проявление эффекта свивки значительно снижается. Проведенные эксперименты показывают, что суммирование сигналов с четырех равномерно расположенных по окружности датчиков Холла позволяет уменьшить погрешность измерения магнитного поля по крайней мере в 2 раза.

На рис. 7 представлен график измерения потери сечения на контрольном отрезке стального каната

двойной свивки с металлическим сердечником диаметром 64 мм, полученный при помощи дефектоскопа КД-1 [3]. Измерения проводились на действующей шахтной подъемной установке ОАО "Сильвинит". Для усреднения измеряемых сигналов в дефектоскопе установлено четыре датчика Холла, расположенных равномерно по окружности в поперечной плоскости. Максимальная потеря сечения составила 15,4 %. Погрешность измерения составила меньше 1 %. Полученные результаты соответствуют значениям низкой относительной погрешности из таблицы, составленной на основе расчетов в COMSOL Multiphysics.

## Выводы

Проведенные исследования показали, что конструкция магнитной системы, предложенная в [3], по данным теоретических расчетов в COMSOL Multiphysics имеет одно из самых низких значений относительной погрешности измерения магнитной индукции с учетом влияния свивки каната, а также наиболее проста с точки зрения технологии ее изготовления.

Экспериментальными исследованиями установлено, что применение четырех равномерно расположенных по окружности датчиков измерения индукции уменьшает погрешность вдвое. Корректность теоретических расчетов подтверждается измерениями, проведенными на реальных объектах.

Таким образом, показана теоретическая и практическая возможность применения магнитной системы [3] при создании магнитного дефектоскопа.

#### Список литературы

1. <http://www.intron.ru/ru/pribory/intros>
2. <http://www.comsol.com/>
3. Баштанов М. Е., Курбатов Н. В., Немцов М. В., Петровский А. Н. Канатный дефектоскоп // Научная сессия МИФИ-99. Т. 9. М.: МИФИ, 1999. С. 41—44.
4. Кавецкий Э., Стахурский Я. Магнитная дефектоскопия стальных канатов. М.: Недра, 1974. С. 79—82, 142.
5. Методические указания по магнитной дефектоскопии стальных канатов. РД 03-348—00.

6. Fifth Pan Pacific Conference on Nondestructive Testing Proceeding. Vancouver, Canada. 1987.
7. The Magnetic Flux Leakage Inspection of Wire Ropes. Herbert R. Weischedel NDT Technologies, Inc. 2001.
8. [http://www.armada-ndt.ru/article\\_info.php?articles\\_id=13](http://www.armada-ndt.ru/article_info.php?articles_id=13)
9. <http://all-pribors.ru/docs/36155-07.pdf>
10. Совершенствование дефектоскопа для контроля состояния стальных канатов / В. Е. Винокуров, А. А. Князев, А. П. Кошкин, Г. Д. Трифанов // Дефектоскопия. № 6. 1999. Екатеринбург: УрО РАН. С. 55—62.

УДК 622.673.6

Г. Д. Трифанов, канд. техн. наук, доц., зав. кафедрой, А. К. Муравский, канд. техн. наук, доц., С. В. Воробель, ст. преп., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: mak2000mak@yandex.ru

## Взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла шахтного подъемного каната

*Выполнены исследования канатов с металлическим сердечником, представлены зависимости числа циклов нагружения от потери сечения металла каната, числа циклов нагружения от запаса прочности каната, получена взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла каната.*

**Ключевые слова:** канат, потеря сечения металла каната, запас прочности, остаточный ресурс, безопасная эксплуатация.

G. D. Trifanov, A. K. Muravskiy, S. V. Vorobel

## The Correlation between the Safety Factor and the Loss Metal Section of Mine Hoisting Rope

*The research of ropes with metal core is carried out. Expressions establishing the correlation between the number of loading cycles from loss metal rope section and number of loading cycles from safety factor are represented. The relationship between the safety factor and the loss of the metal section of rope are obtained.*

**Keywords:** rope, loss of sections of metal rope, safety factor, residual life, safe operation.

Стальные канаты являются одним из основных элементов шахтных подъемных установок, от надежности которых зависит безопасная эксплуатация этих механизмов. Потеря сечения металла стального каната и запас его прочности являются важнейшими характеристиками, по которым проводится оценка состояния каната и определяется остаточный ресурс. Канаты должны быть сняты и заменены новыми, если регистрируется потеря сечения металла больше соответствующего значения либо если при повторном испытании запас его прочности окажется ниже допустимой величины, что регламентируется правилами безопасности [1].

Для определения потери сечения металла стального каната в настоящее время широко используются средства неразрушающего контроля, в частности метод магнитной дефектоскопии. Запас прочности стального каната определяется в результате испытания образца каната на канатно-испытательной станции.

В настоящей статье анализируются данные, полученные в 2008—2011 гг. при эксплуатации на скиповых подъемных установках калийных рудников Верхнекамского месторождения трех подъемных канатов производства фирмы "Брайдон" (Англия). Это канаты диаметром 60,5 мм типа

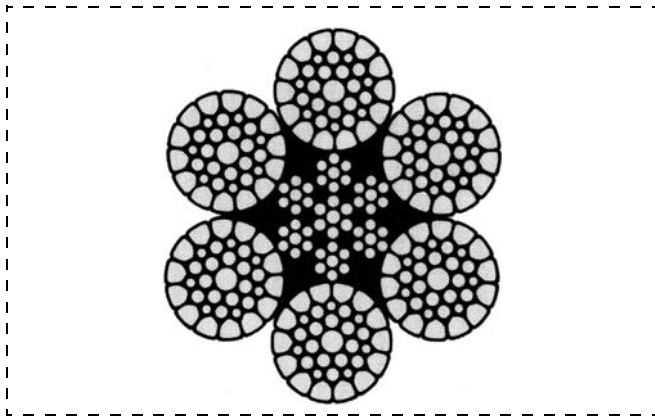


Рис. 1. Конструкция каната типа "Дайформ"

"Дайформ" с пластически обжатыми прядями, с цинковым покрытием, крестовой свивки с металлическим сердечником в пластиковой оболочке. Конструкция каната представлена на рис. 1.

Особенностью эксплуатации данных канатов являлось то, что по согласованию с Ростехнадзором их норма браковки по потере сечения металла была увеличена с 15 до 20 %.

Потеря сечения металла стального каната методом магнитной дефектоскопии измерялась с периодичностью, установленной Приложением 3 к ПБ 03-553-03 [1] (через 12 мес после навески и затем при потере сечения металла до 12 % через каждые 6 мес, до 15 % — 1 мес, свыше 15 % — 0,5 мес).

Запас прочности каната определялся при испытании образца каната на канатно-испытательной станции с периодичностью, установленной [1] (через 12 мес после навески и затем через каждые 6 мес) в соответствии с РД 15-12—2007 [2].

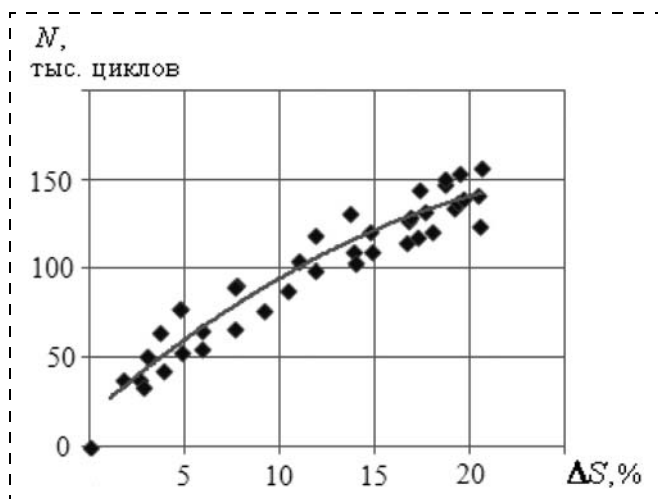


Рис. 2. Зависимость числа циклов нагружения от потери сечения металла каната

При эксплуатации канатов проводился постоянный контроль числа циклов нагружения, выполняемых каждым канатом, по данным оперативного учета работы шахтных подъемных установок. В результате выполненной работы получены зависимости потери сечения металла и запаса прочности каната от продолжительности эксплуатации каната и числа циклов нагружения.

Для установления взаимосвязи между запасом прочности и потерей сечения металла шахтного подъемного каната целесообразно выразить число циклов нагружения в зависимости от потери сечения металла и запаса прочности каната (рис. 2 и 3).

Уравнение регрессии для числа циклов нагружения от потери сечения металла каната

$$N = a_1 \Delta S^2 + b_1 \Delta S + c_1, \quad (1)$$

где  $N$  — число циклов нагружения каната;  $\Delta S$  — потеря сечения металла каната, %;  $a_1, b_1, c_1$  — коэффициенты,  $a_1 = -0,155, b_1 = 9,208, c_1 = 18,028$ .

Уравнение регрессии для числа циклов нагружения от запаса прочности каната

$$N = a_2 K_3^2 + b_2 K_3 + c_2, \quad (2)$$

где  $K_3$  — запас прочности каната;  $a_2, b_2, c_2$  — коэффициенты,  $a_2 = -59,339, b_2 = 705,240, c_2 = -1948,200$ .

Приравняв правые части уравнений (1) и (2), получаем квадратное уравнение, решение которого позволяет выразить зависимость запаса прочности каната от потери сечения металла

$$K_3 = \frac{-b_2 - \sqrt{b_2^2 - 4a_2(c_2 - a_1 \Delta S^2 - b_1 \Delta S - c_1)}}{2a_2}. \quad (3)$$

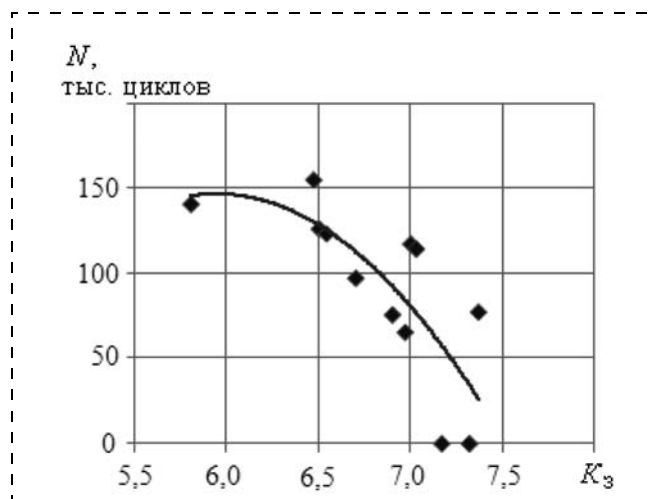


Рис. 3. Зависимость числа циклов нагружения от запаса прочности каната

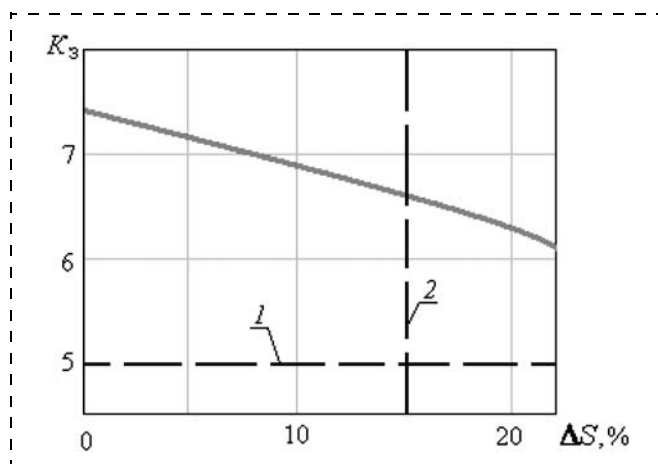


Рис. 4. Взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла каната:

1 — уровень запаса прочности каната  $K_z = 5$ ; 2 — уровень потери сечения металла каната  $\Delta S = 15 \%$

В соответствии с выражением (3) на рис. 4 представлена взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла каната.

На рис. 4 видно, что при существующем в настоящее время нормативе запаса прочности каната  $K_z = 5$  и нормативе потери сечения металла каната  $\Delta S = 15 \%$  для подъемных канатов с металличе-

ским сердечником [1] большинство канатов будет сниматься по причине потери сечения металла ( $\Delta S = 15 \%$  соответствует  $K_z = 6,6$ ). Этот вывод хорошо подтверждается существующей практикой, показывающей, что в настоящее время подавляющее число канатов снимается по причине потери сечения металла. Увеличение норматива потери сечения металла с 15 до 20 % для исследуемых канатов дает возможность увеличить число циклов нагружения каната в среднем на 19 тыс. Это позволило увеличить их среднюю наработку на 80 дней.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что большинство канатов с металлическим сердечником скиповых подъемных установок не вырабатывают свой технический ресурс. Они могут безопасно эксплуатироваться при норме браковки 20 %.

#### Список литературы

1. ПБ 03-553—03. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом.
2. РД 15-12—2007. Методические указания о порядке проведения испытаний стальных канатов на канатно-испытательных станциях.

УДК 622.271.4

А. К. Муравский, канд. техн. наук, доц., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: mak2000mak@yandex.ru

## Определение рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора

*Рассмотрен вопрос рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора, указаны недостатки неравномерного распределения нагрузки между зубьями, приведен пример определения рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора.*

**Ключевые слова:** ковш, порода, зуб, экскаватор, сила резания.

A. K. Muravskiy

## Definition of Rational Arrangement of the Teeth of the Bucket Excavator

*The question of rational arrangement of the teeth of the bucket excavator, are disadvantages of uneven load distribution between the teeth, is an example of determining rational arrangement of the teeth of the bucket excavator.*

**Keywords:** bucket, rock, teeth, excavator, cutting force.

Эффективная работа экскаватора существенным образом зависит от расстановки зубьев на ковше. Неудачная расстановка зубьев вызывает увеличение сил копания, преждевременный износ кромки ковша между зубьями, неравномерное распределение нагрузки между зубьями и т. д.

Вопросом рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора занималось много видных ученых, в частности, Н. Г. Домбровский, А. Н. Зеленин, Ю. А. Ветров и др. [1—4]. В работе [2] установлена оптимальная расстановка зубьев на горизонтальной режущей кромке ковша для строительных экскаваторов, а в работе [3] даются рекомендации по расстановке зубьев для карьерных экскаваторов.

Расчеты, выполненные в соответствии с [5, стр. 255], показывают, что при расстановке зубьев на горизонтальной режущей кромке ковша его боковые зубья более нагружены по сравнению с другими зубьями, причем с увеличением глубины копания нагрузка на боковые зубья растет быстрее, чем на остальные зубья. Неравномерное распределение нагрузки между зубьями вызывает преждевременный износ более нагруженных зубьев, увеличивает вероятность выхода их из строя по сравнению с другими зубьями, что отрицательно сказывается на надежности экскаватора в целом.

Для определения рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора целесообразно использовать критерий обеспечения равномерного распределения нагрузки между зубьями.

Очевидно, что для обеспечения равномерного распределения нагрузки между зубьями ковша должно соблюдаться условие

$$P_1 = P_2 = \dots = P_n = \frac{P}{n}, \quad (1)$$

где  $P_1, P_2, \dots, P_n$  — соответственно силы резания зубьями  $i = 1, 2, \dots, n$ ;  $P$  — сила резания всеми зубьями ковша.

Сила резания отдельным зубом и сила резания всеми зубьями ковша могут быть определены на

основании работ Ю. А. Ветрова о пространственном взаимодействии зубьев ковша с породой и между собой [4]. Зубья ковша взаимодействуют между собой, а это взаимодействие учитывается по величинам зон разрушения породы каждым из зубьев в отдельности. Изменение пространственного расположения зубьев приводит к изменению зон разрушения породы зубьями, что влияет на величину сил, действующих на отдельные зубья. Составляющие сил резания зубьями пропорциональны площадям и линейным размерам сечения среза.

Равномерное распределение нагрузки между зубьями может быть достигнуто за счет изменения составляющих сил резания зубьями ковша, в частности, за счет уменьшения сил резания наиболее нагруженными зубьями ковша. Уменьшение нагрузки на отдельные зубья может быть получено путем уменьшения глубины резания породы этими зубьями. Надлежащая глубина резания зубьями позволяет обеспечить равномерное распределение нагрузки между отдельными зубьями ковша.

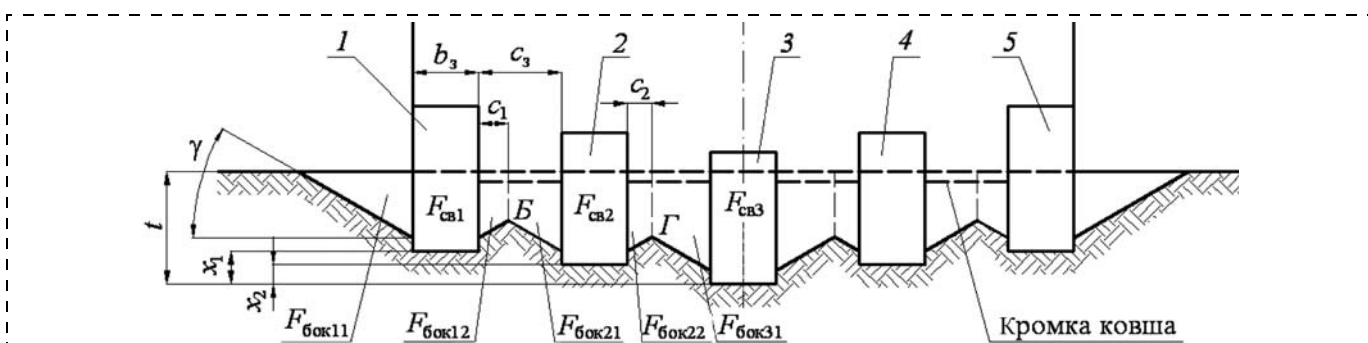
В качестве примера рассмотрим ковш экскаватора с пятью зубьями (см. рисунок). Полагаем, что процесс резания происходит в горизонтальной плоскости; ширина зубьев одинаковая; расстояние между зубьями одинаковое; зубья расположены симметрично относительно центральной оси; глубина резания зубьями может отличаться; процесс резания осуществляется исключительно зубьями; зубья острые без площадок износа или затупления; углы резания зубьями одинаковые.

С учетом принятых допущений силы резания зубьями могут быть определены по [4]

$$P_1 = P_5 = m_{св}(\varphi F_{св1} + \eta_{бок}(F_{бок11} + F_{бок12}) + \eta_{бок.ср}L_{бок.ср1}); \quad (2)$$

$$P_2 = P_4 = m_{св}(\varphi F_{св2} + \eta_{бок}(F_{бок21} + F_{бок22}) + \eta_{бок.ср}L_{бок.ср2}); \quad (3)$$

$$P_3 = m_{св}(\varphi F_{св3} + 2\eta_{бок}F_{бок31} + \eta_{бок.ср}L_{бок.ср3}), \quad (4)$$



Пример взаимодействия зубьев ковша с породой и между собой

где  $m_{св}$  — удельная сила резания для преодоления сопротивления пород передний гранью зуба при угле резания  $45^\circ$ ,  $10^{-1}$  МПа;  $\phi$  — коэффициент, учитывающий влияние угла резания;  $F_{св1}$ ,  $F_{св2}$ ,  $F_{св3}$ ,  $F_{бок11}$ ,  $F_{бок12}$ ,  $F_{бок21}$ ,  $F_{бок22}$ ,  $F_{бок31}$  — частные площади средней и боковых частей поперечного сечения прорези,  $\text{см}^2$ ;  $\eta_{бок}$  и  $\eta_{бок.ср}$  — коэффициенты,  $\eta_{бок} = 0,23$ ,  $\eta_{бок.ср} = 13$  см [4];  $L_{бок.ср1}$ ,  $L_{бок.ср2}$ ,  $L_{бок.ср3}$  — частные длины линий среза породы боковыми ребрами зубьев, см.

Частные площади средних частей поперечного сечения прорези соответственно для зубьев 1–3:

$$F_{св1} = (t - x_1)b_3; \quad (5)$$

$$F_{св2} = (t - x_2)b_3; \quad (6)$$

$$F_{св3} = tb_3, \quad (7)$$

где  $t$  — глубина резания средним зубом 3, см;  $b_3$  — ширина зуба, см;  $x_1$  — разница между глубиной резания боковым зубом 1 и средним зубом 3, см;  $x_2$  — разница между глубиной резания зубом 2 (расположенным между боковым и средним зубьями) и средним зубом 3, см.

Частная площадь бокового расширения поперечного сечения прорези:

$$F_{бок11} = \frac{k_{бок}^2(t - x_1)^2}{2\text{tg}\gamma}, \quad (8)$$

где  $k_{бок}$  — коэффициент глубины расширяющейся части прорези,  $k_{бок} = 0,8 \dots 0,95$ ;  $\gamma$  — угол развала следа,  $^\circ$ .

Частная площадь бокового расширения поперечного сечения прорези:

$$F_{бок12} = c_1 k_{бок}(t - x_1) - \frac{c_1^2 \text{tg}\gamma}{2}, \quad (9)$$

где  $c_1$  — расстояние между боковой частью зуба 1 и точкой B, см;

$$c_1 = \frac{c_3 \text{tg}\gamma - (x_1 - x_2)}{2\text{tg}\gamma}; \quad (10)$$

здесь  $c_3$  — расстояние между боковыми частями зубьев, см.

Следовательно,

$$F_{бок12} = \frac{c_3 \text{tg}\gamma - (x_1 - x_2)}{2\text{tg}\gamma} k_{бок}(t - x_1) - \left( \frac{c_3 \text{tg}\gamma - (x_1 - x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2}. \quad (11)$$

Частная площадь бокового расширения поперечного сечения прорези:

$$F_{бок21} = (c_3 - c_1)k_{бок}(t - x_2) - \frac{(c_3 - c_1)^2 \text{tg}\gamma}{2}. \quad (12)$$

Подставляя значение  $c_1$  из (10), получим

$$F_{бок21} = \left( c_3 - \frac{c_3 \text{tg}\gamma - (x_1 - x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right) k_{бок}(t - x_2) - \left( c_3 - \frac{c_3 \text{tg}\gamma - (x_1 - x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2}. \quad (13)$$

Частная площадь бокового расширения поперечного сечения прорези:

$$F_{бок22} = c_2(t - x_2)k_{бок} - \frac{c_2^2 \text{tg}\gamma}{2}, \quad (14)$$

где  $c_2$  — расстояние между боковой частью зуба 2 и точкой Г, см,

$$c_2 = \frac{c_3 \text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma}. \quad (15)$$

Следовательно,

$$F_{бок22} = \frac{c_3 \text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} (t - x_2)k_{бок} - \left( \frac{c_3 \text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2}. \quad (16)$$

Частная площадь бокового расширения поперечного сечения прорези:

$$F_{бок31} = (c_3 - c_2)tk_{бок} - \frac{(c_3 - c_2)^2 \text{tg}\gamma}{2}. \quad (17)$$

То есть

$$F_{бок31} = \left( c_3 - \frac{c_3 \text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right) tk_{бок} - \left( \frac{c_3 \text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2}. \quad (18)$$

Частные длины линий среза породы боковыми ребрами зубьев 1, 2 и 3 соответственно:

$$L_{бок.ср1} = 2(t - x_1)(1 - k_{бок}); \quad (19)$$

$$L_{бок.ср2} = 2(t - x_2)(1 - k_{бок}); \quad (20)$$

$$L_{бок.ср3} = 2t(1 - k_{бок}). \quad (21)$$

Подставляя (5), (8), (11), (19) в (2), соответственно (6), (13), (16), (20) в (3), а также (7), (17), (21) в (4) с учетом (1), получаем систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{св}} \left[ \begin{array}{l} \varphi(t-x_1)b_3 + 2\eta_{\text{бок.ср}}(t-x_1)(1-k_{\text{бок}}) + \\ + \eta_{\text{бок}} \left( \frac{k_{\text{бок}}^2(t-x_1)^2}{2\text{tg}\gamma} + \frac{c_3\text{tg}\gamma - (x_1-x_2)}{2\text{tg}\gamma} k_{\text{бок}}(t-x_1) - \right. \\ \left. - \left( \frac{c_3\text{tg}\gamma - (x_1-x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2} \right) \end{array} \right] = \frac{P}{5}; \\ \\ m_{\text{св}} \left[ \begin{array}{l} \varphi(t-x_2)b_3 + 2\eta_{\text{бок.ср}}(t-x_2)(1-k_{\text{бок}}) + \\ + \eta_{\text{бок}} \left( \left( c_3 - \frac{c_3\text{tg}\gamma - (x_1-x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right) k_{\text{бок}}(t-x_2) - \right. \\ \left. - \left( c_3 - \frac{c_3\text{tg}\gamma - (x_1-x_2)}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2} + \right. \\ \left. + \frac{c_3\text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} (t-x_2)k_{\text{бок}} - \left( \frac{c_3\text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2} \right) \end{array} \right] = \frac{P}{5}; \quad (22) \\ \\ m_{\text{св}} \left[ \begin{array}{l} \varphi tb_3 + 2\eta_{\text{бок.ср}}t(1-k_{\text{бок}}) + \\ + 2\eta_{\text{бок}} \left( \left( c_3 - \frac{c_3\text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right) tk_{\text{бок}} - \right. \\ \left. - \left( c_3 - \frac{c_3\text{tg}\gamma - x_2}{2\text{tg}\gamma} \right)^2 \frac{\text{tg}\gamma}{2} \right) \end{array} \right] = \frac{P}{5}. \end{array} \right.$$

Решение системы уравнений (22) позволяет при заданных параметрах  $m_{\text{св}}$ ,  $\varphi$ ,  $b_3$ ,  $c_3$ ,  $k_{\text{бок}}$ ,  $\gamma$ ,  $P$ ,  $t$  определить разницы между глубинами резания зубьями  $x_1$  и  $x_2$  для ковша экскаватора с пятью зубьями при равномерном распределении нагрузки между ними.

Расчеты показывают, что, например, для ковша карьерного экскаватора шириной 2 м с пятью зубьями и углом резания зубьями  $35^\circ$  ( $b_3 = 20$  см,

$c_3 = 25$  см,  $\varphi = 0,78$ ) при разработке угля ( $m_{\text{св}} = 10 \cdot 10^{-1}$  МПа,  $k_{\text{бок}} = 0,9$ ,  $\gamma = 30^\circ$ ) на глубину резания  $t = 40$  см равномерное распределение нагрузки между зубьями обеспечивается при разнице между глубинами резания зубьями  $x_1 = 4,2$  см,  $x_2 = 0,4$  см.

Таким образом, рациональная расстановка зубьев на ковше экскаватора может быть реализована при равномерном распределении нагрузки между зубьями за счет изменения глубины резания отдельными зубьями, что позволяет обеспечить их одинаковый износ, снизить вероятность выхода из строя отдельных зубьев, что, в конечном счете, ведет к повышению надежности экскаватора.

#### Список литературы

1. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 320 с.
2. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 424 с.
3. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учеб. для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГГУ, 2007. 680 с.
4. Ветров Ю. А., Баладинский В. Л. Машины для специальных земляных работ. Киев: Вища школа, 1980. 192 с.
5. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. 357 с.

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

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

Сдано в набор 15.10.2013. Подписано в печать 27.11.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО1113. 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 "Авансд солишнз". Отпечатано в ООО "Авансд солишнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.