

# ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА



Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

**Главный редактор**  
КАНТОВИЧ Л.И.

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

**Редакционный совет:**

КОЗОВОЙ Г.И.  
(сопредседатель)  
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.  
(сопредседатель)  
АНТОНОВ Б.И.  
ГАЛКИН В.А.  
КОЗЯРУК А.Е.  
КОСАРЕВ Н.П.  
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.  
НЕСТЕРОВ В.И.  
ЧЕРВЯКОВ С.А.

**Редакционная коллегия:**

АНДРЕЕВА Л.И.  
ГАЛКИН В.И.  
ГЛЕБОВ А.В.  
ЕГОРОВ А.Н.  
ЕДЫГЕНОВ Е.К.  
ЖАБИН А.Б.  
ЗЫРЯНОВ И.В.  
КАРТАВЫЙ Н.Г.  
КРАСНИКОВ Ю.Д.  
КУЛАГИН В.П.  
МАХОВИКОВ Б.С.  
МИКИТЧЕНКО А.Я.  
МЫШЛЯЕВ Б.К.  
ПЕВЗНЕР Л.Д.  
ПЛЮТОВ Ю.А.  
ПОДЭРНИ Р.Ю.  
САВЧЕНКО А.Я.  
САМОЛАЗОВ А.В.  
СЕМЕНОВ В.В.  
СТАДНИК Н.И.  
СТРАБЫКИН Н.Н.  
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.  
ХОРЕШОК А.А.  
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

**Редакция:**

БЕЛЯНИНА О.В.  
ДАНИЛИНА И.С.

**Телефоны редакции:**

(499) 269-53-97, 269-55-10

**Факс** (499) 269-55-10

**E-mail:** [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)

**http://novtex.ru/gormash**

## СОДЕРЖАНИЕ

### ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

**Титов И.В.** О направлениях создания крепей нового – 4-го поколения для пологих пластов мощностью 1,0...2,5 м . . . . . 2

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

**Кириченко А.И., Картавый А.Н.** Проблемы создания мощных двухленточных конвейеров для глубоких карьеров . . . . . 8

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИКА

**Девятериков В.В., Карякин А.Л.** Модернизированный электропривод постоянного тока производства ЗАО "РобитЭкс" для карьерных экскаваторов . . . . . 14

**Певзнер Л.Д., Сулейменов Т.О., Югай И.П.-С.** Автоматизированная система нечеткого управления движением ковша драглайна . . . . . 23

**Бычин М.А., Сапунков М.Л., Худяков А.А.** Новый способ защиты трехфазных сетей от однофазных замыканий на землю . . . . . 29

### НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

**Красников Ю.Д.** Нетрадиционные ударные установки возвратно-вращательного действия . . . . . 31

**Афанасьев А.И., Закаменных А.Ю.** Вероятностная модель движения горной массы в вибротранспортной машине . . . . . 35

**Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А.** Условия динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей . . . . . 39

**Хазанович Г.Ш., Отроков А.В.** Математическое моделирование процессов формирования производительности и нагрузок погрузочного органа с нагребающими лапами . . . . . 46

**Климов Ю.И., Мутовина Н.В.** Напряженно-деформированное состояние породного массива при двух одновременно работающих шпуровых гидроотрывниках . . . . . 52

**Афанасьев А.И., Андрущенко Д.Н., Закаменных А.Ю., Чиркова А.А.** Энергопотребление при работе резонансных грохотов и питателей . . . . . 55

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 622.232

И.В. Титов, асп., ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского

E-mail: 4surprise@mail.ru

## О направлениях создания крепей нового – 4-го поколения для пологих пластов мощностью 1,0...2,5 м

---

*На основе анализа предлагаются новые конструктивные схемы секций поддерживающе-оградительных крепей для пологих пластов мощностью 1,0...2,5 м, повышающих эффективность и безопасность работ в усложненных условиях очистного забоя, а при использовании фронтально передвигаемого конвейера создающих четкую базу для комбайновой или струговой выемки угля.*

**Ключевые слова:** механизированная крепь, секция, конструктивная схема, двухрядная, двухстоечная.

I.V. Titov

## The Tendencies of Creation of the New 4<sup>th</sup> Generation Mechanized Roof Supports for 1,0...2,5 m Shallow Coal Seams

---

*Based on the analysis, the new design schemes of the sections of shield roof supports for 1,0...2,5 m shallow seams are proposed, they increase the effectiveness and safety of work in the complicated conditions of production faces, and using the frontal removable conveyor creates a clear framework for shearer or plow cutting.*

**Keywords:** mechanized roof supports, section, design scheme, two-row, two-column.

### Развитие конструктивных схем поддерживающе-оградительных крепей

На пологонаклонных до 35 (далее пологих) пластах мощностью 1,0...2,5 м в РФ в последние годы добывалось 35...37 % угля от общего объема подземной добычи. Ожидается, что к 2020 г. этот показатель увеличится до 43...45 %.

Нижний предел вынимаемой мощности пластов рассматриваемого диапазона определен реальной возможностью создания эффективных и безопасных техники и технологии комбайновой и струговой выемки тонких пластов, предлагаемых ПКБ "Горные машины", а верхний ограничен требованиями по установке на секциях механизированных крепей средств, снижающих опасности ведения очистных работ в условиях интенсивного отжима угля из забоя на пластах мощностью более 2,5 м.

В 1950-е гг. "Гипроуглемаш" вел работы по очистным комплексам, в первую очередь, для шахт Донбасса на основе струговой и комбайновой выемки пологих пластов мощностью 0,8...2,0 м.

В 1958 г. на шахте "Новомоспино" ("Донецк-уголь") были проведены с положительными результатами испытания экспериментального стругового агрегата А2, в котором с опережением на 40 лет работ специалистов фирм Германии были заложены выемка постоянной, регулируемой по величине стружки угля, выемка пласта на полную мощность, крепление забоя вслед за снятием каждой стружки угля, удержание става конвейера от перемещений в плоскости пласта при работе струга, обеспечение направленного передвижения секций крепи.

В 1959 г. на шахте "Чертинская Южная" (Кузбасс) были успешно проведены испытания на пласте мощностью 1,4 м с углом падения 12 экспериментальных двухрядных, двухстоечных секций поддерживающей крепи М87 – первой в мире крепи с резервированием в исходном положении шага передвижения всех секций и совмещением в одной зоне всех основных операций: выемки угля, крепления и управления кровлей пласта.

Особенностью комплексов КМ87 являлось использование технических и технологических

решений агрегата А2, в том числе фронтально передвигаемого конвейера, направленного передвижения секций крепи и удержание става конвейера и всего комплекса от сползания по падению пласта.

Все это обеспечивало производительную работу комплекса, который получил самое широкое применение по сравнению с другими очистными комплексами в мире.

Основной недостаток комплекса при применении одного комбайна типа К101 или К52 с односторонними исполнительными органами — выемка вручную ниши длиной 10...14 м для задвижки комбайна на новую ленту угля.

Этот недостаток был устранен при применении в комплексе двух комбайнов с зеркальным расположением исполнительных органов.

В 1977 г. в Донбассе работало более 100 двухкомбайновых комплексов [1]. Сравнение результатов их работы с результатами работы 100 лучших однокомбайновых комплексов показало, что средняя нагрузка на забой при двухкомбайновых комплексах составила 1520 против 960 т/сут при однокомбайновых (в 1,58 раза выше), а производительность труда — 15,8 против 8,5 т/вых. (в 1,86 раза выше) при снижении на 15...20 % себестоимости добычи угля.

К недостаткам комплексов типа КМ87 следует отнести уменьшение захвата комбайнов на 50...60 мм из-за отсутствия в тот период времени лемехов-подборщиков угля на стае конвейера, порыв из-за малой прочности (300 кН) соединительных звеньев секций конвейеров и цепная система подачи с ограничением тягового усилия комбайна. В результате случайное одновременное включение двух комбайнов в лаве привело к порыву цепного тягового органа подачи, к травме шахтера и к запрету Госгортехнадзором двухкомбайновой выемки.

Переход на применение в комплексах типа КМ87 двухшнековых комбайнов, волновой передвижки конвейера и угловой задвижки привода конвейера на новую ленту выемки устранил указанные недостатки, но показатели их работы снизились — средняя нагрузка на забой составляла 720...780 т/сут, а с учетом усложнения условий эксплуатации привело в 1980-е гг. к значительному сокращению их использования.

Ранее отмечалось, что условия эксплуатации очистного оборудования на шахтах РФ по сравнению с условиями других угледобывающих стран (США, Германия, Польша, Австралия) отличаются повышенной сложностью по вынимаемой мощности пластов, углам их наклона,

состоянию боковых пород пластов, наличию значительных горно-геологических нарушений, повышенной газоопасности и других факторов, из которых наличие ложной кровли, неустойчивых непосредственных кровель, слабых непосредственных почв и нарушений пласта в сочетании с повышенными углами их наклона следует отнести к наиболее сложным для применения механизированных крепей и очистных комплексов в целом.

В данных условиях работы роль и значение механизированной крепи в обеспечении эффективности и безопасности в КМЗ являются первичными [2, 3].

В последние 20—25 лет в комплексно-механизированных забоях (КМЗ) рассматриваемого диапазона мощности преимущественно применяются поддерживающе-оградительные крепи.

В данной работе рассмотрены наиболее характерные крепи этого типа: 1МК, М137 и М138, практически принципиально отличающиеся по конструктивной схеме друг от друга.

С середины 1960-х гг. в условиях Подмосковного угольного бассейна с положительными результатами эксплуатировалась **крепь 1МК (ПНИУИ), состоящая из двухстоечных, двухрядных секций, в которых впервые в мире в крепях этого типа была применена четырехзвенная система связи основных элементов секций.**

Из-за наличия в непосредственной кровле легкоподвижного песка и слабой непосредственной почвы пласта — менее 1,0...1,5 МПа, крепь работала под защитной пачкой угля и была устойчива в продольной и поперечной плоскостях пласта за счет опоры на специальную направляющую балку, связанную со ставом конвейера. Крепь обеспечивала выемку угля при отработке пласта по падению, простиранию и восстанию за счет **двухрядной конструктивной схемы секций** (рис. 1).

Основные недостатки крепи: боковая неустойчивость секций и систематический выход из строя четырехзвенника из-за его недостаточной прочности.

В 1980-е гг. "Гипроуглемаш" на основе струговых крепей фирмы "Хемшайдт" (ФРГ), состоящих из **однорядных, двухстоечных секций с четырехзвенником**, разработал комбайновый вариант крепи типа М137 (рис. 2).

Оригинальная конструкция крепи типа М137 была **первой в мире поддерживающе-оградительной крепью для работы с комбайном на пластах тонких и средней мощности с двойным резервиро-**

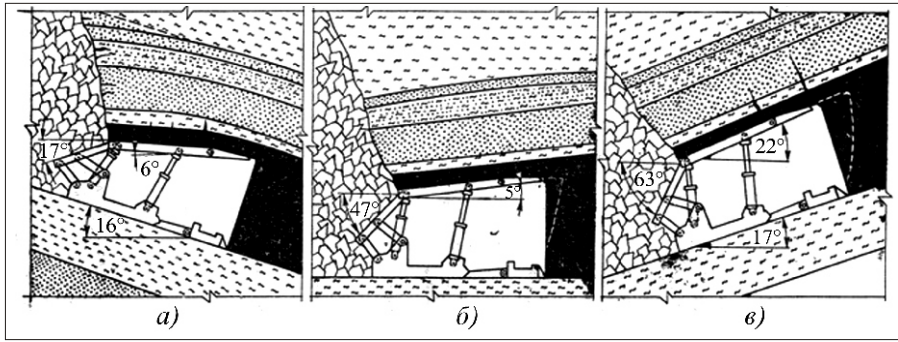


Рис. 1. Положение элементов секции крепи 1МК на различных участках мульды:  
 а — при работе по падению; б — при переходе крепью замка мульды; в — при работе крепи по  
 восстановлению пласта

ванием шага передвижения и прохода для обслуживающего персонала между стойками и забойным конвейером, обеспечивая в исходном положении один проход между конвейером и стойками крепи шириной не менее 1,5 м, а после передвижки секций — не менее 0,7 м.

Опытный образец комплекса КМ137 испытывался в 1988 г. на шахте "Заря" ("Торезантрацит") на пласте "Кашевский" мощностью 0,9...1,05 м.

За период испытаний комплексом добыто 217 тыс. т антрацита при подвигании забоя на 665 м и среднесуточной нагрузке 1532 т; коэффициент машинного времени комбайна (КМВ) — не более 0,35; максимальная суточная нагрузка составила 5020 т при подвигании забоя 14,1 м.

Крепь М137, работавшая с активным подпором, обеспечила эффективное поддержание и управление кровлей, проектную скорость крепления и фронтальную передвижку конвейера.

По сравнению с серийным комплексом КМ103, работавшим в 1987—1988 гг. в соседней лаве, которая обслуживалась этой же очистной бригадой, среднесуточная добыча комплексом КМ137 была выше в 2,3 раза, а производительность

труда — в 2,0 раза; себестоимость добычи 1 т антрацита снизилась в 1,6 раза.

В дальнейшем комплекс КМ137 на этой шахте отработал четыре столба, добыв более 1,1 млн т антрацита при среднесуточной нагрузке на забой за весь период эксплуатации 1200...1250 т без выдачи крепи на поверхность для ремонта. При отработке пятого столба были встречены непредсказуемые локальные нарушения, связанные с размывом пластов и уменьшением мощности до 0,5 м. Буровзрывные работы не дали положительных результатов. Комплекс был демонтирован и лава отработывалась с применением индивидуальной крепи [4].

На шахте 10-я "Великомостовская" ("Укрзападуголь") в 1989—1990 гг. были проведены испытания и эксплуатация опытного

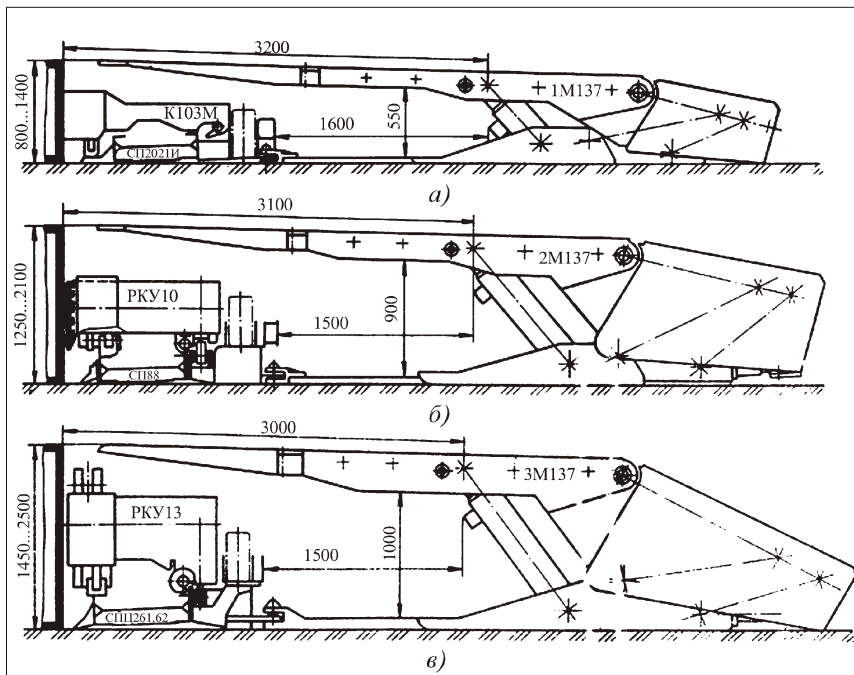


Рис. 2. Комплекс 1КМ137 (а) и его типоразмеры 2КМ137 (б) и 3КМ137 (в)

комплекса КМ137А с системой автоматизированного управления крепью на пласте мощностью 1,17...1,25 м со слабыми боковыми породами и местным утонением пласта до 0,9 м.

До начала 1990 г. комплекс работал со средней нагрузкой на забой 1560 т/сут при КМВ комбайна 0,3...0,35 по сравнению с 766 т/сут в лаве с комплексом КМ88 в подобных условиях этой шахты.

Для проверки потенциальных возможностей комплекс в течение двух недель эксплуатировался более интенсивно. При КМВ на уровне 0,6 средняя нагрузка на забой составила 2680 т/сут при производительности труда 43 т/вых.

В дальнейшем в середине лавы встретилось неразведанное сложное геологическое нарушение пла-

ста с разрушением непосредственной кровли и почвы пласта, которое по простиранию составляло более 40 м, а по длине лавы — 60 м.

Возможность демонтажа комплекса отсутствовала.

Нарушение было пройдено за четыре месяца работы при нагрузке на забой 70...90 т/сут без выхода из строя секций крепи [3].

Основные недостатки крепи М137, выявленные при работе в зоне нарушения пласта:

- значительные длины секции — более 5 м и передней консоли перекрытия — 2,9 м, затруднявших подхват разрушенной кровли из-за недостаточного усилия углового домкрата перекрытия;

- значительный зазор между передней консолью перекрытия и условным забоем — более 0,5 м.

Для подобных условий эксплуатации целесообразна крепь с более компактными двухрядными секциями, с выдвижным верхняком на управляемой консоли перекрытия.

В целом опыт эксплуатации крепей М137, изготовленных Малаховским экспериментальным заводом, при работе с комбайнами типа К103 и забойным конвейером типа СП202В1 при отработке антрацитовых и угольных пластов мощностью 0,9...1,25 м с углами падения до 12...15°, с кровлями не ниже средней устойчивости и почвами на вдавливание не менее 2,0 МПа, положительный.

Среди крепей в рассматриваемом диапазоне в КМЗ на шахтах РФ наиболее широкое применение получила крепь типа М138 (рис. 3), состоящая из двухрядных четырехстоечных секций трехзвенной системы связи основания с перекрытием, жестко объединенным с ограждением.

В работе постоянно находились более 20 лавокомплектов крепей типа М138, из которых более 10 комплектов работали в миллионном режиме добычи угля за год, а на шахте "Есаульская" — в режиме до 2,3 млн т угля/год.

Крепи успешно работают в усложненных условиях, в том числе на пластах с углами падения более 20...25°, в условиях слабых боковых пород, нарушенных пластов и удароопасных пластов, в том числе на шахте в Баренцбурге.

Единая оригинальная конструкция перекрытия с ограждением секции, разработанная "Ги-

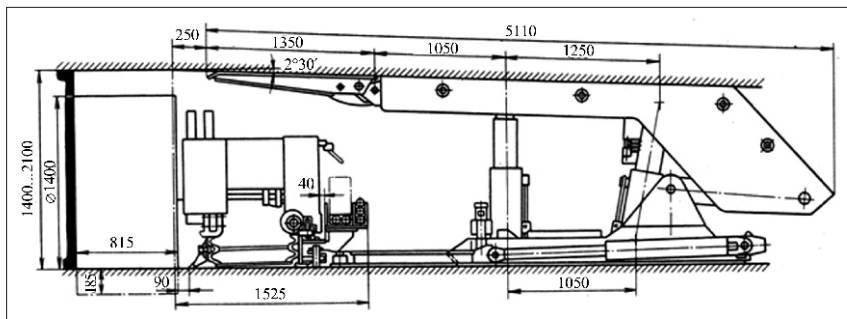


Рис. 3. Комплекс КМ138 (КМ138А)

проуглемашем" для пластов с тяжелыми кровлями, является логичным исполнением для тонких пластов, исключая возможность зажатия обрушенными породами кровли ограждений секций, что систематически отмечается в четырехстоечных крепях "Донгипроуглемаша" типа КД80 и КД90.

В работах "Гипроуглемаша" применительно к механизированной крепи были введены понятия: крепи 1-, 2-, 3- и 4-го поколений, основным характерным признаком которых является уровень механизации — объем механизированных работ при применении данного типа крепи, %.

По данным ИГД им. А.А. Скочинского, уровень механизации работ в зависимости от условий эксплуатации по крепям 1-го поколения типа М87, М88, МК97, М103, МК1 и др. составлял 60...75 %, а 2-го — типа МТ, КД80, КД90, КД500, КД700/800 и др. — 70...85 %.

По данным "Гипроуглемаша", уровень механизации работ при применении крепей 3-го поколения типа М137, М138, М142, М144, М144Б и др. составляет не более 90...95 %, а ожидаемый уровень по крепям 4-го поколения приближается к 100 %.

#### Предложения по новым конструктивным схемам крепей

На ярмарках-выставках 2008—2009 гг. в Кузбассе отечественные и зарубежные поставщики предлагали шахтам более 170 типов и типоразмеров крепей в натуре, в каталогах и проспектах.

**Принципиально новых схемных и конструктивных решений в предлагаемых крепях не отмечено;** практически все предлагаемые крепи применительно к условиям шахт РФ — это крепи 3-го поколения.

Преимущественно предлагаются крепи с однорядными двухстоечными, "заряженными" в исходном положении секциями высокого сопротивления, имеющие: шаг установки — от 1,5 до

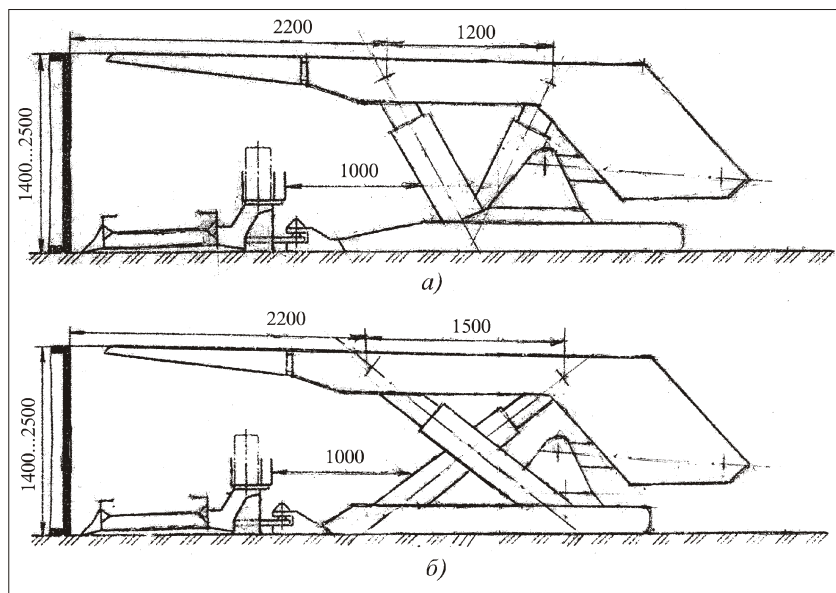


Рис. 4. Крепеи 4-го поколения:  
а – типа MTV; б – типа МТХ

2,0 м, полезный шаг передвижения – не менее 0,8 м, стойки двойной гидравлической раздвижности с рабочим диаметром первой ступени – до 400 мм, электрогидравлическую систему управления, с ресурсом работы – до 30 тыс. циклов передвижения секций.

Зарубежные крепеи западных фирм предпочтительнее по надежности работы, по уровню совершенства систем управления и по ресурсу. Однако в условиях отечественных шахт эти качества не обеспечивают экономических преимуществ из-за высокого уровня первоначальной стоимости крепеи и высоких затрат на их техническое обслуживание.

Все фирмы-поставщики механизированных крепеи не представляют эксплуатационникам данные о затратах на техническое обслуживание и ремонт для обеспечения назначенного ресурса крепеи.

Проведенный анализ крепеи в разных условиях эксплуатации с учетом рекомендаций работы [5] позволяет предложить для рассматриваемого диапазона мощности пластов конструктивные схемы секций механизированных крепеи двухрядных, двухстоечных с использованием конструктивных решений крепеи типа МК, М137 и М138.

Предлагаются две конструктивные схемы секций крепеи, у которых стойки под перекрытиями установлены так же, как в крепеи МК – по оси секции. А на основаниях в одной схеме установка МТ стоек подобна установке в одноряд-

ных, двухстоечных секциях (V-образная установка стоек, условное обозначение крепи – MTV, – рис. 4, а); во второй схеме стойка, имеющая переднюю опору на перекрытии, опирается на завальную часть нижнего полуоснования, а вторая стойка – на забойную часть верхнего полуоснования (это X-образная установка стоек, условное обозначение крепи МТХ, рис. 4, б).

Данное расположение стоек повышает боковую устойчивость секции, предупреждает разворот перекрытия секции относительно основания и позволяет сократить в секции две гидростойки, что упрощает конструкцию секции и повышает надежность ее работы.

Кроме этого, за счет значительного наклона стоек секции крепи МТХ возможно использование од-

нораздвижных цилиндров с повышенной несущей способностью, что в значительной мере упрощает конструкцию и снижает первоначальную стоимость и затраты на крепь при ее эксплуатации.

Перекрытия секции могут быть жесткими, с управляемой консолью, с выдвигным или с выдвигным скальвающим (далее скальвающим) верхняком в зависимости от условий эксплуатации.

Предпочтительны два последних исполнения перекрытий, при которых длина секций составит 4,2...4,5 м.

В полуоснованиях секций крепи МТХ предусмотрено наличие на каждом двух мест установки стоек в зависимости от направленности угла наклона пласта.

Механизированная агрегатированная крепь не является самодостаточной – самостоятельной машиной. Условия для эффективной и безопасной эксплуатации комплексно-механизированного забоя она создает совместно со скребковым забойным конвейером. В соответствии с рекомендациями работ [6, 7] и с учетом наличия в современных комплексах лемехов-подборщиков угля на забойных конвейерах, повышения разрывных усилий соединительных элементов секций конвейера до 4000 кН и более, применения жестких тяговых органов в системах подачи комбайнов возврат к двухкомбайновой выемке с использованием фронтально передвигаемого конвейера и новых крепеи является наиболее целе-

сообразным направлением, позволяющим резко повысить безопасность и эффективность очистных работ с логичным переходом на автоматизированную систему контроля, управления и диагностики с применением интеллектуальных робототехнических систем, с полным выводом обслуживающего персонала из забоя при выемке пласта.

При этом рекомендуется:

- применение крепей без резервирования исходного положения секций и отказ от совмещения в одной зоне лавы операций по выемке пласта, креплению и управлению кровлей;
- крепление кровли вслед за проходом комбайна выдвигными или скальвающими верхняками;
- передвижка секций крепи перед комбайном группами по 3...5 секций через одну с опережением на 15...20 м, что позволяет снизить несущую способность крепи, уменьшить сближение и разрушение кровли и почвы и снизить боковые отклонения секций при каждой передвижке;
- для предупреждения вывалов ложной и слабоустойчивой кровли выемка верхней части пласта под защитой угольной пачки с опорой скальвающего верхняка в забой на границе "кровля пласта—уголь", что обеспечивает практически полную затяжку кровли, благоприятное распределение давления оснований крепи на почву пласта и повышение продольной устойчивости секции крепи;
- скальвание защитной пачки пласта за проходом комбайна при выемке верхней или нижней части пласта.

Предлагаемые крепи предназначены для расширения эффективного применения комплексов в усложненных условиях эксплуатации, а не для замены крепей с однорядными, двухстоечными секциями, которые успешно эксплуатируются в благоприятных условиях.

Следует отметить, что предлагаемая увязка новых крепей типа MTV и МТХ с выдвигными или скальвающими верхняками на перекрытиях секций и фронтально передвигаемого забойного конвейера позволяет получить новые качества очистной техники, в том числе создается четкая база для комбайновой или струговой выемки, отличающаяся только шагом разовой передвижки конвейера на забой: 0,05...0,15 м при струговой выемке и до 1,0 м при комбайновой, а также навесным оборудованием конвейера.

Ожидаемые результаты работы КМЗ с предлагаемым оборудованием по сравнению с результатами работы в 2008—2009 гг. более высокие по нагрузке на забой в 2,5—3 раза, по производительности труда — в 5—8 раз и по безопасности — в 8—10 раз.

### Выводы

1. Анализ результатов создания и эксплуатации очистных комплексов позволяет в целях расширения области эффективного применения механизированных крепей на пологих пластах мощностью 1,0...2,5 м рекомендовать:

- при благоприятных условиях эксплуатации, наряду с использованием крепей с однорядными, двухстоечными секциями, применение крепей типа MTV и МТХ с двухрядными, двухстоечными секциями как более универсальных по применению и более простых по конструкции;
- при углах наклона пластов более 10...15 применение крепей типа MTV и МТХ, имеющих повышенную пространственную устойчивость секций;
- при слабых непосредственных почвах применение крепей типа МТХ со скальвающими верхняками, обеспечивающих снижение давления передней части оснований на почву пласта;
- при слабых непосредственных кровлях применение крепей типа MTV или МТХ с выдвигными верхняками;
- при неустойчивых непосредственных кровлях или ложных кровлях применение крепей типа MTV или МТХ со скальвающими верхняками, опирающихся на забой и обеспечивающих выемку пласта под защитной пачкой угля;
- при нарушениях пласта применение крепей типа MTV или МТХ со скальвающими верхняками, формирующими вынимаемую мощность пласта.

2. Во всех условиях использования крепей типа MTV или МТХ рекомендуется переход на применение фронтально передвигаемого забойного конвейера, совместная работа с которым создает четкую базу для комбайновой или струговой выемки пласта.

### Список литературы

1. Клорикьян С.Х. О резервах производительности очистного комплекса с двумя комбайнами // Уголь. 1978. № 10. С. 55—58.
2. Петров Н.А., Мышляев Б.К. О влиянии механизированной крепи на эффективность работы очистного комплекса // Уголь. 1991. Ноябрь. С. 44—47.
3. Орлов А.А., Баранов С.Г., Мышляев Б.К. Крепление и управление кровлей в комплексно-механизированных очистных забоях. М.: Недра, 1993.
4. Лебеденко А.Л., Болтенков В.В. Шахта "Заря" работает устойчиво // Уголь Украины. 1995. Май. С. 24—27.
5. Титов С.В., Мышляев Б.К. Об эксплуатационных свойствах современных механизированных крепей для пологих пластов средней мощности и мощных // Горные машины и автоматика. 2004. № 5. С. 15—20.
6. Мышляев Б.К. Перспективные направления создания очистной техники // Горный журнал. 2003. № 3. С. 60—66.
7. Мышляев Б.К. О проблемах безопасности ведения работ на шахтах Российской Федерации // Уголь. 2004. № 2. С. 33—36.

УДК 621.867.2

**А.И. Кириченко**, гл. инж. проекта, ЗАО "НКМЗ", г. Новокраматорск, Украина, **А.Н. Картавий**, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., НПК "Механобр-техника", г. Санкт-Петербург

E-mail: kartavyi@mail.ru

## Проблемы создания мощных двухленточных конвейеров для глубоких карьеров

---

*Приведены технологическая схема на базе крутонаклонного конвейера с прижимной лентой КНК-270 и основное оборудование. Рассмотрены основные проблемы создания крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой на примере конвейера для карьера "Мурунтау" (Навоийский ГМК, Узбекистан).*

**Ключевые слова:** циклично-поточная технология транспортирования ЦПТ-руда, мощные двухленточные конвейеры, крутонаклонный конвейер с прижимной лентой, научно-технические проблемы.

**A.I. Kirichenko, A.N. Kartavyi**

## Problems of Designing of Powerful Sandwich Belt Conveyors for Deep Quarries

---

*The technological scheme on base of the sandwich belt high angle conveyor KNK-270 and the basic equipment are demonstrated. The basic problems of designing of sandwich belt high angle conveyors on an example of the conveyor for "Muruntau" quarry (Navoi mining and metallurgical integrated works, Uzbekistan) are considered.*

**Keywords:** the cyclic and continuous flow technology of transportation TsPT-ore, powerful two-tape conveyors, sandwich belt high angle conveyor, scientific and technical problems.

В 2009 г. ЗАО "НКМЗ" (г. Краматорск, Украина) была завершена многолетняя работа по созданию уникального, не имеющего аналогов в мире, крутонаклонного конвейера с прижимной лентой (КНК-270) по заказу Навоийского ГМК (Узбекистан). Изготовленный заводом конвейер отправлен на карьер "Мурунтау" этого комбината для опробования, отладки и последующей эксплуатации в составе уникального погрузочно-транспортного комплекса оборудования циклично-поточной технологии транспортирования ЦПТ-руда [1].

Начиная с 80-х гг. XX века на карьере "Мурунтау" Навоийского ГМК успешно используется циклично-поточная технология транспортирования полезных ископаемых (ЦПТ), включающая в себя две линии стандартных конвейеров с небольшим углом наклона (15°), расположенных в траншее. При использовании ЦПТ улучшились технико-экономические показатели карьера: "значительно сократились расстояние пере-

возок и высота подъема горной массы автотранспортом" [2].

Чл.-корр. АН СССР А.О. Спиваковский и проф. М.Г. Потапов доказали, что "наиболее экономичным видом транспорта для глубоких карьеров является конвейерный транспорт". Применение ЦПТ позволяет снизить стоимость транспортирования горной массы, так как известно, что при углублении карьера на каждые 100 м затраты на транспорт возрастают при использовании автомобилей в 1,5 раза, а конвейеров – только на 5...6 %.

Потребность в создании крутонаклонного подъема на карьере "Мурунтау" возникла в связи с достижением нерентабельной для автотранспорта высоты подъема (более 550 м) и планами углубления карьера до 1000 м. По мнению большинства специалистов, предел транспортирования полезного ископаемого автотранспортом составляет несколько километров, в то время как на карьере "Мурунтау" длина транспортирования превысила этот показатель в несколько раз.



Кроме того, из-за постоянного увеличения глубины дальнейшее развитие карьера ограничено в связи с сокращением размеров его рабочей площади в рудной зоне и роста объемов горно-капитальных работ. Для поддержания хотя бы необходимой производительности требуется отодвигать борта, что вряд ли возможно, так как северный и западный борта не могут быть отработаны, на восточном установлен перегрузочный пункт, а на южном – комплекс ЦПТ.

Поэтому Навоийским ГМК было принято решение о строительстве ЦПТ с крутонаклонным конвейерным подъемом в северо-восточной части карьера "Мурунтау", что позволит освободить южный борт. Крутонаклонный подъем планируется осуществить за счет применения крутонаклонного конвейера с прижимной лентой (КНК-270), высота подъема полезного ископаемого которым составит 270 м, с последующей возможностью установки ниже еще одного крутонаклонного конвейера с высотой подъема 180 м (КНК-180). Необходимо отметить, что на карьере уже функционирует крутонаклонный конвейер с прижимной лентой высотой подъема 30 м (КНК-30), изготовленный ОАО "Азовмаш" (г. Мариуполь) и эксплуатируемый в качестве перегружателя на южном борту в комплексе ЦПТ. Этот конвейер, несмотря на очевидные недостатки, допущенные при проектировании, показал в целом хорошую работоспособность и перспективность применения конвейеров этого типа.

КНК-270 является основным звеном этого комплекса, разработанного Навоийским ГМК совместно с институтами O'zGEOTEXTPITI (г. Ташкент) и УкрНИИпроект (г. Киев) и предназначенного для транспортирования и подъема скальной горной массы из рабочей зоны карьера на поверхность с последующей перегрузкой в железнодорожный транспорт или на склад в штабель. Максимальная крупность кусков транспортируемой горной массы составляет 1200 мм и более, коэффициент крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова – 7...15, содержание  $\text{SiO}_2$  – 35...80 %.

Из рабочей зоны к разгрузочному стационарному пункту, предназначенному для подготовки горной массы к перемещению конвейерным транспортном и расположенному на отметке 285 м, руду планируется доставлять автосамосвалами грузоподъемностью 196 т.

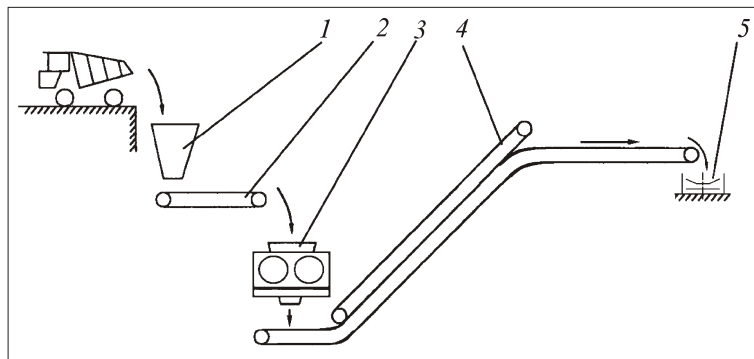


Рис. 1. Технологическая схема ЦПТ с КНК-270 (карьер "Мурунтау", Узбекистан):

1 – бункер; 2 – ленточный питатель; 3 – шнеко-зубчатая дробилка; 4 – КНК-270; 5 – складской конвейер

В разгрузочном пункте руда из автосамосвалов поступает в бункер 1 (рис. 1), из которого ленточным питателем 2 подается в шнеко-зубчатую дробилку 3, после которой уже загружается на крутонаклонный конвейер 4. Ленточный питатель с регулируемым приводом мощностью 2 110 кВт оснащается резинокросовой лентой 2000St350020TP+10TPAC с повышенным сопротивлением разрыву.

Дробилка ДШЗ 1300/300 предназначена для дробления кусков максимальным размером 1300 мм, имеет разгрузочную щель 300 мм и мощность приводных электродвигателей 2 400 кВт.

С нашей точки зрения целесообразно было бы перед бункером 1 установить колосниковый грохот с расстоянием между колосниками 1 м, на котором отделялись бы крупные куски и негабариты, разрушаемые бутобоем – гидравлическим молотом типа RAMMER E 64. Такая схема позволила бы увеличить срок службы ленты питателя, так как попадание на нее крупных кусков будет приводить к ее быстрому изнашиванию, а загрузка дробилки кусками, превышающими допустимый размер, может привести к остановкам в работе дробильно-перегрузочного пункта. При существующем гранулометрическом составе (размер кусков более 1200 мм – 1,5 %) лента возможно будет защищена более мелкими кусками – подсыпкой, а максимальный размер куска, поступающего в дробилку, может быть ограничен другими средствами.

На поверхности карьера крутонаклонный конвейер 4 перегружает горную массу на складской конвейер 5 типа КС-3500. Доставляемая этим конвейером руда загружается в думпкары, а при их отсутствии отправляется в штабель склада

без остановки транспортной линии ЦПТ-руда. Таким образом, обеспечивается непрерывность работы комплекса. Погрузку в думпкары или на склад планируется осуществлять погрузчиком-штабелеукладчиком ПШС-3500.

В состав комплекса ЦПТ-руда включен также центральный пункт управления механическим, электрическим оборудованием и средствами автоматизации, размещенный в специальном отдельном здании на борту карьера.

В целом погрузочно-транспортный комплекс ЦПТ-руда включает большое число машин, установок и оборудования, согласованных по своим параметрам и размещенных в горно-технических строительных металлоконструкциях и сооружениях, при проведении минимальных объемов дополнительных горных работ.

При успешном вводе КНК-270 в эксплуатацию и положительных показателях его работы открывается новый этап в развитии горно-транспортных комплексов и ЦПТ на карьерах, состоящем в значительном улучшении их технико-экономических показателей и экономической целесообразности увеличения глубины карьеров.

Разработка проекта КНК-270 была начата ЗАО "НКМЗ" в 2002 г. выполнением эскизно-технического проекта, а также проведением научно-исследовательской работы по моделированию и расчету КНК сотрудниками МГГУ. При этом учитывались результаты ранее выполненных исследований и разработок институтов УкрНИИпроект, ВНИИПТМАШ, МГИ и других организаций бывшего СССР, а также доступная информация о разработках КНК фирмой "Continental Conveyor & Equipment Company" и опыт эксплуатации КНК с прижимной лентой на руднике Majdanpek [3].

Создание уникального двухленточного крутонаклонного конвейера, каким является КНК-270, было сопряжено с необходимостью решения новых и сложных научно-технических проблем и задач, к которым, в частности, относятся: надежное удержание транспортируемого груза между лентами, синхронизация движения лент и снижение их износа, выбор рациональных параметров и эффективных конструктивных схем, обеспечивающих надежное функционирование КНК, и т. п.

Следует отметить возникшие трудности при проектировании КНК-270, вызванные не только уникальностью последнего, но и неритмичностью финансирования процесса разработки. Это удлинит сроки изготовления конвейера в целом, но значительно сократило их на последнем

этапе. При этом завод отказался от необходимых испытаний и исследований новых и сложных узлов в металле на заводских стендах, что является обычным и важным этапом в практике создания горных комплексов.

Кроме того, сотрудникам МГГУ пришлось отказаться от изучения и исследования возникших вопросов в процессе рабочего проектирования в связи с весьма сжатыми сроками выполнения проекта и изготовления комплекса.

*Надежное удержание груза между лентами* — это основная проблема любого КНК с прижимной лентой. При этом груз не только нужно удерживать от сползания, но и от бокового просыпания между лентами. Для предотвращения просыпания груз следует размещать не по всей ширине грузонесущей ленты, а оставлять ее края свободными от груза для плотного прижатия к ним катками краев прижимной ленты. Поэтому сечение транспортируемого потока груза на грузонесущей ленте профилируется специальным устройством, располагаемым в загрузочной части КНК-270.

Как было установлено стендовыми исследованиями УкрНИИпроект, боковое просыпание груза особенно вероятно на нижнем переходном участке при запуске груженого КНК. Поэтому могут потребоваться увеличение прижимных усилий в начале крутонаклонного участка и их регулирование по ширине прижимной ленты [4]. Просыпание груза также возможно при неправильном выборе силовых и геометрических параметров конвейера и в особенности нижнего переходного участка. Кроме того, герметичность транспортирования груза может нарушаться при дискретном приложении сжимающих усилий при большом расстоянии между прижимными катками на крутонаклонном участке и большим шагом установки роликоопор.

В перспективе для крупных КНК необходима также более гибкая система, в идеале дистанционного и автоматического регулирования прижимных усилий в процессе эксплуатации. Это может быть достигнуто заменой пружинного привода пневматическим с установкой на прижимных устройствах вместо пружин пневмоцилиндров [5]. При значительном увеличении прижимных усилий, например в 10 раз, тяговое усилие возрастает всего до 80 % [4].

Принципиальной особенностью конструктивной схемы КНК являются наличие двух взаимодействующих через силы трения ленточных контуров (рис. 2) и возможное перераспределение между ними тяговых усилий и потребляемой

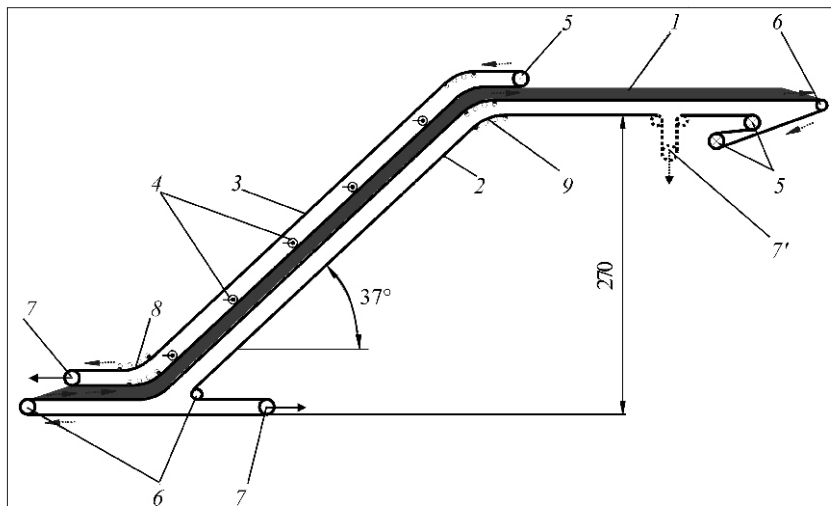


Рис. 2. Принципиальная схема КНК-270:

1 – груз; 2, 3 – грузонесущая и прижимная ленты; 4 – прижимные устройства; 5, 6 – приводные и отклоняющие барабаны; 7, 7' – натяжные устройства; 8, 9 – нижний и верхний переходные участки

приводами мощности. В связи с этим, а также со значительной длиной (368 м) на поверхности карьера горизонтального участка грузонесущей ленты, в десятки раз превышающего длину свободного конца ленты прижимного контура, усложняются расчет и обоснование напряжений в лентах и выбор мощности электродвигателей приводов.

Кроме того, поскольку требуется большое натяжение холостой ветви грузонесущей ленты на приводном барабане (более 300 кН), возможно потребуются установка дополнительного натяжного устройства 7 в разгрузочной части конвейера.

По разработанной в МГГУ расчетной методике [6] с программным обеспечением при различных исходных данных и схемах были просчитаны варианты и необходимые значения тяговых усилий грузонесущей и прижимной лент, которые составили соответственно около 70 и 30 % от суммарного тягового усилия. Величина тяговых усилий с учетом выбранных приводных электродвигателей принята в КНК-270 соответственно 1100 и 520 кН.

*Необходимость синхронизации движения грузонесущей и прижимной лент* – следующая проблема, возникшая при проектировании этого конвейера. Обеспечение синхронного движения (с одинаковой скоростью) дорогостоящих лент важно для минимизации их износа и стабильного распределения нагрузки между приводами.

Результаты испытаний и эксплуатации КНК с прижимной лентой показывают, что износостойкость гладких конвейерных лент КНК ниже по сравнению с износостойкостью лент стандартных конвейеров. Основной причиной повышенного износа лент КНК, по нашим исследованиям [7], являются относительное проскальзывание прижимной и грузонесущей лент и скольжение груза между ними. Наиболее вероятно проскальзывание прижимной ленты относительно груза и бортов грузонесущей ленты, так как силы трения между грузом и грузонесущей лентой больше, чем между грузом и прижимной лентой.

Относительное проскальзывание лент влияет не только на их износ, но и на распределение нагрузки между лентами и, следовательно, между их приводами.

Проскальзывание может происходить только в начальной и конечной частях крутонаклонного участка или по всей его длине. Кроме того, в связи с движением лент с грузом по криволинейным траекториям на переходных участках проскальзывание также обусловлено неравенством радиусов переходных кривых прижимной и грузонесущей лент, в результате чего происходят дополнительное шевеление груза и его сдвигание между слоями.

На проскальзывание влияет режим работы конвейера. В установившемся режиме работы относительное проскальзывание увеличивает износ лент, особенно прижимной, и влияет на распределение тяговых усилий. При запуске и торможении конвейера износ лент от проскальзывания меньше, так как оно имеет место коротковременно, но в большей степени сказывается на распределении нагрузок между приводами ленточных контуров.

Относительное проскальзывание лент и груза на крутонаклонной части КНК неизбежно, так как заложено в конструктивной схеме. Однако его параметры и влияние на износ лент и перераспределение нагрузок между ними могут быть сведены к минимуму выбором рациональных параметров КНК. Установлено, что при реальных коэффициентах продольной жесткости грузонесущей  $c_1$  и прижимной  $c_2$  лент и тяговых усилий в них должно соблюдаться равенство отношений, при котором достигаются минимальные параметры проскальзывания:

$$\frac{L_2 c_1}{L_1 c_2} \frac{S_1}{S_2}, \quad (1)$$

где  $L_1$  и  $L_2$  – длины отрезков грузонесущей и прижимной лент между их приводами и концом взаимодействия лент между собой на крутонаклонном участке;  $S_1$  и  $S_2$  – натяжения лент в конце их взаимодействия.

Таким образом, минимизировать величину относительного проскальзывания в разгрузочной части КНК удастся, если длины свободных участков будут примерно равными ( $L_1 \approx L_2$ ) при расчетном соотношении натяжений для КНК-270 и принятых прочностей лент:

$$\frac{c_1}{c_2} \frac{S_1}{S_2}. \quad (2)$$

Эти равенства требуют размещения приводов контуров друг над другом. Двухэтажные конструкции приводных станций были реализованы в конструкциях двухленточных КНК фирмы "Continental Conveyor & Equipment Company". Так как отношение  $c_1/c_2$  постоянно, а отношение  $S_1/S_2$  варьируется при работе конвейера в связи с изменением его производительности, то избежать относительного проскальзывания лент КНК-270 на крутонаклонной части конвейера не представляется возможным.

Рекомендуемые отношения параметров не учитывают разброс жесткостей рабочих участков механических характеристик электродвигателей и отклонения в диаметрах приводных барабанов. Однако проведенные исследования показали, что эти факторы незначительно влияют на параметры проскальзывания лент по сравнению с влиянием жесткостей  $c_1$  и  $c_2$  длин свободных участков лент  $L_1$  и  $L_2$ .

При выбранной заказчиком схеме КНК-270 с длинным горизонтальным участком на поверхности карьера следует ожидать относительное проскальзывание лент по всей длине его крутонаклонной части и большего износа лент, особенно прижимной, по сравнению, например, с лентами КНК, работавшем на руднике Majdanpek.

Скорости относительного проскальзывания лент измеряются миллиметрами в секунду, а путь проскальзывания – десятками метров за час работы КНК. Однако учитывая длительность его работы, скольжение лент по поверхности кусков угловатой формы и абразивность транспортируемой скальной породы, существенно увеличится износ лент и сократится срок их службы в

сравнении с лентами на одноленточных стандартных конвейерах. Действительный срок службы лент КНК не поддается расчету, так как требуются экспериментальные данные по абразивности транспортируемого груза, интенсивности износа конкретных лент и т.п. Этот срок может быть установлен только на основе опыта эксплуатации КНК в конкретных условиях.

Относительно небольшие значения параметров проскальзывания в связи с большой жесткостью выбранных для КНК-270 резинотросовых лент позволяют надеяться на приемлемый срок их службы и говорят о целесообразности их выбора.

Кроме того, относительное проскальзывание лент при  $L_1 \gg L_2$  может приводить к перераспределению нагрузок между приводами лент, нестабильной их работе и даже вызывать автоколебательные процессы в конвейере.

В целом степень решения проблемы синхронизации движения лент на крутонаклонном участке КНК во многом определяет его работоспособность и эффективность.

*Выбор рациональных радиусов кривизны переходных участков и их конструктивных параметров* – следующая значимая проблема при создании КНК. Ограничение радиуса кривизны переходных участков связано с возможным образованием гофр и недопустимыми растягивающими напряжениями лент, а также с вероятными просыпаниями груза на нижнем переходном участке. Рекомендуемые радиусы изгиба этого участка в вертикальной плоскости находятся в пределах 100...150 м, а для верхнего участка мощных КНК – более 400 м, что связано с повышенными нагрузками на роlikоопоры из-за больших тяговых усилий в грузонесущей ленте и дополнительными прижимными усилиями для удержания груза на крутонаклонной части КНК. Решение задачи по снижению нагрузок на роlikоопоры было обеспечено уменьшением шага между роlikоопорами и угла наклона боковых роlikов, а также увеличением радиуса переходной кривой.

Лучшим решением с точки зрения нагрузок на роlikоопоры является схема КНК с одним нижним переходным участком. Однако она не была реализована в КНК-270 в связи с необходимостью обеспечения бесперегрузочного транспортирования груза и наличием протяженного горизонтального участка на поверхности карьера.

Важной была проблема разработки схемы и металлоконструкции става конвейера с учетом

удержания крутонаклонной части от сползания, опирания на уступы, колебаний температур и возможности смещения горных пород в период эксплуатации конвейера, в том числе от воздействия сейсмических ударов.

При создании мощного КНК сложной задачей является разработка системы управления его электроприводами, которые должны обеспечить запуск:

- загруженного конвейера, связанный с необходимостью разгона больших инерционных масс, в том числе груза;
- восьми мощных асинхронных электродвигателей при обеспечении допустимых проскальзываний лент на приводных барабанах и скольжения прижимной ленты относительно грузонесущей и груза.

Опыт разработчиков КНК-270 по созданию мощных наклонных конвейеров позволил успешно решить эти и другие задачи. Вместе с тем приведенные выше и другие научно-технические конструктивные решения, заложенные в КНК-270, потребуют их опробования, неизбежную при создании новой техники ее доводку КНК в условиях карьера и увеличение продол-

жительности начального периода наладки конвейера до ввода его в эксплуатацию.

#### Список литературы

1. Мальгин О.Н., Кустов А.М., Коломников С.С. Развитие циклично-поточной технологии в транспортной системе карьера "Мурунтау" // Горный журнал. 2007. № 5. С. 33–37.
2. Санакулов К.С., Шеметов П.А. Карьер "Мурунтау" на пути к рекордной глубине: основные этапы развития и модернизации горных работ // Горный журнал. 2009. № 11. С. 98–102.
3. Картавый А.Н. Создание крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой // Тяжелое машиностроение. 2003. № 3. С. 14–17.
4. Картавый А.Н. Удержание груза на крутонаклонном конвейере с прижимной лентой // Горные машины и автоматика. 2002. № 1. С. 33–37.
5. Крутонаклонный ленточный конвейер: Пат. РФ № 2165384 / А.Н. Картавый, Н.Г. Картавый, Е.Е. Шешко. БИ № 11, 2001. С. 280.
6. Картавый А.Н. Определение силовых параметров крутонаклонного конвейера с прижимной лентой // Горные машины и автоматика. 2002. № 4. С. 10–15.
7. Картавый А.Н. Синхронизация движения и уменьшение износа лент крутонаклонного конвейера с прижимной лентой // Горные машины и автоматика. 2002. № 3. С. 19–24.

# IX МЕЖДУНАРОДНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ – 2010

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ

# 23-26

НОЯБРЯ 2010 г.

МЕТАЛЛО-ОБРАБОТКА  
МЕТОЛОГИЧЕСКАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ

УКРАИНА  
ТЕХНОЛОГИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

УКРЕПЛЕНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ НА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ

Генеральные информационные партнеры:

Технический партнер:

Ufi  
Approved  
Event

**МЕЖДУНАРОДНЫЙ ВЫСТАВОЧНЫЙ ЦЕНТР**  
Украина, Киев, Броварской пр-т, 15  
М "Левобережная"

**ОРГАНИЗАТОРЫ:**  
Министерство промышленной политики Украины  
ООО "Международный выставочный центр"  
Украинская Национальная Компания "Укрстанкоинструмент"

ООО "Международный выставочный центр"  
Украина, 02660, Киев, Броварской пр-т, 15  
☎ (044) 201-11-65, 201-11-56, 201-11-58  
e-mail: lilia@iec-expo.com.ua  
www.iec-expo.com.ua, www.tech-expo.com.ua

УДК 622.271.4:621.316.34

**В.В. Девятериков**, вед. инж., ЗАО "РобитЭкс", г. Качканар, Свердловская обл., **А.Л. Карякин**, д-р техн. наук, зав. каф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: vovade@robiteks.ru, karyakin.a@ursmu.ru

## Модернизированный электропривод постоянного тока производства ЗАО "РобитЭкс" для карьерных экскаваторов

---

*Рассмотрены решения по модернизации электроприводов постоянного тока карьерных экскаваторов на базе модульной микропроцессорной системы управления производства ЗАО "РобитЭкс" с силовыми транзисторными преобразователями для питания обмоток возбуждения генераторов и двигателей главных приводов. Приведено описание системы электропривода, ее отличительных особенностей, обеспечивающих повышенные технические и эксплуатационные характеристики.*

**Ключевые слова:** электроприводы (электрические приводы), экскаваторы, динамика, системы управления, транзисторные широтно-импульсные управляемые преобразователи.

**V.V. Devyaterikov, A.L. Karyakin**

## The Modernized Direct Current Electric Drive of Manufacture "Robiteks" Joint-Stock Company for Open-Pit Mining Excavators

---

*The aim of this paper is to describe the following decisions on modernization of a direct current electric drives of a open-pit mining excavators on the basis of a modular microprocessor control system of manufacture of Joint-Stock Company "Robiteks" with power transistor converters for a supply of excitation winding of electrical generators and motors of the main drives. The description of distinctive features of electric drive system providing the improved technical and operational performance attributes conclude this paper.*

**Keywords:** power electric drives, open-pit mining excavators, dynamics, control systems, transistor PWM converters.

### Введение

Одноковшовые экскаваторы производства Уралмашзавода и других предприятий горного машиностроения отличаются продолжительным сроком эксплуатации, который может составлять десятки лет. В течение этого времени появляются новые технические решения в области электропривода, в частности, управляемых преобразователей и систем управления. Эффективность новых систем электропривода настолько высока, что становится экономически целесообразным техническое перевооружение экскаваторов, связанное с полной заменой систем управления и силовой части электропривода. При этом замена электрических машин не проводится.

Таким образом, модернизация электроприводов имеет целью повышение эффективности экскаватора как горной машины, которое достигается в результате повышения быстродействия

электропривода, точности поддержания заданных режимов его работы в статике и динамике, снижения динамических нагрузок на механизмы в переходных режимах и режимах стопорения, и в конечном итоге увеличения производительности, межремонтных интервалов и срока службы экскаватора.

При выполнении модернизации электроприводов ЗАО "РобитЭкс" руководствуется комплексным подходом, который состоит в тесном сотрудничестве с заводами—изготовителями экскаваторов в целях формулирования требований к электроприводу, использованию передовых технических решений, максимальному повышению энергоэффективности, исключению режима прямого пуска синхронного электродвигателя, улучшению эргономических показателей системы управления.

Модернизация состоит в замене магнитных усилителей микропроцессорной системой

управления; применении в системе возбуждения генераторов и двигателей главных приводов транзисторных преобразователей с широтно-импульсной модуляцией; переводе синхронного двигателя с прямого пуска на плавный бесступенчатый разгон; использовании устройства автоматического регулирования тока возбуждения синхронного двигателя в зависимости от активного тока нагрузки; применении для управления релейно-контакторной схемой вспомогательных приводов распределенной микропроцессорной системы сбора данных и управления; применении в приводе открывания днища ковша бесконтактного транзисторного преобразователя; замене кулачковых контактных и сельсинных командоконтроллеров на резистивные; замене пульта управления пультом машиниста с выносной информационной панелью и встроенным дисплеем системы сбора данных и управления; замене кабелей межшкафных и межблочных соединений.

Конструктивно система выполнена в виде шкафов, пультов и блоков, представляющих низковольтное комплектное устройство (НКУ) управления электроприводами типа НКУЭ-10МК для экскаваторов с ковшами вместимостью 8, 10, 12,5 и 15 м<sup>3</sup> и типа НКУЭ-3 для экскаваторов с ковшами вместимостью 3, 4,6 и 5 м<sup>3</sup>.

### Основные характеристики комплектного устройства управления электроприводов экскаваторов

Комплектное устройство управления электроприводами экскаваторов выполняет функции управления главными и вспомогательными приводами экскаватора, управления синхронным двигателем преобразовательного агрегата, блокировки и защиты приводов и рабочего оборудования экскаватора от аварийных режимов, контроля, световой индикации, визуализации и документирования состояния системы управления и электрооборудования.

НКУ реализует следующие основные блокировки: 1) включения привода поворота при опущенной подъемной лестнице; 2) разрешения работы главных приводов при не-

нулевом положении командоконтроллеров; 3) открывания днища ковша в режиме "ход"; 4) включения приводного синхронного двигателя, а также двигателей вспомогательных приводов при неправильной фазировке сетевого переменного напряжения.

НКУ обеспечивает следующие основные виды технологических и электрических защит: 1) защиту стрелы экскаватора от переподъема ковша; 2) защиту стрелы от удара ковшом в крайних положениях рукояти; 3) максимально-токовую защиту в якорных цепях главных приводов и цепях обмоток возбуждения генераторов и двигателей главных приводов; 4) защиту синхронного двигателя от перегрузки по току статора и обрыва поля возбуждения; 5) защиту согласно ГОСТ Р 51321.1–2000 от снижения сопротивления изоляции в цепях главных, вспомогательных приводов и цепях освещения; 6) защиту от обрыва цепей обмоток возбуждения генераторов и двигателей главных приводов [1].

НКУ предоставляет машинисту и эксплуатационному персоналу на жидкокристаллическом дисплее большой объем информации о показателях работы экскаватора и состоянии электроприводов. Информация хранится в долговременном и оперативном запоминающих устройствах.

Основные документируемые показатели: количество пусков и наработка электромашиного агрегата нарастающим итогом; потребленная за месяц активная и полная электрическая энергия;

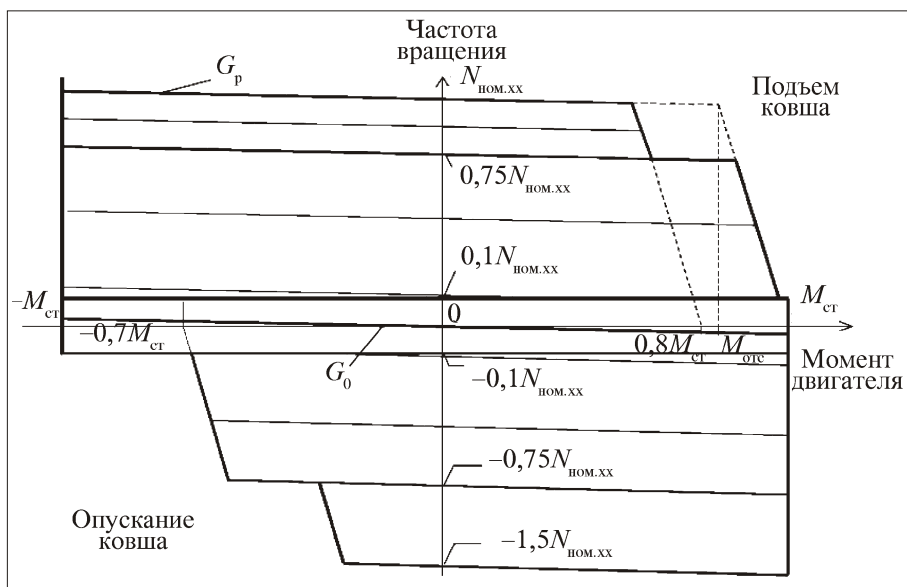


Рис. 1. Механическая характеристика привода подъема

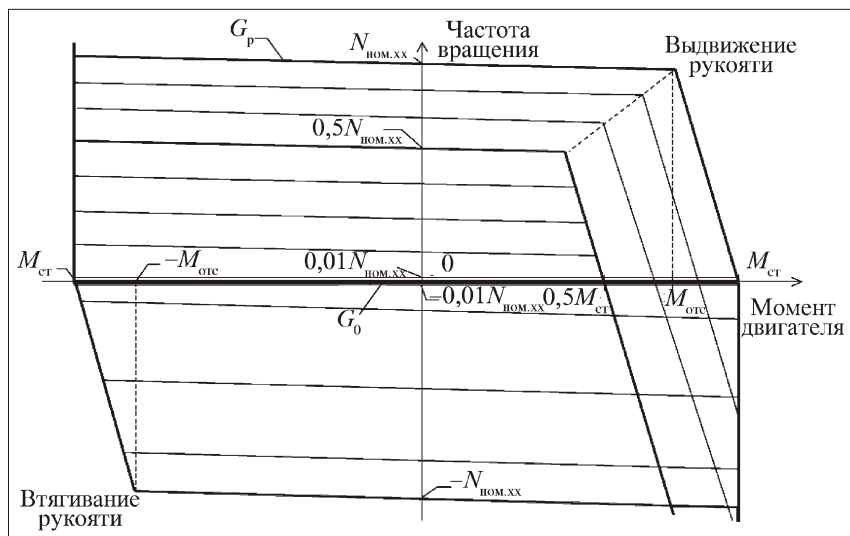


Рис. 2. Механическая характеристика привода напора

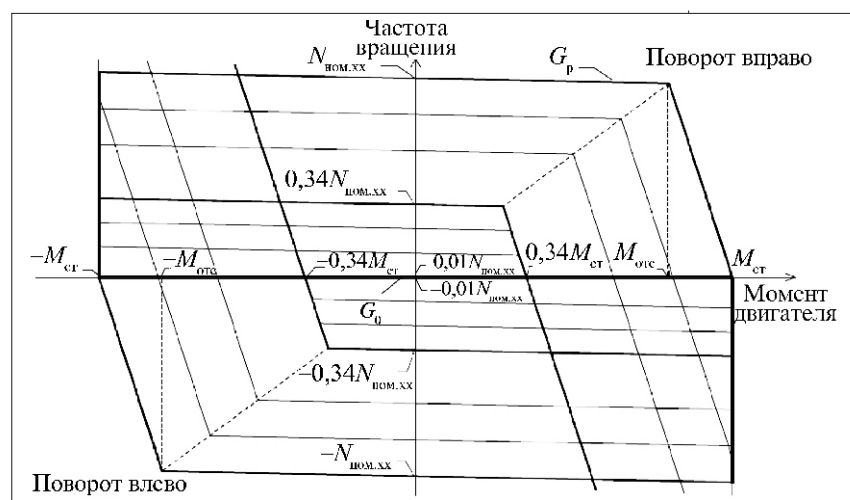


Рис. 3. Механическая характеристика привода поворота

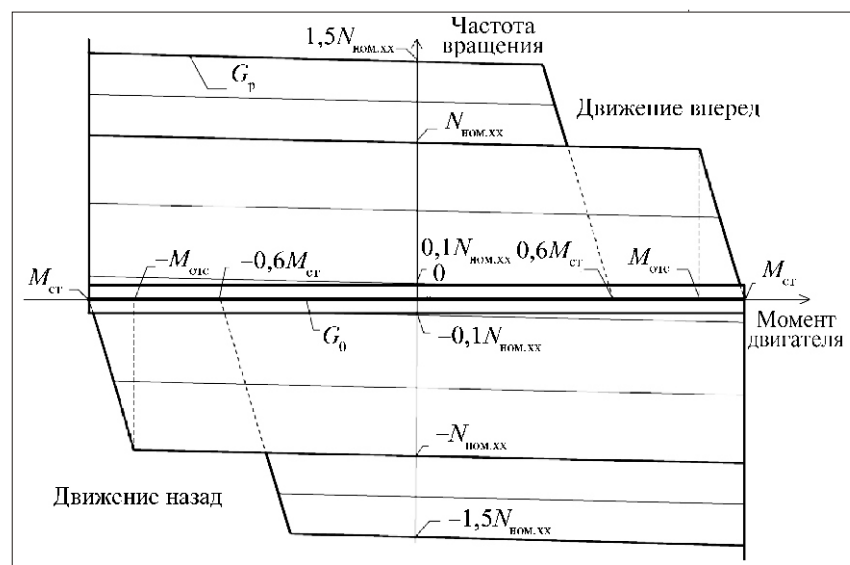


Рис. 4. Механическая характеристика привода хода

суммарное время работы и простоя в течение месяца. Показатели сохраняются за последние 12 месяцев работы экскаватора.

Качество работы экскаватора во многом определяют механические характеристики главных приводов.

На рис. 1–4 показаны механические характеристики приводов подъема, напора, поворота и хода. На этих рисунках приняты следующие обозначения:  $M_{ст}$ ,  $M_{отс}$  – стопорный момент и момент отсечки;  $N_{ном.хх}$  – номинальная частота вращения двигателя;  $G_p$ ,  $G_0$  – жесткость характеристики на рабочем участке и при нулевой скорости.

Особенностью механических характеристик, формируемых системой управления, является увеличенный стопорный момент двигателей привода подъема и хода при низкой скорости механизмов, что позволяет лучше использовать мощность электродвигателей и ограничить динамические нагрузки при высокой скорости механизмов. При этом привод подъема обеспечивает хорошее внедрение ковша в забой и оптимальное выполнение операции копания, а привод хода – возможность движения в сложных условиях.

Механические характеристики привода напора имеют "вложенный" характер в первом квадранте, что дает возможность машинисту при скорости привода более половины номинальной одновременно с заданием скорости механизма менять стопорное усилие привода.

Механические характеристики приводов поворота имеют "вложенный" характер в первом и третьем квадрантах, что позволяет машинисту при скорости привода менее трети от номинальной плавно выбрать зазоры в механизме и в дальнейшем выполнить быстрый разгон при максимальном стопорном моменте электродвигателя.

Системы управления всех электроприводов рабочих механизмов при скорости, близкой к нулю, обеспечивают максимальный стопорный



момент и позволяют устанавливать жесткость характеристики выше, чем жесткость на рабочем участке. Это дает возможность устранить "ползучую" скорость при неподвижном ковше.

Системы управления главных электроприводов имеют узлы выбора зазоров, позволяющие устанавливать пониженный темп разгона двигателя в период выбора зазоров. После окончания выбора зазоров устанавливается темп изменения скорости, соответствующий рабочим режимам привода. Такое переключение используется в приводах поворота и хода, механические передачи которых имеют крупномодульные зубчатые зацепления.

Погрешность поддержания системой управления заданных механических характеристик не превышает 5% в статических и 10% в динамических режимах во всем диапазоне изменения температуры окружающей среды и сетевого питающего напряжения.

### Управление синхронным электродвигателем

Одной из важных функций системы управления являются пуск и регулирование тока возбуждения синхронного двигателя. В отличие от известного способа пуска, когда двигатель включают на напряжение сети в асинхронном режиме и после выхода на подсинхронную скорость вводят в синхронизм, в НКУ производства ЗАО "РобитЭкс" используется плавный разгон синхронного двигателя до подсинхронной

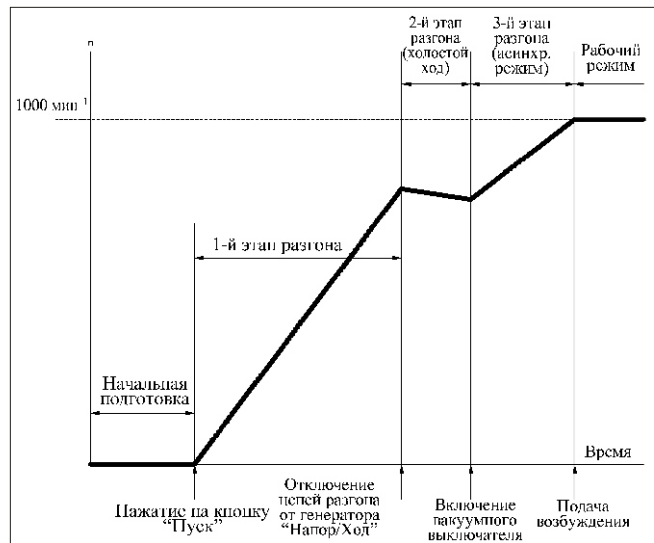


Рис. 5. Диаграмма пуска синхронного двигателя

скорости генератором напора-хода при отключенных от сети обмотках статора синхронного двигателя. Такое техническое решение позволяет полностью исключить просадки напряжения питающей сети и повысить срок службы синхронного двигателя за счет исключения пусковых токов, большая величина и продолжительное действие которых вызывает нагрев обмоток статора и приводит к сокращению срока службы электрической машины.

На рис. 5 представлена временная диаграмма пуска синхронного двигателя. После началь-

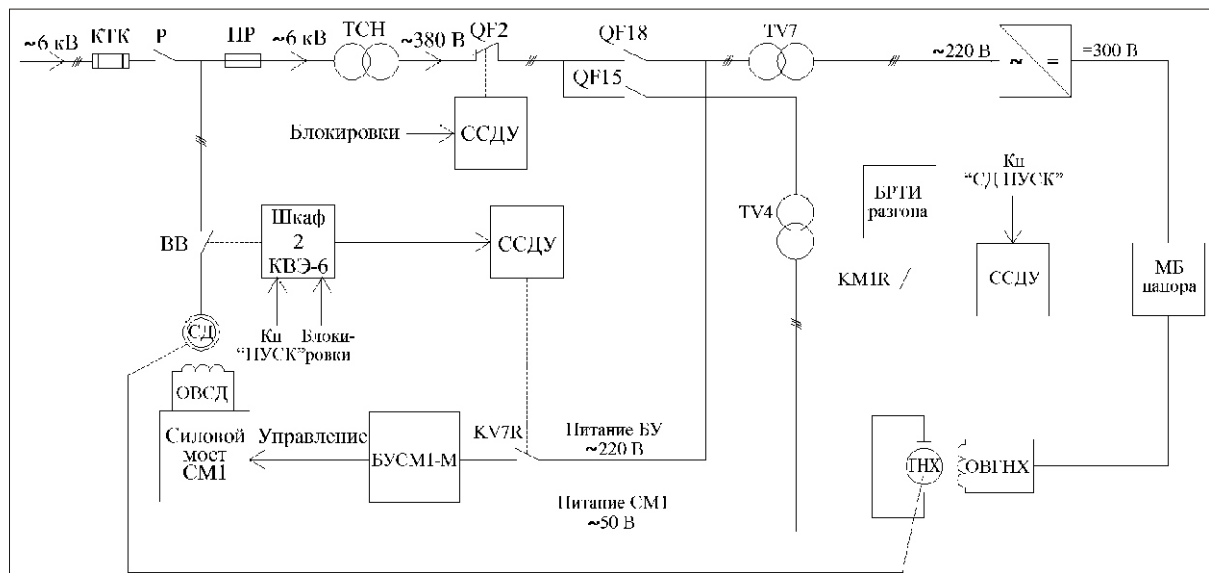


Рис. 6. Структурная схема подсистемы пуска и регулирования тока возбуждения синхронного двигателя:

КТК – кольцевой токоприемник; СМ1 – тиристорный выпрямитель; ТН – трансформатор собственных нужд; ССДУ – система сбора данных и управления; БРТИ – блок импульсного регулятора тока; МБ – моноблок; БУ – блок управления силовым мостом; ОВГНХ – обмотка возбуждения генератора напора-хода

ной подготовки и нажатия на кнопку "Пуск" производится двухэтапный разгон синхронного двигателя генератором напора-хода до скорости, составляющей 80 % от номинальной. Длительность процесса разгона составляет около 40 с. После индикации окончания процесса разгона машинист включает вакуумный выключатель и двигатель переводится в асинхронный режим. При достижении подсинхронной скорости автоматически включается система управления возбуждением синхронного двигателя и двигатель переходит в рабочий режим.

На рис. 6 представлена структурная схема подсистемы пуска и регулирования тока возбуждения синхронного двигателя. Основными элементами системы пуска и регулирования тока возбуждения синхронного двигателя являются управляемый тиристорный выпрямитель (силовой мост) *СМ1* для питания обмотки возбуждения синхронного двигателя *СД* и блок управления *БУ*, обеспечивающий автоматическое или ручное управление током возбуждения в функции активного тока статора, а также блок импульсного регулятора тока *БРТИ*, обеспечивающий питание якорной цепи генератора напора/хода в процессе разгона *СД*.

Блок управления (рис. 7) состоит из следующих функциональных узлов: быстродействующего

датчика активного тока статора *ДАТ*; быстродействующего датчика напряжения статора *ДН*; формирователя импульсов синхронизации *ФСИ1* для датчиков *ДАТ* и *ДН*; пороговых устройств *ПУ1* и *ПУ2*; логического выходного устройства *ЛВУ*; регулятора тока возбуждения *РТ*; устройства начального запуска *УНЗ*; датчика тока возбуждения *ДТ*; системы импульсно-фазового управления тиристорами *СИФУ*; формирователя импульсов синхронизации *ФСИ2* для *СИФУ*; устройства оптической развязки тиристоров *УОР*; устройства индикации состояния тиристоров и наличия запускающих импульсов *УИ*; устройства сигнализации о выходе *СД* из синхронизма *УСВС*; блока питания *БП*.

Выбор закона регулирования тока возбуждения двигателя осуществляется логическим выходным устройством *ЛВУ*. На вход *ЛВУ* поступают сигналы задания тока возбуждения, формируемые датчиком активного тока статора и пороговыми устройствами *ПУ1* и *ПУ2*. Устройство выбирает сигнал, соответствующий максимальному из трех задающих воздействий.

Сигнал порогового устройства *ПУ2* соответствует номинальному току возбуждения при напряжении сети меньше номинального, сигнал порогового устройства *ПУ1* – форсированному току возбуждения при падении напряжения сети

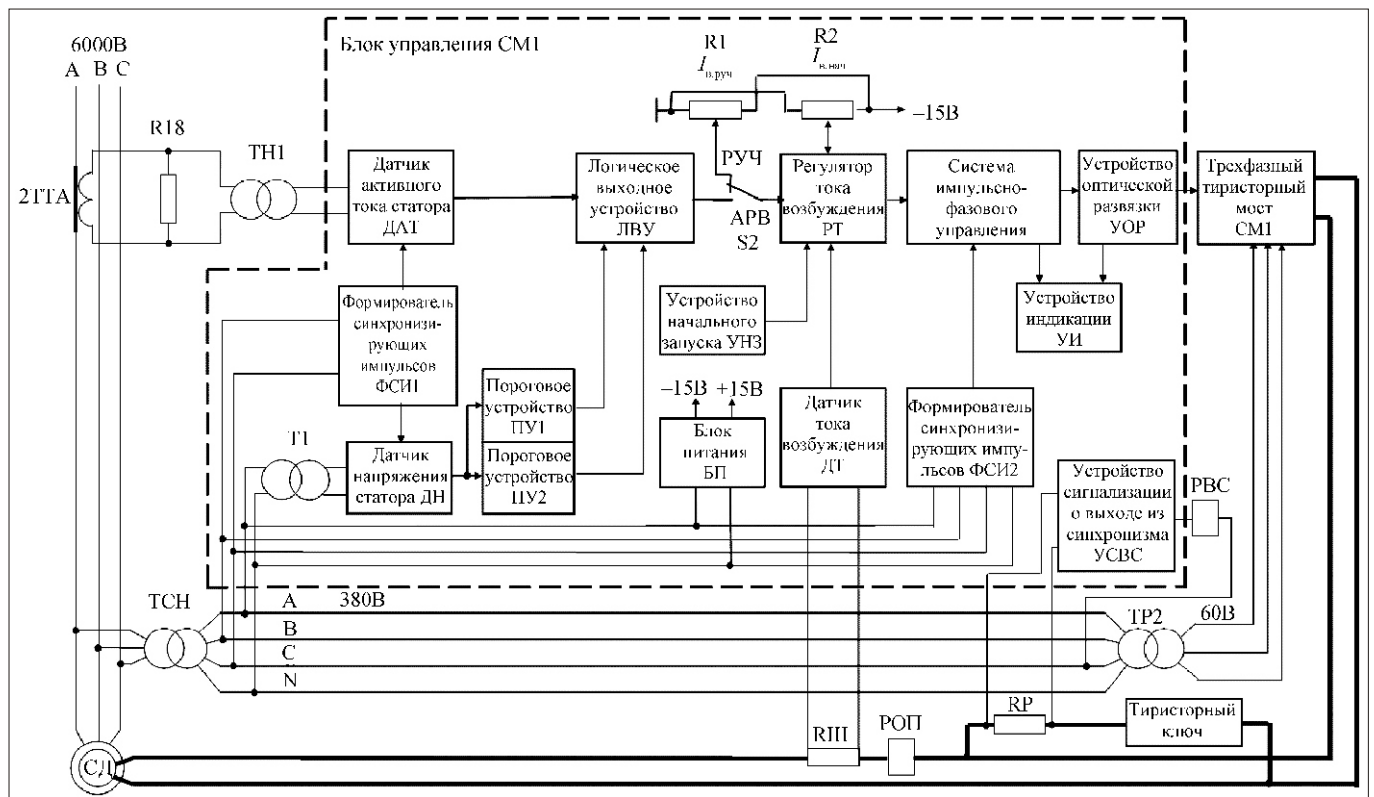


Рис. 7. Структурная схема блока управления силовым мостом

ниже 0,84 от номинального. Оба пороговых устройства работают по выходному напряжению датчика напряжения статора ДН.

Работа датчиков активного тока статора ДАТ и напряжения статора ДН синхронизируется с сетью с помощью формирователя синхронизирующих импульсов ФСИ1.

В автоматическом и ручном режимах на вход регулятора тока РТ поступает сигнал задания начального тока возбуждения  $I_{в.нач}$ . Ток возбуждения не может быть меньше начального тока возбуждения. Начальный ток возбуждения составляет около 60 % от номинального тока возбуждения и его величина может быть задана при наладке вручную за счет изменения тока  $I_{в.руч}$  для обеспечения наиболее выгодного режима работы синхронного двигателя [2].

### Система регулирования выходных координат электроприводов

Регулирование выходных координат электроприводов осуществляется по идентичной для всех приводов схеме, отличающейся только включением якорных цепей и обмоток возбуждения электродвигателей. На рис. 8 в качестве примера представлена структурная схема системы регулирования выходных координат привода подъема.

Основными элементами системы регулирования являются электронные блоки – моноблок и блок импульсного регулятора тока (БРТИ). Моноблок (рис. 9) – конструктивно и

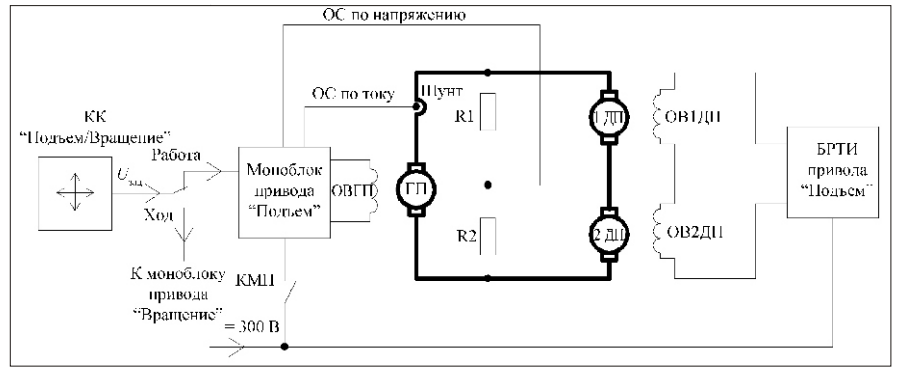


Рис. 8. Структурная схема системы регулирования выходных координат привода подъема: КК – командоконтроллер; КМЦ – контактор механизма подъема; БРТИ – блок импульсного регулятора тока; ГП, ДП – генератор и двигатели подъема

функционально законченное устройство, объединяющее полный набор цифровых модулей, необходимых для управления отдельным приводом главного механизма одноковшового карьерного экскаватора посредством регулирования тока независимой обмотки возбуждения генератора. Моноблок содержит регулятор, реализованный программно на базе микроконтроллера;

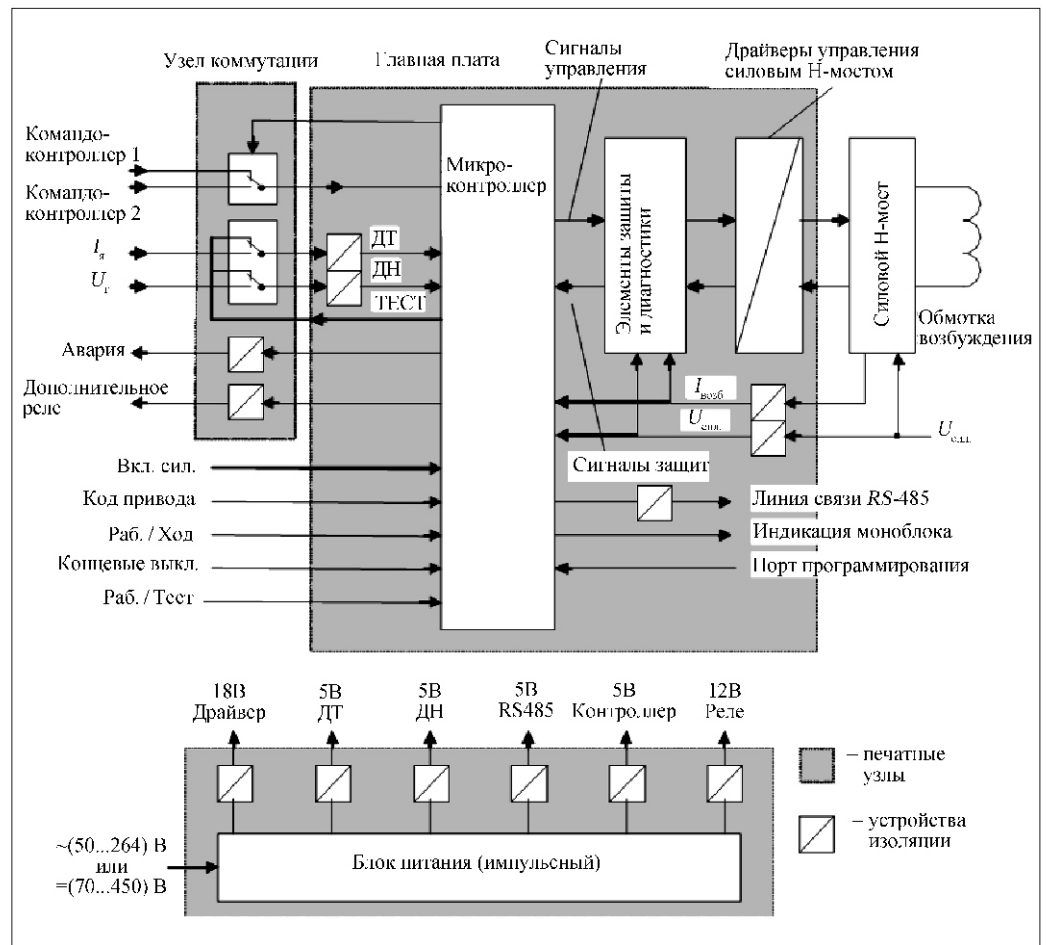


Рис. 9. Структурная схема моноблока

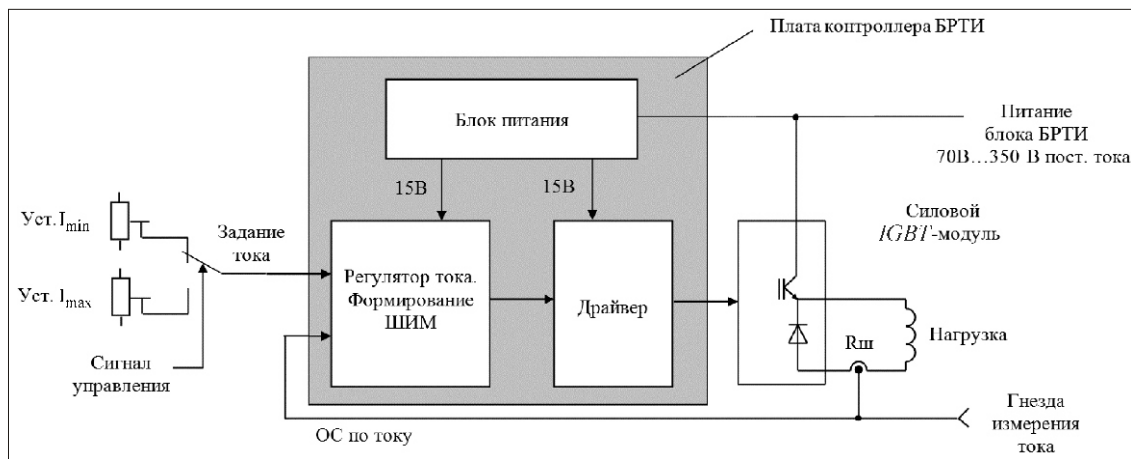


Рис. 10. Блок-схема БРТИ:

$I_{\min}$ ,  $I_{\max}$  — уставки тока нагрузки в режимах малого и большого тока

датчик тока  $ДТ$  якорной цепи; датчик напряжения  $ДН$  якорной цепи; силовой транзисторный мост ( $H$ -мост); драйверы управления силовым мостом; интерфейс RS-485.

Силовой транзисторный мост и драйверы образуют транзисторный возбудитель для питания обмотки возбуждения генератора, выполненный по схеме реверсивного широтно-импульсного преобразователя [1]. Выходным сигналом преобразователя является напряжение широтно-импульсной модуляции (ШИМ) частотой 1000 Гц, поступающее на независимую обмотку возбуждения генератора. Установка наладочных параметров регуляторов и контроль работы устрой-

ва выполняются с помощью универсального пульта наладчика [3].

Блок-схема БРТИ (рис. 10) представляет собой функционально законченное микропроцессорное устройство, предназначенное для установки и поддержания стабильного тока в нагрузке. Нагрузкой БРТИ в НКУ являются цепи возбуждения двигателей главных приводов, якорные цепи двигателя открывания днища ковша, генератора напора во время разгона преобразовательного агрегата, а также электромагниты тормозов в приводах напора и вращения. Выходным сигналом БРТИ является напряжение ШИМ частотой около 1000 Гц, подключенное к обмотке исполнительных электромашин.

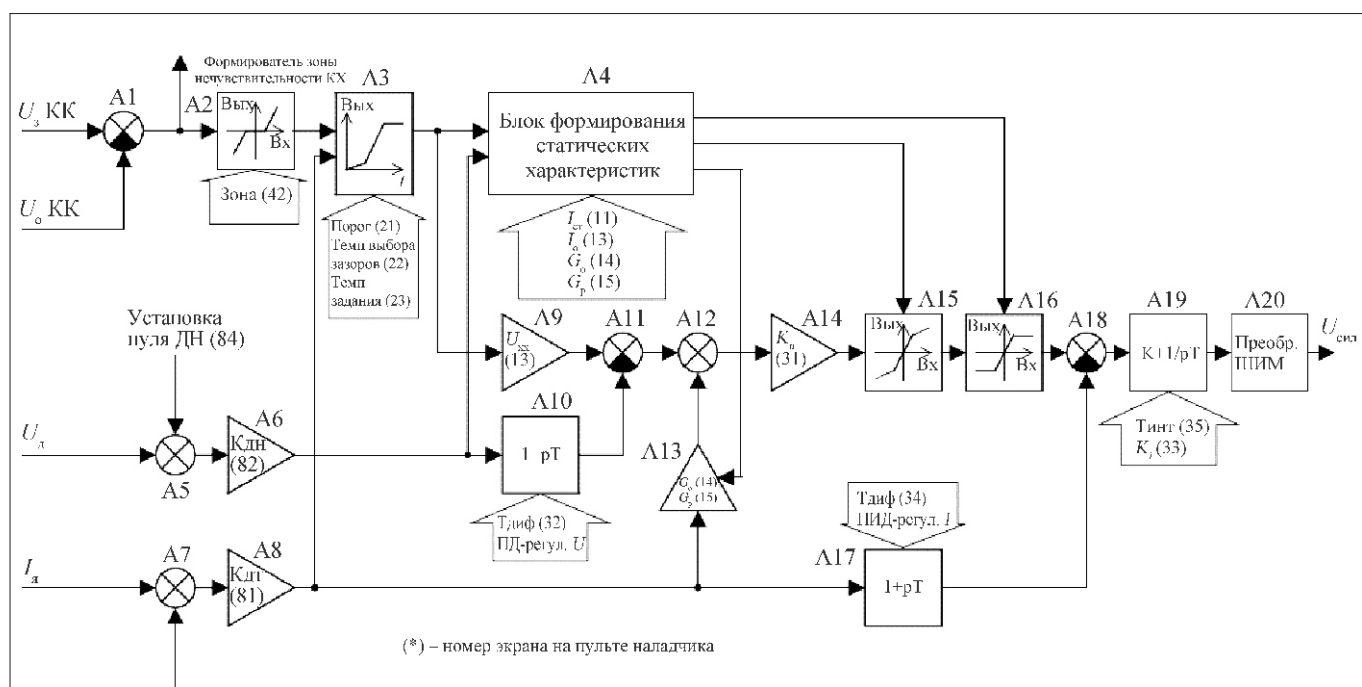
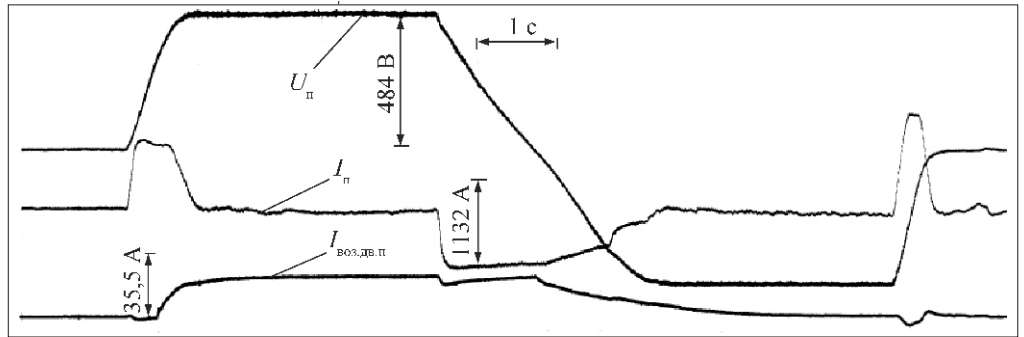


Рис. 11. Функциональная схема системы управления

Рис. 12. Привод подъема ковша экскаватора ЭКГ-4,6Б – осциллограммы процессов разгона, реверса и останова грузеного ковша:  
 $U_{\text{п}}$ ,  $I_{\text{п}}$  – напряжение и ток генератора;  $I_{\text{воз.дв.п}}$  – ток возбуждения двигателя



БРТИ позволяет устанавливать две переключаемые уставки тока нагрузки: режим малого тока  $I_{\text{min}}$  и режим большого тока  $I_{\text{max}}$  [3].

На рис. 11 представлена функциональная схема системы управления, которая выполнена по структуре с подчиненным регулированием координат и дополнительно содержит функциональные блоки формирования статических характеристик и выбора зазоров. В системе имеется положительная обратная связь с регулируемым коэффициентом, от которого зависит жесткость механической характеристики. Все функциональные блоки реализованы программно.

Система управления имеет следующие настроечные параметры: стопорный ток и ток отсечки, напряжение холостого хода, жесткость механической характеристики на рабочем участке и вблизи нуля задания, порог переключения темпа задания при выборе зазоров, темп задания скорости при выборе зазоров и в рабочем режиме, коэффициент усиления и постоянная времени дифференциальной части регулятора скорости, коэффициент усиления и постоянные вре-

мени интегральной и дифференциальной частей регулятора тока. Дополнительно устанавливаются смещение нуля и коэффициенты усиления датчиков напряжения и тока.

Систему управления отличают высокое качество и точность регулирования выходных координат электроприводов, простота и удобство наладки и обслуживания. На рис. 12 и 13 представлены осциллограммы соответственно переходных процессов разгона, реверса и останова привода подъема ковша экскаваторов ЭКГ-4,6Б и ЭКГ-8И.

#### Система логического управления электроприводом

Параллельно с задачей регулирования выходных координат электропривода система управления выполняет логическое управление в целях проверки возможности работы привода в том или ином режиме и подачи соответствующих сигналов разрешения и блокировок для обеспечения безопасности эксплуатации главных приводов и экскаватора в целом.

Система логического управления выполняет следующие функции: опрос состояния органов управления и исполнительных механизмов (реле, пускатели, контакторы); формирование необходимых блокировок; управление разгоном синхронного двигателя, включение и выключение главных и вспомогательных приводов; формирование последовательности сигналов на переключение режима работа-ход; ведение журнала текущих событий в энергозависимой памяти (глубина протокола 32 события); ведение журнала аварий в энергонезависимой памяти с сохранением данных для десяти предшествующих аварии событий (глубина протокола составляет 10 аварий); вывод информации о состоянии НКУ на индикаторные лампы и знакосинтезирующий дисплей пульта машиниста.

Система сбора данных и логического управления построена с использованием центрального контроллера I-7188XG и модулей удаленного сбо-

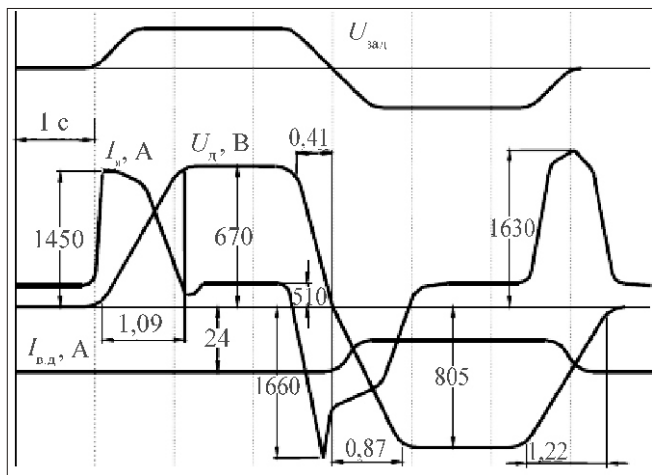


Рис. 13. Привод подъема ковша экскаватора ЭКГ-8И – аппроксимированные графики процессов разгона, реверса и останова порожнего ковша:  
 $U_{\text{зад}}$  – задающее воздействие;  $I_{\text{я}}$ ,  $U_{\text{д}}$ ,  $I_{\text{в.д}}$  – ток и напряжение якорной цепи и ток возбуждения двигателя

ра данных серии *I-7000* производства компании *ICP DAS*. Питание контроллера и модулей осуществляется от источника постоянного тока напряжением 12 В.

Связь центрального контроллера с модулями удаленного сбора данных осуществляется по последовательному интерфейсу в стандарте RS-485 по протоколу *DC ON* на скорости 19200 бод.

Обмен данными и командами между центральным контроллером и моноблоками приводов проводится с помощью оригинального микропроцессорного конвертора интерфейсов и протоколов (шлюзом). Со стороны контроллера обмен осуществляется по интерфейсу стандарта RS-232 с использованием протокола *Modbus*, причем шлюз является ведущим, а центральный контроллер – ведомым устройством. Со стороны моноблоков обмен осуществляется по интерфейсу RS-485 с использованием оригинального протокола, разработанного специально для НКУЭ-10МК.

В системе логического управления используются 95 дискретных входных и выходных сигналов. Основными сигналами управления являются следующие: разрешение главных приводов; включить возбуждение приводов подъема, напора, поворота; собрать якорные цепи напора, хода, поворота; пуск высоковольтного выключателя; разрешение разгона синхронного двигателя. Указанные сигналы формируются контроллером по заданным логическим выражениям на основе текущих значений входных дискретных сигналов состояния приводов и ключей управления.

### Компоновка электропривода

Комплектное устройство управления электроприводами экскаваторов включает моноблоки, расположенные в шкафу главных приводов, БРТИ, расположенные в шкафу главных приводов и шкафу управления тормозами (при наличии на экскаваторе электротормозов), пульт наладчика, шкаф вспомогательных приводов, блок управления выпрямителем в шкафу выпрямителей и разгона синхронного двигателя, шкаф освещения, шкаф контроля изоляции, командоконтроллеры, расположенные на пульте машиниста, блок импульсного регулятора тока.

НКУ имеют сертификаты соответствия и разрешение Ростехнадзора на применение.

### Результаты и преимущества модернизации системы управления электроприводом

Основными результатами модернизации являются: 1) уменьшение инерционности и повышение качества регулирования выходных координат электроприводов; 2) снижение динамиче-

ских нагрузок в переходных режимах и в режиме стопорения; 3) устранение зависимости наладочных параметров главных приводов от температуры; 4) высокий коэффициент форсировки напряжения возбуждения генераторов; 5) упрощение процесса наладки, когда все изменения параметров приводов проводятся на уровне программных коэффициентов; 6) устранение отрицательного воздействия на карьерные сети прямых пусков синхронного двигателя и увеличение ресурса преобразовательного агрегата; 7) автоматическая регулировка тока возбуждения синхронного двигателя в функции тока статора, что позволяет стабилизировать  $\cos \phi$  и снизить расход электроэнергии; 8) программная реализация блокировок и защит, что значительно уменьшает количество электромагнитных реле и повышает надежность и безопасность работы; 9) бесконтактное управление приводом открывания днища ковша; 10) замена кулачковых командоаппаратов надежными и высокоточными резистивными командоконтроллерами; 11) информирование машиниста экскаватора с помощью жидкокристаллического дисплея о текущем состоянии системы и ведение протоколов событий и аварий; 12) уменьшение количества и длины кабельных межблочных соединений в системе за счет применения распределенной системы сбора данных и управления.

Отдельно отметим близкие к оптимальным механические характеристики каждого главного электропривода, форма которых обеспечивает наилучшие технологические режимы работы приводов.

На основе многолетнего опыта эксплуатации модернизированных экскаваторов можно уверенно утверждать, что система управления главными электроприводами карьерных экскаваторов производства ЗАО "РобитЭкс" обладает отличительными особенностями и преимуществами, которые приводят к значимому повышению эксплуатационных показателей экскаваторов и горного предприятия в целом.

### Список литературы

1. **Устройство** низковольтное комплектное управления электроприводами экскаваторов типа НКУЭ-10МК. Руководство по эксплуатации ЮР 2692-02 РЭ. ЗАО "РобитЭкс", 2009.
2. **Блок** управления выпрямителем БУСМ1-М. Руководство по эксплуатации ЮР 0869 РЭ. ЗАО "РобитЭкс", 2000.
3. **Моноблок** ЮР 0638. Пульт наладчика ЮР 1101. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ЮР 0638 ТО. ЗАО "РобитЭкс", 2007.
4. **Глазенко Т.А.** Полупроводниковые преобразователи в электроприводах постоянного тока. Л.: Энергия, 1973.

## Автоматизированная система нечеткого управления движением ковша драглайна

*Сформулированы задачи автоматизации мощного шагающего экскаватора-драглайна. Разработана структура нечеткого регулятора транспортных движений ковша драглайна, приведены математическая модель драглайна и алгоритм формирования предельных траекторий транспортирования ковша драглайна. Предложена структура автоматизированной системы управления движением ковша драглайна. Изложены результаты испытаний системы с имитационной моделью объекта управления.*

**Ключевые слова:** автоматизация, драглайн, нечеткая логика, управление ковшом, безопасность.

L.D. Pevzner, T.O. Suleymenov, I.P.-S. Yugay

## System of Automated Control Movement Dragline Bucket

*The problems of automation of powerful walking draglines. The structure of fuzzy control movements dragline bucket, given the mathematical model dragline. The algorithm of forming limit trajectories transportation dragline operations. The structure of an automated traffic control systems dragline operations and tests of the system with a simulation model of object management.*

**Keywords:** automation, dragline, fuzzy logic, bucket control, safety.

Проблема повышения эффективности эксплуатации мощных экскаваторов-драглайнов решается не только в странах, производящих эти машины, но и в странах, эксплуатирующих их. Выполнение транспортных операций цикла в автоматическом режиме позволяет облегчить труд машиниста и создать условия для надежной, безаварийной работы, что в целом повысит эффективность эксплуатации экскаваторов [1, 2].

Создание на базе мощного драглайна универсальной выемочно-погрузочной машины сдерживается в настоящий момент отсутствием алгоритмов автоматического управления транспортными операциями ковша с прицельной разгрузкой переменного радиуса.

Изучение работ ученых США М. Костелло и Дж. Кайла [5 – 7], сотрудников университета штата Орегон, показало, что основной задачей американских исследователей является автоматизация траекторного движения рабочего органа – ковша драглайна в плоскости стрелы. В трудах этих ученых исследованы динамические процессы, характерные для траекторного движения ковша, оперативно-технологические возможно-

сти управления, поставлена задача безопасного управляемого движения ковша драглайна.

В работах австралийских ученых большое внимание уделяется проблемам учета и анализа технологических показателей эксплуатации как средства повышения эффективности использования драглайна [4, 5]. Задача повышения эффективности решается в рамках автоматизированного мониторинга технологического процесса экскавации.

Выполненный с глубиной двадцать пять лет анализ основных результатов исследований отечественных и зарубежных ученых позволяет утверждать, что задача синтеза алгоритмов автоматического управления транспортными операциями ковша мощного драглайна по-прежнему является актуальной.

Основные задачи, решаемые в автоматизированной системе управления транспортным движением ковша драглайна, заключаются в следующем:

1. Автоматизация процесса транспортирования груженого ковша драглайна на разгрузку и порожнего ковша на черпание с обеспечением необходимой точности позиционирования в ключевых точках траектории с сохранением пас-

портного быстродействия. Процесс черпания выполняется вручную машинистом экскаватора.

2. Обеспечение безопасности движения ковша экскаватора-драглайна на всех этапах экскавации.

3. Контроль основных рабочих параметров экскаватора-драглайна на всех этапах экскавации.

При разработке логической модели автоматизированной системы управления транспортным движением ковша драглайна для решения этих задач было решено использовать методы теории нечеткого управления, применение которых позволит максимально точно имитировать управление движением ковша машинистом на всем рабочем пространстве драглайна.

В качестве объекта моделирования использовалась математическая модель драглайна, разработанная Л.Д. Певзнером и А.Л. Мейлахсом. Движение рабочего органа драглайна складывалось из движения в плоскости канатов и стрелы драглайна и переносного движения поворотной платформы.

При составлении соотношений модели была принята классическая система допущений, влияние которых на адекватность математического описания детально представлено в работах [1, 2].

Нечеткий регулятор системы состоит из пяти функциональных блоков, изображенных на рис. 1. Управляющий сигнал поступает от машиниста по окончании процесса черпания, переводя регулятор из состояния наблюдателя в состояние управления. При этом в блоке выбора траектории происходит выбор "наилучшей" траектории движения ковша драглайна на разгрузку с учетом текущего состояния экскаватора. Данные о теку-

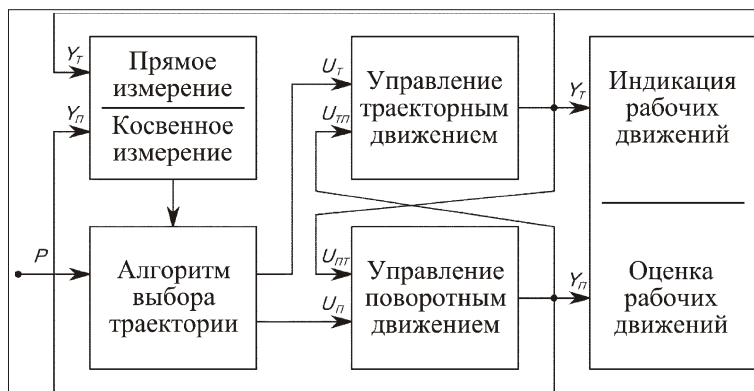


Рис. 1. Структурная схема нечеткого регулятора транспортных движений ковша драглайна

щем состоянии формируются в блоке измерений на основании сведений блоков управлений траекторным и поворотным движениями, зафиксированных в режиме наблюдателя в процессе черпания. После того как выбор "наилучшей" траектории выполнен, сигналы от блока траекторий поступают в блоки управления движениями, которые фактически осуществляют управление приводами экскаватора. Блок оценки и индикации движений обрабатывает информацию об управляющих сигналах, поступающих на приводы, и выдает результаты в установленном виде на видеотерминал оператора-машиниста.

В структуре нечеткого регулятора  $U_T, U_{PT}, U_{PTT}, U_P, Y_T, Y_P$  векторные переменные такие, что:

$U_T = (U_1, U_2)^T$  – вектор управления траекторным движением;

$U_{PTT} = (y, )^T$  – вектор влияния поворотного движения на траекторное;

$Y_T = (l_1, l_1, I_1, E_1, l_2, l_2, I_2, E_2, p, p, q, q, T_1, T_2)^T$  – вектор выхода подсистемы управления движением в плоскости стрелы, в котором:

$y$  – метрическое отклонение ковша от вертикальной плоскости и параметр связи плоского и поворотного движений;

$p, p, q, q$  – вспомогательные координаты плоского движения ковша и их производные по времени;

$l_1, l_2$  – длины подъемного и тягового канатов;

$l_1, l_2$  – скорости изменения длин подъемного и тягового канатов;

$E_1, E_2$  – ЭДС генератора электроприводов механизмов подъема и тяги;

$I_1, I_2$  – токи якорей электроприводов механизмов подъема и тяги;

$T_1, T_2$  – усилия в подъемных и тяговых канатах;

$U_P$  – сигнал управления поворотным движением;

$U_{PTT} = (p, p, q, q)^T$  – вектор влияния траекторного движения на поворотное;

$Y_P = ( , , M_{дв}, M, I, E)^T$  – вектор выхода подсистемы управления поворотным движением, в котором:

$I, E$  – ток и ЭДС генератора электропривода механизма поворота;

$M_{дв}, M$  – моменты, развиваемые соответственно двигателями поворота и механизмом поворота;

$\theta^0$  – угол поворота платформы и его начальное состояние;



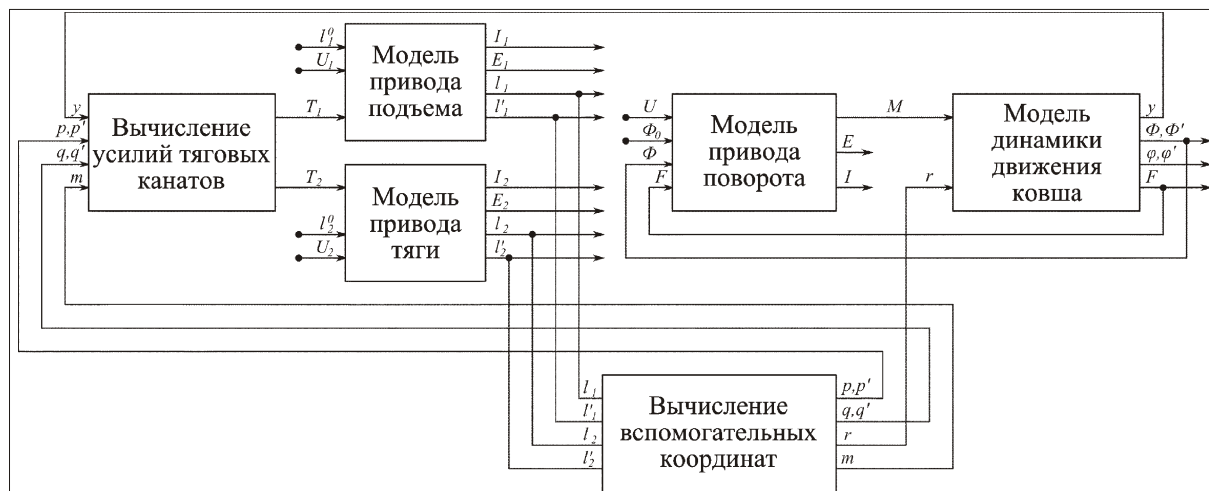


Рис. 2. Структура математической модели драглайна

– угловое отклонение ковша от плоскости стрелы.

Структура математической модели драглайна, предназначенной для модельных испытаний, изображена на рис. 2, где дополнительно к вышеприведенным приняты следующие обозначения:

$U_1$  и  $U_2$  – сигналы задания скорости для электроприводов механизмов подъема и тяги соответственно;

$m$  – значение массы ковша;

$l_1^0, l_2^0$  – начальные условия по длинам подъемного и тягового канатов;

$U$  – сигнал задания скорости для электропривода механизма поворота;

$r$  – приведенное расстояние от ковша до оси вращения платформы.

В модели можно выделить четыре функциональных блока, отвечающих за имитацию свойств реального объекта. Модели привода тяги, привода подъема и привода поворота – математические модели соответствующих электроприводов экскаватора. Модели вычисления усилий тяговых канатов и динамики движения ковша выполняют расчет движения ковша в рабочем пространстве во время движений на разгрузку и на черпание. И последний блок "Вычисление вспомогательных координат" выполняет расчет дополнительных величин, а также имитирует процесс загрузки ковша драглайна или черпания путем задания массы ковша.

Для реализации имитационной модели пространственного движения рабочего органа драглайна выбрана среда математического моделирования *Matlab* с пакетом *Simulink*. Выбор дан-

ной среды моделирования обусловлен особенностями поставленной задачи:

1) входной язык пакета моделирования развит достаточно для того, чтобы позволить построить иерархическую структуру модели, выполнить унификацию блоков и сигнальных связей;

2) набор средств входного языка пакета оказался достаточным для реализации соотношений математической модели, представленных в форме линейных и нелинейных алгебраических и дифференциальных уравнений;

3) пакет обладает достаточным набором численных методов решения сложных систем дифференциальных уравнений;

4) пакет обладает свойством расширяемости, состав базовых средств пакета можно пополнять или видоизменять, прибегая к программированию на алгоритмическом языке высокого уровня.

На основе представленной математической модели был проведен лингвистический анализ траекторных движений ковша. Геометрический синтез кусочно-предельных траекторий движения ковша выполнен согласно технологическим требованиям к транспортному перемещению ковша в плоскости стреловой конструкции и канатов [3] в предположении об идеальности приводов подъема и тяги.

В течение рабочего цикла ковш экскаватора-драглайна совершает два основных транспортных перемещения: на разгрузку и на черпание.

Основные технологические требования к движению ковша на разгрузку: траектория движения должна быть ортогональной к поверхности забоя на участке отрыва ковша, движение вдоль

траектории при входе ковша в сектор саморазгрузки должно иметь наискорейший темп, направление вектора скорости ковша на этом участке должно быть горизонтальным, участок траектории в зоне саморазгрузки наикратчайшим.

Основным технологическим требованием, накладываемым на движение ковша на черпание, является недопустимость в ходе движения провисания тягового каната, что может иметь место при опускании ковша в наискорейшем темпе к дальним точкам черпания. Траектория движения на черпание может быть ортогональной к поверхности забоя на участке достижения точки черпания, механизм подъема должен быть плавно заторможен для достижения "мягкого" касания ковшем поверхности забоя.

Нечеткая модель безопасного траекторного движения ковша драглайна получена путем "фаззификации" кусочно-предельных траекторий как идеальных программ движения для идеальных исполнительных приводов, с траекториями реального движения ковша при управлении им опытным машинистом-экскаваторщиком.

На рис. 3 представлены "фаззифицированные" траектории  $Z_1S_1S_2S_3S_4S_5R$ , соответствующие транспортированию груженого ковша на разгрузку, и  $RS_6S_7S_8Z_2$ , соответствующая транспортированию порожнего ковша на черпание, которые проходят через опорные точки дуг окружностей и эллипса с центрами в начале и конце стреловой конструкции  $O$  и  $A$ , которые составляют так называемые кусочно-предельные траектории  $Z_1P_1QR$  – подъема и  $RQP_2Z_2$  – спуска [3].

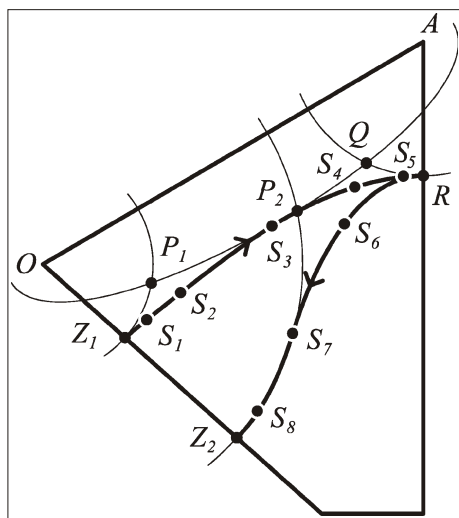


Рис. 3. Траектория реального движения ковша, наложенная на кусочно-предельную траекторию

Алгоритм формирования траекторий реального движения состоит из предварительного формирования кусочно-предельных траекторий, которые однозначно определяются начальными и конечными точками движения на разгрузку и черпание. Синтезированные траектории используются для формирования сигналов задания для нечеткого регулятора, в котором и происходит процесс "фаззификации".

Изложенный алгоритм управления предъявляет достаточно высокие требования к вычислительной мощности аппаратного решения. В системе в режиме реального времени одновременно происходят несколько процессов:

- отслеживание аварийных ситуаций;
- нечеткое управление траекторным движением;
- нечеткое управление поворотным движением;
- синхронизация поворотного и траекторного движений;
- восстановление величин технологических параметров, недоступных для прямого измерения;
- ведение журнала работ с описанием каждой операции;
- визуализация результатов работы для машиниста.

В то же время количество сигналов дискретных и аналоговых датчиков реального состояния системы невелико: измеряются лишь токи приводов и ЭДС генератора, длины канатов, угол поворота и сигналы задания машиниста.

В основе опытного образца автоматизированной системы управления транспортным движением ковша решено использовать промышленный контроллер с набором модулей ввода/вывода, удовлетворяющий следующим требованиям по производительности и эксплуатации:

- рабочий температурный диапазон:  $-10 \dots +40$  С;
- уровень защиты от пыли и влаги: *IP54* (согласно ГОСТ 14254–96);
- возможность сохранения работоспособности в течение 15 мин при отключении основного питания, наличие средств компенсации бросков тока в сети электропитания;
- выходные сигналы: три аналоговых сигнала в диапазоне 20 В с гальваноразвязкой;
- наличие полноценной компьютерной консоли, вычислительные возможности центрального процессора 400 МГц. Частота процессора обусловлена необходимостью обработки регуля-

тора и косвенной оценки технологических параметров с максимальным промежутком отклика – 50 мс.

Информация о текущих технологических параметрах объекта управления будет поступать в управляющий контроллер с различных датчиков, установленных на ключевых исполнительных узлах драглайна. Требуется измерять число оборотов валов лебедок подъема и тяги и привода платформы драглайна для определения длин канатов и угла поворота платформы. Для этих целей решено использовать бесконтактные датчики угла поворота. Достаточная разрешающая способность энкодеров составляет 10 бит, уровень защиты от пыли и влаги *IP56*, температурный диапазон от –30 до +40 С. Также необходимо в реальном времени измерять силу тока и напряжение в якорных цепях приводов драглайна. Современные драглайны имеют на борту монтажные шкафы, в которых реализована возможность подключения к шунтирующим цепям приводов, поэтому измерения можно проводить непосредственно модулями аналогового ввода.

Для промышленного образца выбран контроллер производства компании Advantech Adam 5550KW, удовлетворяющий отмеченным требованиям. В состав оборудования включены модули аналоговых, дискретных и частотных входов/выходов Adam 5017, 5024, 5055S, 5081. В качестве датчиков угла были выбраны бесконтактные инкрементные энкодеры AS5035 производства компании Austriamicrosystems AG, основанные на эффекте Холла. Схема подключения оборудования приведена на рис. 4.

На этапе проведения модельных испытаний образца автоматизированной системы управления в качестве промышленного контроллера использовался персональный компьютер. На нем выполнялась программа, модель регулятора на нечеткой логике, реализованная в среде программирования реального контроллера. Связь этого персонального компьютера и персонального компьютера, где реализовывался объект управления, осуществлялась при помощи плат АЦП–ЦАП, подключаемых в PCI–разъем. Таким образом, передача информационных и

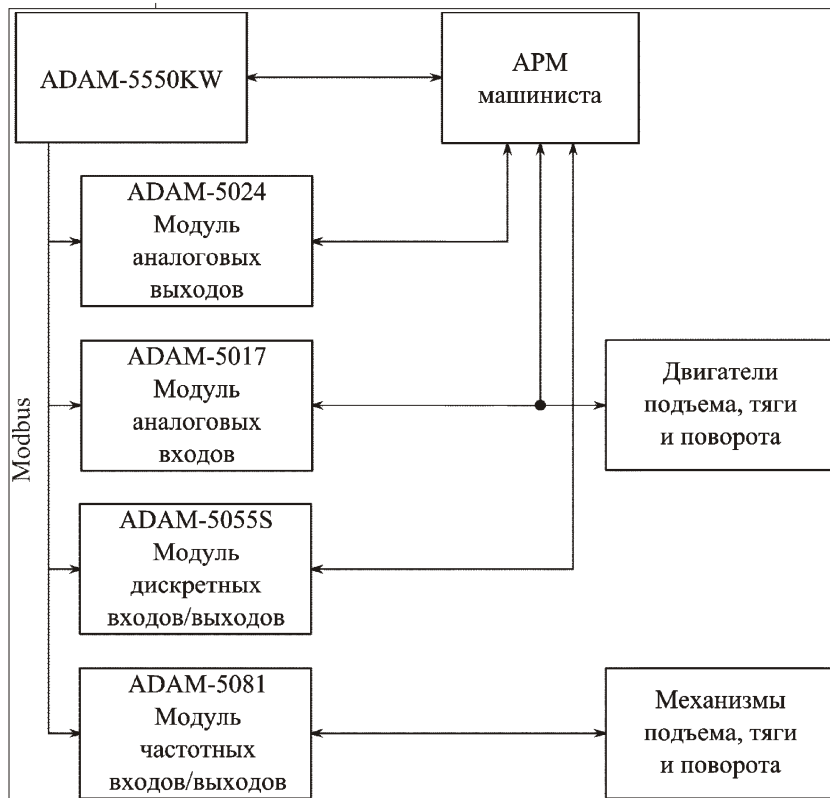


Рис. 4. Схема подключения оборудования автоматизированной системы управления транспортным движением ковша драглайна

управляющих сигналов проводилась по аналоговой шине, что дополнительно повысило достоверность результатов, полученных на данной имитационной модели. Структурная схема модели приведена на рис. 5.

Математическая модель драглайна реализована в среде *Matlab* в режиме реального времени, программа регулятора на нечеткой логике собрана в среде программирования *CoDeSys*. Дополнительно к имеющимся моделям драглайна и регулятора был специально написан модуль сопряжения оболочки *Matlab* и драйвера АЦП–ЦАП

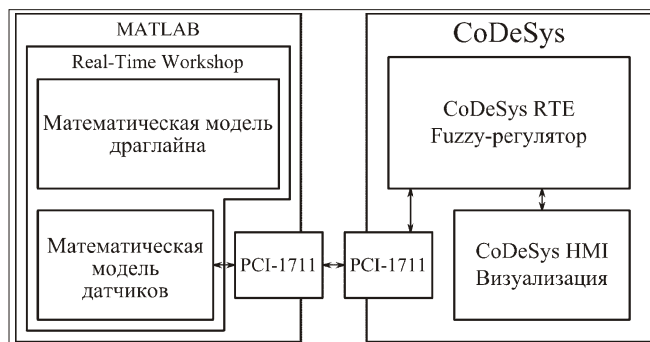


Рис. 5. Структурная схема имитационной модели автоматизированной системы управления транспортным движением ковша драглайна

платы — математическая модель датчиков для обмена данными между двумя компьютерами.

Весь цикл обработки входных данных, принятия решения и осуществления управляющих воздействий выполняется за 50 мс.

Вся основная информация сохраняется в базе данных на контроллере и может быть направлена в локальную вычислительную сеть предприятия.

Разработанная автоматизированная система управления транспортным движением ковша экскаватора-драглайна обладает следующими свойствами:

- позволяет выполнять процесс транспортирования ковша на разгрузку и черпание в течение времени, равного паспортному значению 60 с, при горизонтальном угле поворота 120° ;
- обеспечивает контроль и ведение подробно-го журнала работы экскаватора;
- повышает безопасность работ.

Дальнейшими этапами работы по исследованию интеллектуальной АСУ тяжелым шагающим драглайном станут перенос автоматизированной системы управления транспортным движением ковша на платформу программируемого логического контроллера, а затем апробация системы на реальном объекте со сбором подробной статистики и дальнейший анализ полученных экспериментальных результатов.

Принципиально новая техническая возможность нечеткой сети — это свойство "доучиваться" в процессе реального управления. Метод обучения сети, близкий к классическому, в течение нескольких рабочих циклов выполняет численную оценку целевой функции. Эта оценка используется для уточнения параметров. Недостат-

ком метода является его сложная численная реализация.

Дополнение нечеткой нейронной сети алгоритмом "обучения" в процессе реального управления придает нечеткому алгоритму управления поворотным движением ковша новый интеллектуальный уровень, способность не только воспроизводить действия опытного машиниста, но и отыскивать более эффективные приемы управления.

#### Список литературы

1. **Гриднев В.А.** Тенденции развития и опыт применения мощных шагающих драглайнов за рубежом. М.: ЦНИЭИУголь, 1980.
2. **Певзнер Л.Д.** Алгоритмический и структурный синтез автоматизированного управления шагающим экскаватором-драглайном: Дис. ... д-ра техн. наук. М.: МГИ, 1987.
3. **Мейлахс А.Л.** Разработка и исследование интеллектуальных алгоритмов управления мощным драглайном для расширения его технологических возможностей: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГГУ, 2004.
4. **Peter Ridley, Rindert Algra.** Dragline Bucket and Rigging Dynamics — Queensland University of Technology, GPO Box 2434, Brisbane 4001, Australia
5. **Costello M., Kyle J.** A Method for Calculating Static Conditions of a Dragline Excavation System using Dynamic Simulation — Department of Mechanical Engineering, Oregon State University, Corvallis, OR 97331, U.S.A.
6. **Kyle J., Costello M.** Comparison of Measured and Simulated Motion of a Scaled Dragline Excavation System — Department of Mechanical Engineering, Oregon State University, Corvallis, OR 97331, U.S.A.
7. **Hainsworth D.W., Corke P.I., and Winstanley G.J.** Location of a Dragline Bucket in Space Using Machine Vision Techniques — CSIRO Division of Exploration and Mining, Kenmore, Q 4069, Australia.

## Уважаемые читатели и авторы журнала!

Сердечно поздравляем Вас и Ваших коллег с Днем Шахтера — первым профессиональным праздником нашей страны. От всей души желаем Вам здоровья, благополучия и дальнейших успехов в Вашей так необходимой России деятельности.

*Редакционный совет,  
редакционная коллегия,  
редакция журнала  
"Горное оборудование и электромеханика"*

## Новый способ защиты трехфазных сетей от однофазных замыканий на землю

*Рассмотрен новый способ защиты трехфазных сетей 6...35 кВ с резистивно-заземленной нейтралью от однофазных замыканий на землю, основанный на контроле специально сформированных токов нулевой последовательности защищаемых линий. В соответствии с предложенным способом срабатывание защиты осуществляется при возникновении одновременно двух признаков повреждения на заданном интервале длительности поиска повреждения в сети.*

**Ключевые слова:** трехфазная сеть 6...35 кВ, резистивно-заземленная нейтраль, релейная защита, однофазное замыкание на землю, токи нулевой последовательности.

М.А. Bychin, M.L. Sapunkov, A.A. Khudyakov

## New Method of Protecting Three-Phased Mains from Monophase Ground Fault

*New method of protecting three-phased mains 6...35 kV with resistive grounded neutral from monophase ground fault was examined. It is based on the control of specially made current of neutral sequence of protected lines. Functioning of protection is carried out by fixation of two signs of damage to protected mains on assigned length of searching.*

**Keywords:** three-phased mains 6...35 kV, resistive grounded neutral, mono-phase ground fault, relay protection, current of neutral sequence.

Известны различные способы и устройства защиты от однофазных замыканий на землю (ОЗЗ) для электрических сетей 6...35 кВ с резистивным заземлением нейтрали. Однако, как показывает опыт эксплуатации, большинство защит во многих случаях работают неселективно и имеют недостаточную надежность [1].

К новым относится способ, основанный на контроле тока нулевой последовательности защищаемых линий и тока заземляющего резистора. При этом заземляющий резистор выполняется в виде двух последовательно соединенных секций, параллельно одной из которых подключается однонаправленный тиристорный ключ (рис. 1).

Суть способа заключается в том, что при возникновении в сети ОЗЗ, контролируемого пусковым органом защиты по напряжению нулевой последовательности, одну из секций заземляющего резистора шунтируют тиристорным ключом, формируя тем самым специальную форму кривой тока нулевой последовательности, используемого для целей защиты, именно на поврежденной линии [2].

Известно, что при ОЗЗ в сети с резистивным заземлением нейтрали токи нулевой последовательности неповрежденных линий обусловлены только собственными токами линий на землю. При этом ток нулевой последовательности поврежденной линии определяется суммарным то-

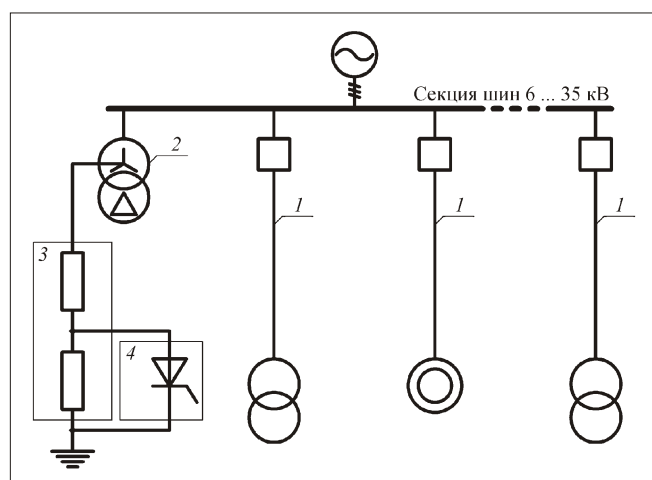
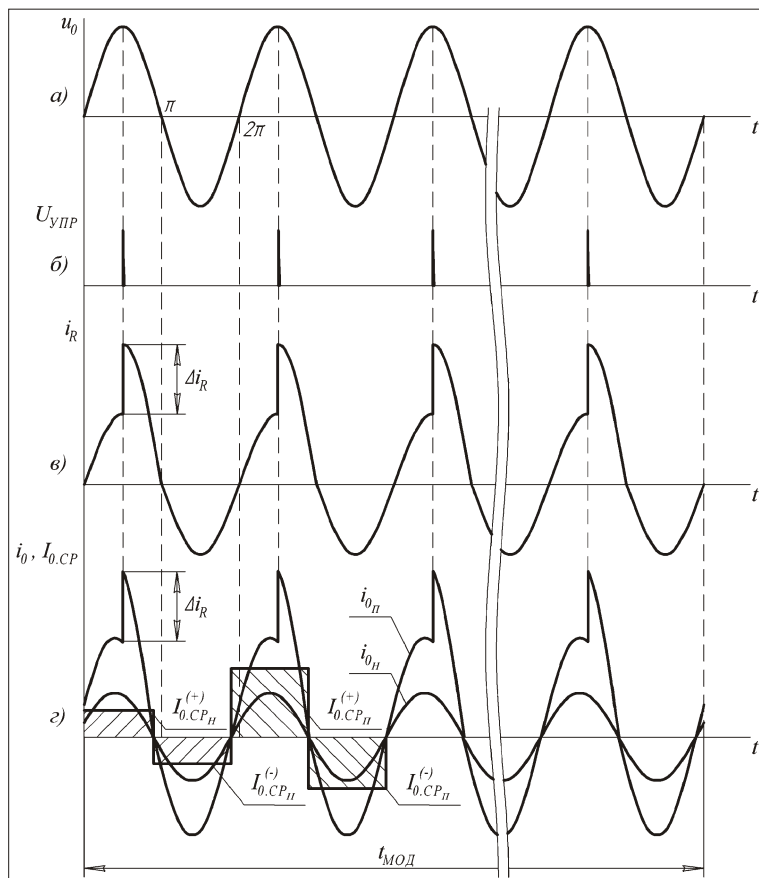


Рис. 1. Структурная схема сети с заземляющим резистором:  
1 – защищаемые ЛЭП; 2 – трансформатор присоединений; 3 – заземляющий резистор; 4 – однонаправленный тиристорный ключ



**Рис. 2. Временные диаграммы:**  
 а – изменение напряжения нулевой последовательности сети; б – изменение напряжения управления тиристора; в – изменение тока через заземляющий резистор; г – изменение тока нулевой последовательности поврежденной и неповрежденной линий сети

ком всех неповрежденных линий и током через заземляющий резистор [3].

Согласно новому способу защиты при возникновении ОЗЗ в сети проводят коммутацию (шунтирование) одной из секций заземляющего резистора с помощью однонаправленного тиристорного ключа. Причем угол открывания тиристора устанавливают таким, чтобы шунтирование части резистора проводилось кратковременно на долю полупериода напряжения смещения нейтрали сети (рис. 2, а, б).

В результате этого в моменты коммутации тиристора мгновенное значение тока через заземляющий резистор  $i_R$  увеличивается на некоторую

величину  $i_R$ , обуславливая увеличение на такую же величину мгновенного значения тока нулевой последовательности поврежденной линии  $i_{0n}$  (см. рис. 2, в, г). Это обстоятельство используется в способе как основной признак повреждения линии сети.

Для повышения достоверности выявления линии, на которой произошло ОЗЗ, служит второй признак повреждения, заключающийся в сравнении между собой среднего положительного  $I_{0,CP}^{(+)}$  и среднего отрицательного  $I_{0,CP}^{(-)}$  значения тока нулевой последовательности линии на соответствующих интервалах времени за полный период промышленной частоты (см. рис. 2, г). Очевидно, что на всех неповрежденных линиях при ОЗЗ в сети  $I_{0,CP_n}^{(+)} = I_{0,CP_n}^{(-)}$ . На поврежденной линии в результате увеличения тока в моменты коммутации секции заземляющего резистора величина  $I_{0,CP_n}^{(-)}$  будет превышать величину  $I_{0,CP_n}^{(+)}$ , что позволяет зафиксировать второй признак повреждения.

Стоит также отметить, что для повышения помехозащищенности и надежности защиты коммутацию заземляющего резистора проводят на модулированном интервале длительности поиска повреждения в сети ( $t_{МОД}$ ), который равен целому числу периодов напряжения смещения нейтрали сети.

#### Список литературы

1. **Борухман В.А.** Об эксплуатации селективных защит от замыканий на землю в сетях 6...10 кВ и мероприятиях по их совершенствованию // Энергетик. 2000. № 1.
2. **Пат. РФ №2352044. МПК Н02Н 3/16 (2006.1).** Способ защиты трехфазной сети с резистивно-заземленной нейтралью от однофазных замыканий на землю и устройство для его осуществления / М.Л. Сапунков, А.А. Худяков, М.А. Бычин. Оpubл. 10.04.2009. Бюл. № 10.
3. **Шуин В.А., Гусенков А.В.** Защиты от замыканий на землю в электрических сетях 6...10 кВ. М.: НТФ "Энергопрогресс", 2001.

УДК 622.242. (043.3)

Ю.Д. Красников, д-р техн. наук, проф., МГОУ

E-mail: mgou@mgou.ru

## Нетрадиционные ударные установки возвратно-вращательного действия

*Предложена конструкция импульсного двигателя возвратно-вращательного действия, даны область применения и параметры для шахт.*

**Ключевые слова:** импульсный двигатель, оболочка, ударный инструмент, энергия импульса.

Yu.D. Krasnikov

## Untraditional Shock Installations of Return-Rotary Action

*The impulse engine of return-rotary action is offered, the sphere of application and parameters for mines are given.*

**Keywords:** the impulse engine, shell, shock instrument, energy of an impulse.

Ранее [1, 2] было показано, что нетрадиционные ударные установки метательного действия могут быть как с возвратно-поступательным (рис. 1, а), так и с возвратно-вращательным (см. рис. 1, б, в) движением рабочего органа. Исследованием установлено, что последние обладают рядом характерных особенностей, которые могут быть использованы в разработке нетрадиционных технологий в горном деле и строительстве.

Основной особенностью, отличающей этот тип машины от традиционных ударных установок возвратно-поступательного действия – отбойных молотков, гидромолотов, перфораторов и т.п., является то, что рабочий орган этих машин наносит удары в направлении не вдоль, а поперек оси корпуса машины, что позволяет размещать их в малообъемные пространства – щели, скважины и др., и наносить удары по окружающим поверхностям

этих пространств в целях их разрушения или рыхления.

На рис. 2, 3 приведены схемы двух возможных вариантов ударной установки возвратно-вращательного действия. Здесь 1 – ударный инструмент, он может быть выполнен в виде клина, конуса, долота, ножа или пуансона с плоской поверхностью контакта с объектом; 7 – ресивер,

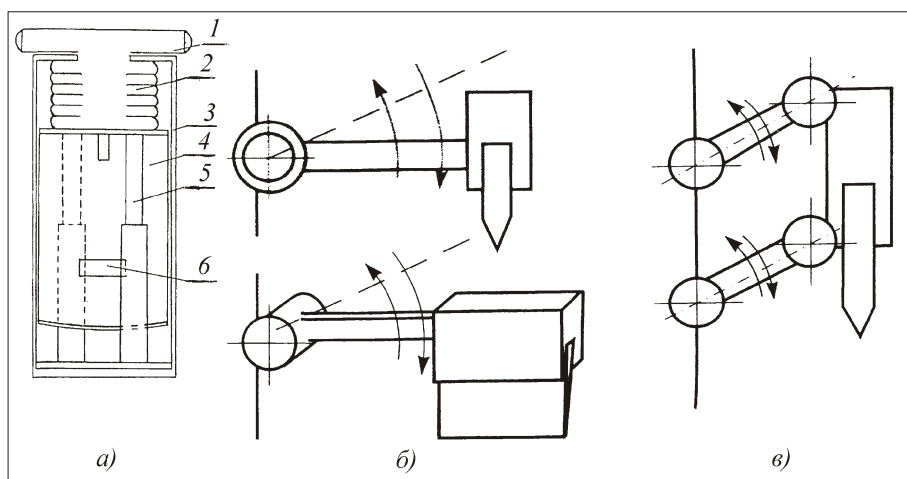


Рис. 1. Основные схемы исполнительных органов ударных машин метательного действия с возвратно-поступательным (а) и возвратно-вращательным (б, в) движениями:

1 – ресивер; 2 – пневмопружина на базе силовых оболочек; 3 – корпус; 4 – ударный инструмент (нож, била); 5 – гидроцилиндр; 6 – стопорный элемент

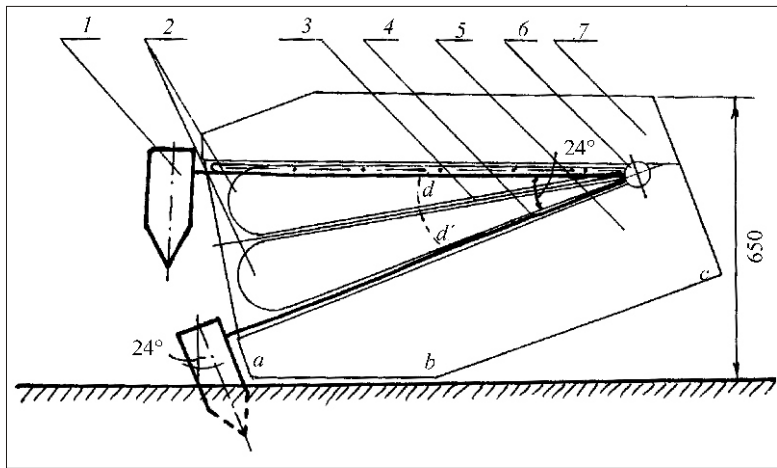


Рис. 2. Схемы ударной установки возвратно-вращательного действия с опорой картера *a-b*, параллельной плоскости забоя

где под различным давлением может находиться сжатый газ или воздух; 2 – силовые оболочки из резины и корда – стального или из арамида, работающих при среднем давлении 8 кгс/см<sup>2</sup> ( 0,8 МПа); подача сжатого газа или воздуха из ресивера в оболочки и обратно – от оболочек в ресивер происходит через специальные отверстия; 4 – стальная балка-рукоять, с одной стороны соединенная с рабочим инструментом 1, а с другой – с подшипником 6 (на рисунке показана только плоскость балки, контактирующая с нижней оболочкой), параметры балки таковы, что в ней может быть размещена часть ресивера; 3 – стальной бандаж, разделяющий обе оболочки – верхнюю и нижнюю – и контактирующий с

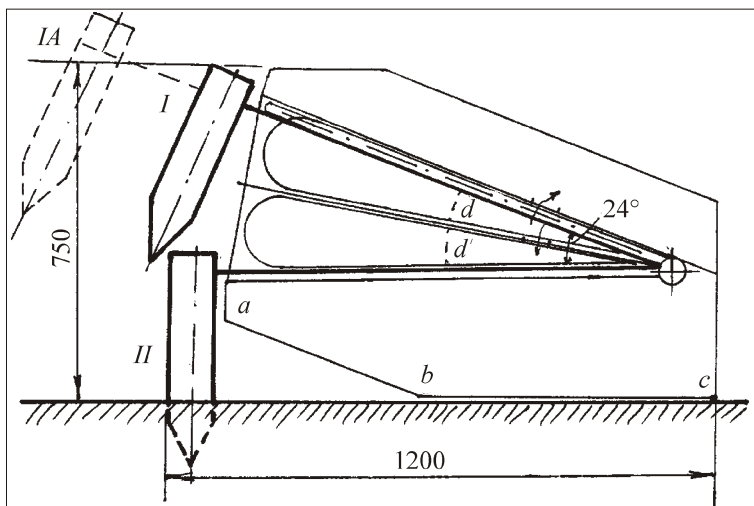


Рис. 3. Схема ударной установки возвратно-вращательного действия с опорой картера *b-c*, параллельной плоскости забоя:

*I* – предударное положение ударного инструмента скальвующего типа; *II* – положение ударного инструмента в момент удара; *IA* – выдвинутое положение ударного инструмента

ними; 5 – картер установки, в котором размещаются гидравлическая или механическая системы подъема балки в верхнее крайнее положение, ее фиксации в этом положении с помощью стопорного устройства, аппаратура, осуществляющая по команде срабатывание стопора и регулирующая частоту и энергию ударов в зависимости от сопротивляемости породного массива разрушению, опорный подшипник 6, механизм для гашения избыточной энергии при "простреле" рабочим органом препятствия – явлении, которое наступает, когда накопленная общая кинетическая энергия движущегося рабочего инструмента и балки превышает в данный момент работу сил сопротивления движению инструмента.

На рис. 3 показано, что рабочий орган может находиться в исходном предударном положении *I*, которому соответствует максимальный запас потенциальной энергии, и положении *II*, когда вся кинетическая энергия движущихся при ударе масс, преобразованная из потенциальной энергии пневмопружины, будет равна нулю. При постоянной подаче к установке энергии (гидравлической, электрической, пневматической) установка генерирует импульсы – удары по объекту (породному массиву, негабариту, мерзлomu грунту, бетону, асфальту, металлоконструкции, древесине и т.п.) с определенной частотой и энергией удара. Таким образом, ударная установка является нетрадиционным импульсным двигателем, который может работать как в автоколебательном режиме, так и в режиме вынужденных колебаний.

Двигатель может быть установлен внутри прочного корпуса (на рисунках не показан), присоединенного, в свою очередь, к базовой машине – очистному комбайну, стругу, ковшу или рукояти экскаватора, отвалу или рыхлителю бульдозера, автогрейдеру, исполнительному органу проходческого комбайна, траншекопателью и т.п.

Как следует из схем, представленных на рис. 2 и 3, импульсное воздействие рабочего инструмента на забой может быть организовано под различными углами атаки, что достигается за счет изменения угла ус-



тановки двигателя относительно плоскости ("груды") забоя.

На рис. 2 показан вариант, когда плоскость  $a-b$  картера двигателя будет установлена параллельно плоскости забоя.

В этом случае рабочий инструмент (била) будет своей заостренной частью воздействовать на массив под углом  $24^\circ$  (в данном конкретном случае), что окажет силовое воздействие с отрывом инструментом части "стружки" от массива, при котором будут проявляться растягивающие усилия, которые, как известно, в 6–10 раз меньше усилий сжатия.

Угол атаки  $24^\circ$  равен углу качания рукояти двигателя, а это, в свою очередь, определяет геометрические размеры самого двигателя. На рис. 3 показано расположение линии плоскости  $b-c$  картера параллельно линии забоя. При этом рабочий инструмент будет контактировать в момент удара с забоем под углом  $90^\circ$  к линии забоя. В этом случае при заостренной форме инструмента будет происходить скалывание участков забоя, а при плоской поверхности контактирующего с забоем инструмента массив будет испытывать сейсмические воздействия, что должно приводить к ускоренному трещинообразованию, ослаблению и, в том числе, к рыхлению массива на некоторую глубину, к повышению интенсивности газовыделения метана из пласта, к снижению сопротивляемости пласта разрушению и, следовательно, к увеличению до 30 см и более толщины снимаемой стружки у стругов.

Размер предлагаемой ударной установки с импульсным двигателем — длина 1200 мм, ширина 750 мм — позволяет размещать ее на корпусе комбайна между шнековыми рабочими органами или встраивать в корпус струга.

Другой отличительной особенностью рассматриваемого двигателя является его способность наносить в варианте схемы, показанной на рис. 3, удары на различных расстояниях от корпуса двигателя до объекта, что достигается смещением или увеличением длины рукояти вдоль балки ударного инструмента из положения  $I$  в положение  $IA$ . Это позволяет, не смещая картер 5 машины, наносить удары инструментом на различном его удалении от машины.

На рис. 2, 3 представлена схема двигателя с двумя силовыми оболочками, но возможны схемы с тремя и т.д. оболочками. Реальное наполнение схемы: силовая оболочка фирмы "Vetter"

(Германия) типа V35L (артикуль — № 1314018300, размерами 430 1150 мм, корд "Арамид", рабочее давление 0,8 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>), испытательное давление 1,2 МПа, толщина 25 мм. Максимальная высота двигателя при этом может составлять 750 мм (650 мм), длина 1200 мм (без раздвижки рабочего органа). При этом угол качания балки рабочего органа будет составлять  $24^\circ$ , каждой из двух оболочек —  $12^\circ$ . Угол атаки инструмента (см. рис. 2) по поверхности забоя в плоскости стояния картера машины  $a-b$  составит также  $24^\circ$ . Максимальная площадь контактов оболочек с контактирующими поверхностями при этом будет около 4945 см<sup>2</sup>, что при давлении 0,8 МПа обеспечит максимальное усилие на эти элементы 358 кН. Чем больше будет площадь опоры оболочки, т.е. ее длина, ширина, тем будет больше усилие, развиваемое оболочкой и, следовательно, энергия удара.

Важным является вопрос продольной и поперечной устойчивости оболочек, находящихся под давлением 0,8 МПа в секторе, ограниченном плоскостями ресивера, балки и бандажа и образующем угол  $12^\circ$ . Как следует из расчетов, оболочка, находящаяся под таким давлением, при коэффициенте трения резины по стали 0,25 не будет с трехкратным запасом устойчивости выдавливаться из сектора, даже без применения склеивания поверхностей. Однако поверхности оболочек и металлических листов должны соединяться друг с другом с помощью клея или вулканизации. Это наряду с повышением продольной устойчивости оболочек необходимо для герметизации достаточно широких проходных отверстий в оболочках, листах и бандаже и для обеспечения свободного перетекания сжатого газа (воздуха) из ресивера в оболочки и обратно. Поперечная устойчивость оболочек обеспечивается поперечной жесткостью силовых плит, бандажа и прочностью клеевого соединения этих деталей с оболочкой.

В лабораторных условиях проводились исследования силовой оболочки, выполненной из резинокордного рукава, расположенного внутри сектора, образованного плоскостями, под углом  $24^\circ$ . Испытания показали, что продольная и поперечная устойчивость оболочек в секторе при испытаниях этой установки были надежно обеспечены.

Для указанных выше данных параметров оболочки ее точка  $d$ , находящаяся посередине обо-

лочки при ее максимальной раздвижности пройдет путь около 100 мм. Этой раздвижности оболочки типа V35L соответствует развиваемое усилие оболочки, равное 160 кН. Таким образом, среднее усилие, развиваемое одной оболочкой за цикл, составит около 260 кН. Так как при этом общее перемещение двух оболочек по линии  $d-d$  составит 200 мм, то высвобождающаяся при этом энергия импульса (удара) составит  $5,2 \cdot 10^4$  Дж при высоком КПД, что в значительной мере обеспечивается подшипником качения б. Для сравнения – гидромолот фирмы "Крупп", выполненный по традиционной схеме "бок-инструмент", имеет длину более 3 м, ширину около 1,5 м, массу более 7 т и развивает энергию удара  $10^4$  Дж, что в 3,5 раза меньше рассматриваемого варианта.

Чтобы получить с помощью буровзрывных работ (БВР) в шахте направленный в угольный пласт ударный импульс с энергией  $1,5 \cdot 10^4$  Дж, потребуется, согласно расчетам, заряд тротила массой около 5 кг. Если в пластах мощных и средней мощности для их сейсмической безвзрывной обработки установить три подобных рассмотренным ударные установки (у почвы, кровли и в середине пласта), то суммарная энергия ударного воздействия вдоль пласта составит около  $1,5 \cdot 10^5$  Дж, что в случае применения БВР потребует заряд тротила массой около 15 кг. Ясно, что в реальных условиях применение БВР для формирования ударных импульсов с такими параметрами невозможно из-за требований к устойчивости кровли, безопасности работ, расхода ВВ.

Если работа импульсного двигателя будет происходить с частотой 1 удар в секунду, то тогда максимальная мощность двигателя составит около 50 кВт, а часовая расходуемая энергия – 50 кВт ч.

Так как рассматриваемая ударная установка при сравнительно малых габаритах может работать при любом ее положении даже в малом пространстве и наносить удары в любом направлении пространства, то это позволяет применять ее в различных технологических схемах, например при предварительном ослаблении угольных, калийных и других пластов [2], при ведении проходческих работ, при расширении скважин, ремонте горных выработок и т.п. При этом, если применять на несущей балке в качестве рабочего органа плоский нож, то он может быть ориентирован как вдоль, так и поперек оси рукояти-балки (см. рис. 1, б), а возможность перемещать рабочие инструменты вдоль рукояти, смещая их на некоторое расстояние от двигателя, позволяет располагать установку (двигатель) в безопасном месте и вести работы на удалении от опасной зоны, где присутствие людей невозможно или недопустимо.

#### Список литературы

1. Ковшов А.Н., Красников Ю.Д., Ружицкий В.П. Технологические перспективы применения ударных машин метательного действия // Горный журнал. 2003. № 4–5.
2. Красников Ю.Д. Мощная непрерывная сейсмическая и усталостная обработка пластов как один из методов повышения безопасности и экономической эффективности угольных шахт // Уголь. 2008. № 10.

---

## Вниманию читателей!

Следующий, сентябрьский, номер журнала посвящен деятельности ОАО "Ураласбест", применяемому предприятием технологическому оборудованию, планам по расширению номенклатуры выпускаемой продукции.

## Вероятностная модель движения горной массы в вибротранспортной машине<sup>НГ</sup>

*Описан процесс безотрывного движения куска горной массы по поверхности рабочего органа вибротранспортной машины при случайном изменении статического и кинематического коэффициентов трения. Изложены результаты экспериментов.*

**Ключевые слова:** транспортирование горной массы, коэффициент и сила трения, уравнение движения, скорость, перемещение.

A.I. Afanasiev, A.Yu. Zakamennykh

## Probabilistic Model of the Movement of Mining Mass Vibration Transport Machine

*The paper describes the process of separation-free motion of a piece of the mining mass on the surface of the working body vibration transport machine with a random change of the static and kinematic coefficient of friction. The results of experiments.*

**Keywords:** transportation of mining mass, and coefficient of friction, frictional force, the equation of motion, speed, movement.

Транспортирование горной массы является одной из основных операций при разработке месторождений полезных ископаемых, а также составной частью одного из технологических процессов обогащения – грохочения. Производительность работы вибротранспортных машин (ВТМ) определяется скоростью перемещения горной массы по рабочей поверхности. Современные ВТМ работают при факторе режима  $\Gamma > 1$ , т.е. с подбрасыванием материала [1, 2]. В результате исследований установлено, что для материалов крупностью меньше 1...2 мм "полубыстроходный" [3] режим движения горной массы при грохочении более эффективен, чем "быстроходный" [4].

Исследованию влияния различных факторов на скорость движения горной массы по вибрирующему рабочему органу посвящен ряд работ [1–3, 5–7]. В этих работах, при определении скорости частицы, предполагается постоянство коэффициента трения на всех этапах движения. В трудах Л.И. Барона [8, 9] приводятся трибологические характеристики горных пород, которые показывают, что одна и та же горная порода имеет различные коэффициенты трения. Наши опыты с различными типами руд, а также и нерудных горных пород, подтверждают тот факт, что

коэффициент трения не является постоянным, и для каждой горной породы он изменяется в определенных пределах. При безотрывном вибротранспортировании этап движения частицы сменяется этапом покоя и, соответственно, случайный кинематический коэффициент трения сменяется статическим. Поэтому приведенные в известных работах расчетные зависимости из-за изменения начальных условий на каждом этапе не всегда объективно отражают процесс вибротранспортирования.

Целью данных исследований являлись разработка стохастической модели вибротранспортирования-грохочения горной массы в "полубыстроходном" режиме и экспериментальная проверка адекватности полученных зависимостей.

В результате экспериментов с 15 видами горных пород установлено, что их коэффициент трения по стали зависит от многих факторов, изменяется в определенном диапазоне и является случайной величиной. В первом приближении, с достаточной для практики степенью точности, распределения статического и кинематического коэффициентов трения можно описать нормальным законом.

Для определения средней скорости транспортирования, движение куска по вибрирующей по-

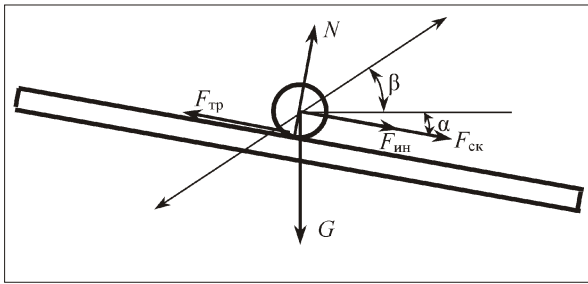


Рис. 1. Схема сил, действующих на частицу

верхности ВТМ рассматривалось на нескольких этапах.

*Первый этап движения.* Кусок горной породы и рабочий орган движутся совместно. Движение куска начинается с момента, когда направленная вдоль его поверхности сила инерции ( $F_{ин}$ ) и скапывающая ( $F_{ск}$ ) станут больше силы трения ( $F_{тр}$ ):  $F_{ин} + F_{ск} > F_{тр}$ . Время начала движения куска ( $t_n$ ) определяется величиной статического коэффициента трения. Если величина случайного статического коэффициента трения окажется такой, что время начала движения будет больше или равно четверти периода колебаний ( $t_n = T/4$ ), то движения куска в данном цикле колебаний не произойдет, так как при ( $t = T/4$ ) начинается уменьшение ускорения рабочего органа.

Схема действия сил на кусок горной породы, который условно обозначен как сфера, приведена на рис. 1.

Момент начала движения куска (время  $t_n$ ) относительно рабочей поверхности находится после решения уравнения равновесия ( $F_{ин} = F_{тр} - F_{ск}$ ) из формулы

$$t_n = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{f_c g \cos \alpha - g \sin \alpha}{A_0 \omega^2 [( \cos \alpha ) - f_c \sin \alpha ]}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – угол вибрации,  $\beta$  – угол наклона рабочего органа,  $\omega$  – угловая частота собственных колебаний рабочего органа ВТМ,  $c$  – статический коэффициент трения пары "кусочек горной породы–сталь";  $A_0$  – амплитуда колебаний рабочего органа, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

*Второй этап движения* ( $t_n < t < T/4$ ). На этом этапе движущей силой является сила, равная по модулю силе трения, которая сдвигает кусок относительно рабочего органа. Ускорение рабочего органа увеличивается до максимального значения ( $A_0 \omega^2$ ). Рабочий орган и кусок движутся в одном направлении. Дифференциальное уравнение движения куска относительно рабочего органа на втором этапе имеет вид

$$\ddot{X}_2 = f_k [g \cos \alpha - A_0 \omega^2 (\cos \alpha) \sin \omega t] - g \sin \alpha, \quad (2)$$

где  $f_k$  – кинематический коэффициент трения.

После двукратного интегрирования получим величину перемещения куска на втором этапе

$$X_2 = 0,5 f_k g t^2 \cos \alpha - f_k A_0 \sin \alpha \sin \omega t + C_1 t + D, \quad (3)$$

Используя начальные условия второго этапа (при  $t = t_n$  скорость и перемещение куска относительно рабочего органа равны нулю), находят постоянные интегрирования  $C$  и  $D$ .

Определив значения скорости ( $\dot{X}_2 = v_2$ ) и перемещения ( $X_2 = S_2$ ) куска в конце второго этапа ( $t = T/4$ ), находим начальные условия третьего этапа.

На *третьем этапе* ( $T/4 < t < T/2 - t_0$ ) кусок и рабочий орган движутся в противоположных направлениях. При этом ускорение рабочего органа уменьшается по величине, но не по направлению, а скорость куска увеличивается. Длительность третьего этапа ( $t_3 = T/4 - t_0$ ) находится после решения уравнения равновесия – сила трения скольжения равна силе инерции. Время  $t_0$  можно определить из формулы (1) при подстановке в нее кинематического коэффициента трения ( $f_k$ ) вместо статического ( $f_c$ ).

Используя уравнение (2), можно определить скорость и перемещение куска на третьем этапе:

$$\dot{X}_3 = f_k [g t \cos \alpha - A_0 \sin \alpha \cos \omega t] - g t \sin \alpha + C_1; \quad (4)$$

$$X_3 = 0,5 f_k g t^2 \cos \alpha - f_k A_0 \sin \alpha \sin \omega t + C_1 t + D_1. \quad (5)$$

Скорость ( $v_3 = \dot{X}_3$ ) и перемещение ( $X_3 = S_3$ ) куска в конце третьего этапа при  $t = T/2 - t_0$  определяют начальные условия четвертого этапа.

На *четвертом этапе* ( $T/2 - t_0 < t < T/2$ ) сила инерции становится меньше силы трения и последняя тормозит движение куска. Скорость и перемещение куска на четвертом этапе находят соответственно из уравнений

$$v_4 = v_3 + \int_0^{t_0} (f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha) dt_4 + \int_{T/2 - t_0}^{T/2} f_k A_0 \omega^2 \sin \alpha \sin \omega t dt; \quad (6)$$

$$X_4 = v_3 t_4 + \int_0^{t_4} (f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha) dt_4 \quad (7)$$

$$f_k A_0 \sin(\alpha) \cos \alpha \int_{T/2 - t_0}^{T/2} t dt,$$

где  $t_4$  – время, отсчитанное от  $t = T/2 - t_0$  до  $T/2$ .

На *пятом этапе* ( $T/2 - t_0 < t < T/2 + t_{50}$ ) сила трения тормозит кусок до полной остановки его на рабочем органе. Уравнения движения куска на пятом этапе имеют вид

$$v_5 = v_4 + \int_0^{t_{50}} (f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha) dt_5 \quad (8)$$

$$f_k A_0 \sin^2(\alpha) \int_0^{t_{50}} \sin \alpha dt_5;$$

$$X_5 = v_4 t_5 + \int_0^{t_{50}} (f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha) t_5 dt_5 \quad (9)$$

$$f_k A_0 \sin(\alpha) \cos \alpha \int_0^{t_{50}} t_5 dt_5,$$

где  $t_5$  – время, отсчитанное от  $t = T/2$  до  $T/2 + t_{50}$ .

Время окончания пятого этапа ( $t_{50}$ ) находится в результате решения трансцендентного уравнения (8) при подстановке в него конечных условий:  $t_5 = t_{50}$ ;  $t = T/2 + t_{50}$ ;  $v_5 = 0$ . Так как  $v_4 > 0$  и  $f_k g \cos \alpha > g \sin \alpha$ , то время окончания пятого этапа ( $t_{50}$ ) без существенной погрешности можно определить из формулы

$$t_{50} = \frac{1}{2} \left\{ \left[ \frac{(f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha)^2}{(A_0 \sin^2(\alpha))} \right]^{0.5} + \left[ \frac{2[v_4 + A_0 f_k \sin(\alpha)]}{A_0 f_k \sin(\alpha)} \right]^{0.5} \right\} \quad (10)$$

$$\frac{(f_k g \cos \alpha - g \sin \alpha)}{A_0 f_k \sin^2(\alpha)}.$$

При определенном соотношении параметров режима вибротранспортирования и коэффициента трения во время движения рабочего органа от нижнего положения вверх возможно движение груза назад. Этот режим будет наблюдаться при выполнении условия

$$0,5T - t_{50} - t_{60} < 0, \quad (11)$$

где  $t_{60}$  – время, определяемое из условия равновесия куска ( $F_{\text{ин}} - F_{\text{ск}} = F_{\text{тр}}$ ) на рабочей поверхности по формуле (1) при подстановке в него кинематического коэффициента трения  $f_k$ .

Дифференциальное уравнение движения груза назад (вверх) по рабочему органу имеет вид

$$\ddot{X}_6 = f_k [g \cos \alpha - A_0 \sin^2(\alpha) \sin t] - g \sin \alpha. \quad (12)$$

Длительность этого (*шестого*) этапа движения куска находится из уравнения

$$t_6 = 0,5T - t_{50} - t_{60}. \quad (13)$$

Используя конечные условия пятого этапа ( $t = t_{50}$ , скорость и перемещение куска равны нулю), находятся скорость и перемещение куска на шестом этапе:

$$v_6 = g t (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) + A_0 \sin(\alpha) \cos \alpha t \quad (14)$$

$$t_{50} g (f_k \cos \alpha - \sin \alpha);$$

$$X_6 = 0,5 g t^2 (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) + f_k A_0 \sin(\alpha) \sin t \quad (15)$$

$$0,5 t_{50}^2 g (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) + t_{50} g (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) A_0 \sin(\alpha).$$

Подставив в уравнения (14) и (15) время окончания шестого этапа ( $t_6 = 0,5T - t_{60}$ ), находятся начальные условия седьмого этапа ( $v_6$ ;  $X_6$ ).

Скорость движения куска на *седьмом этапе* (торможение куска) находится из уравнения

$$v_7 = v_6 + g t (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (16)$$

$$f_k A_0 \sin(\alpha) \cos \alpha t.$$

В конце седьмого этапа скорость куска равна нулю, следовательно, его длительность ( $t_7$ ) находится после решения трансцендентного уравнения

$$v_6 + g t_7 (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) + f_k A_0 \sin(\alpha) [\cos \alpha (0,5T - t_{60} - t_7) - \sin \alpha (0,5T - t_{60})] = 0. \quad (17)$$

Таким образом, зная время окончания седьмого этапа, можно определить перемещение куска

$$X_7 = v_6 t_7 + 0,5 g t_7^2 (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) + f_k A_0 \sin(\alpha) \sin t_7. \quad (18)$$

Среднюю скорость движения куска по рабочему органу, зная его перемещения (с учетом знака, т.е. направления движения) на каждом этапе ( $S_i$ ), можно определить из формулы

$$v_{\text{тр}} = (S_i) / T. \quad (19)$$

При изменяющихся случайным образом коэффициентах статического и кинематического трения вычисление скоростей движения кусков горной породы по рабочему органу возможно только на ПЭВМ. Для этого, используя приведенные выше формулы, был разработан алгоритм, в котором коэффициенты трения опреде-

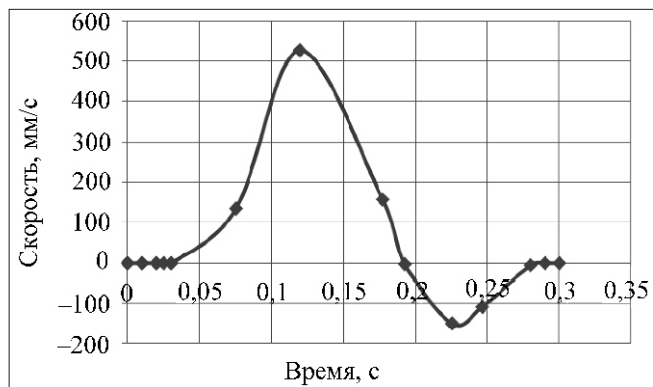


Рис. 2. Скорость движения куска горной массы при случайном изменении коэффициента трения

лялись известным методом обратных функций с использованием генератора равномерно распределенных случайных чисел.

Проверка адекватности полученных зависимостей проводилась путем сравнения расчетных и экспериментальных скоростей, полученных на резонансном вибропитателе с импульсным линейным двигателем. Режимные параметры процесса вибротранспортирования (перемещение рабочего органа и масса груза на нем, время, длина транспортирования груза, амплитуда колебаний) фиксировались при помощи цифровой видеокамеры, цифрового двухканального осциллографа АСК-3106-PO1, соединенного с ПЭВМ *Aspire 5580/5570/3680 Series*, и контролировались при помощи секундомера и измерительной линейки. Каждый опыт повторялся не менее 5 раз.

В качестве транспортируемого груза были взяты выпиленные из массива куски серого гранита массой от 5 до 12 кг. Кинематический коэффициент трения горной породы по стали был равен 0,38...0,42 (среднее значение 0,4), а статический коэффициент трения — 0,5...0,55. Амплитуда колебаний рабочего органа  $A_0 = 18$  мм, резонансная частота  $f_p = 3,33$  Гц, угол вибрации  $\alpha = 30^\circ$ , угол наклона рабочего органа  $\beta = 0^\circ$ . На рис. 2 приведена зависимость скорости движения куска горной массы, рассчитанной по приведенным выше данным. Средняя за цикл расчетная скорость транспортирования куска была равна 10,7 см/с. Экспериментально определенная скорость транспортирования единичного куска была зафиксирована в диапазоне 10...11,1 см/с. При транспортировании слоя горной массы толщиной не более 3 средних диаметров эта скорость снижается на 10...15 %.

На рисунке видно, что для данных соотношений коэффициентов трения и параметров вибрации имеет место движение куска назад. При про-

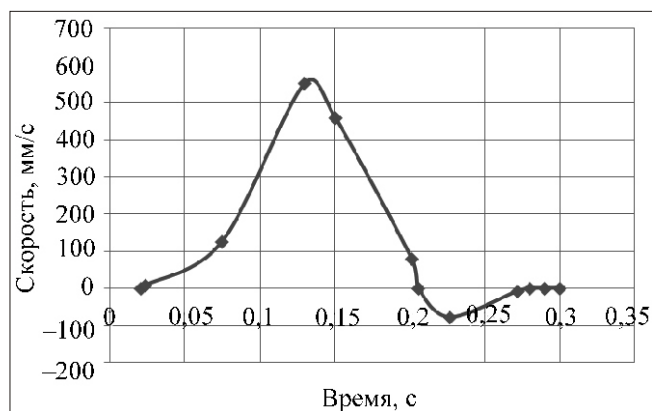


Рис. 3. Скорость движения куска горной массы при постоянном коэффициенте трения

хождении относительно мелких фракций это способствует повышению эффективности процесса. Расчет скорости передвижения частицы при постоянном коэффициенте трения, как это рекомендуется в [1–3, 5–7], дает существенную ошибку. На рис. 3 приведена зависимость скорости движения куска горной массы при постоянном коэффициенте трения, равном 0,4.

Средняя за цикл расчетная скорость транспортирования куска оказалась равной 15,7 см/с, что существенно больше, чем определенная экспериментально.

Полученные результаты хорошо согласуются с данными исследований И.Ф. Гончаревича и А.О. Спиваковского [1, 7]. При 200 колебаниях в минуту и амплитуде 17...20 мм скорость транспортирования горной массы по горизонтальной поверхности была зафиксирована в пределах 8...12 см/с.

Таким образом, при определении скорости безотрывного транспортирования горных пород в резонансных ВТМ необходимо учитывать случайный характер изменения коэффициента трения.

#### Список литературы

1. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 326 с.
2. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 410 с.
3. Олевский В.А. Кинематика проходов. Ч. I и II. Л.М.: ГНТИ, 1941. 156 с.
4. Афанасьев А.И., Андрейчиков Ю.С., Петров А.Е. Исследование эффективности классификации мелких классов горной породы на резонансном грохоте // Материалы Уральской горно-промышленной декады. 9–18.04.07. Екатеринбург, 2007. С. 118–119.
5. Гончаревич И.Ф., Юдин А.В. Определение скорости вибротранспортирования вибрационного питателя-грохота // Тр. ИГД Минчермета. Свердловск, 1970. № 25. С. 172–176.
6. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1969. 363 с.
7. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 320 с.
8. Барон Л.И. Горно-технологическое породоведение. Предмет и способы исследований. М.: Наука, 1977. 301 с.
9. Барон Л.И. Характеристики трения горных пород. М.: Наука, 1967. 206 с.

**В.Г. Гуляев**, д-р техн. наук, проф., **К.В. Гуляев**, канд. техн. наук, ДонНТУ, г. Донецк, **С.А. Китаева**, асп., научн. сотр., МакНИИ, г. Макеевка, Украина

E-mail:gmash@ukr.net

## Условия динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей<sup>НГ</sup>

*Предложен аналитический метод исследования динамической устойчивости рабочего процесса насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе. Впервые установлено, что в насосных агрегатах типа СНТ и СНД возникновение параметрических резонансов маловероятно.*

**Ключевые слова:** насосный агрегат, динамическая модель, дифференциальные уравнения динамики, рабочий процесс, параметрические возмущения, критерии динамической устойчивости.

V.G. Gulyaev, K.V. Gulyaev, S.A. Kitaeva

## Conditions of Stability of Pumping Aggregates Being the Elements of the Power Support Hydraulic System

*The analytical method of research of dynamic stability of the operation of the pumping aggregates with the crank-and-rod mechanisms in the drive was examined. The parametric resonance formation in the pumping aggregates of the СНТ and СНД types was found to be hardly probable.*

**Keywords:** pumping aggregate, dynamic model, dynamic differential equations, operating, parametric disturbances, dynamic stability criteria.

### Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Важной научно-технической проблемой являются создание и эффективное применение надежных и высокоресурсных очистных комплексов, базой которых служат агрегатированные с конвейером механизированные крепи (МК) и системы их гидропривода. Применяемые для систем гидропривода МК высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) представляют собой сложные нелинейные динамические системы. Рабочие процессы ВНА могут сопровождаться формированием резонансных колебаний различной физической природы (силовых и параметрических). При резонансах резко повышаются генерируемые агрегатами вибрации и шум, а следовательно, и вероятность появления опасных отказов. Поэтому исследование динамических свойств ВНА и установление закономерностей формирования колебательных процессов в целях выявления и устранения условий возник-

новения резонансных режимов являются актуальной задачей, имеющей важное научное и практическое значение.

### Анализ исследований и публикаций

Особенностью структуры современных ВНА является наличие в их составе кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), параметры которых оказывают большое влияние на динамические свойства ВНА. Кинематические и динамические свойства КШМ в составе ВНА СНТ 32 проанализированы в работе [1]. Применяемые для исследований вибраций динамические модели отдельных структурных элементов ВНА и всей его электрогидромеханической системы с силовым насосом рассмотрены в работе [2].

В работах [3, 4] изложены методы и результаты исследований крутильных колебаний в электрогидромеханическом приводе ВНА насосных станций СНТ 32 и СНТ 40, установлены факт и причины формирования колебаний резонансного

типа при силовом и кинематическом возмущениях и даны рекомендации по их устранению.

Математические модели вибрационных процессов ВНА как динамических систем с нелинейной функцией положения ведомых звеньев  $\Pi(\varphi)$ , учитывающие периодическое изменение его инерционных и упругих характеристик, рассмотрены в работе [5].

Однако в цитированных выше работах не рассматривались условия динамической устойчивости и причины возбуждения опасных параметрических резонансов при функционировании ВНА.

### Постановка задач исследований

Задачами данной статьи являются:

выбор метода исследования и критериев динамической устойчивости ВНА с КШМ в приводе насоса;

установление возможных причин и оценка вероятности возникновения параметрических резонансов при эксплуатации ВНА насосных станций типа СНТ и СНД конструкции института "Донгипроуглемаш" [6].

### Изложение материала и результаты

Для решения поставленных задач целесообразно использовать метод, предложенный в работах [5, 7]. Динамическая модель ВНА, представленная на рис. 1, учитывает упругую ( $c$ , Н/м) и диссипативную ( $b$ , Н·с) характеристики муфты и зубчатой передачи в приводе ВНА, инерционные характеристики ( $J_0, J$ , кг·м<sup>2</sup>) привода ВНА и его ведомых звеньев ( $m$ , кг), нелинейную функцию положения КШМ –  $\Pi(\varphi)$ .

Для КШМ с  $\alpha = 0,1$ ,  $\Pi(\varphi)$  описывается бигармонической функцией [1]

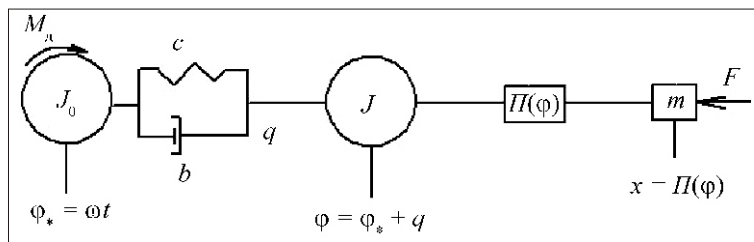


Рис. 1. Динамическая модель ВНА с КШМ:

$J_0$  – момент инерции приводного двигателя;  $J$  – момент инерции КШМ в приводе силового насоса, кг·м<sup>2</sup>;  $m$  – масса поршневого комплекта, кг;  $q$  – упругая деформация зубчатой муфты и зубчатой передачи, приведенная к эксцентриковому валу, рад;  $\varphi_* = \omega t$  – "идеальный" угол поворота входного звена (двигателя), рад;  $\varphi = \varphi_* + q$  – угол поворота эксцентрикового вала с учетом крутильных колебаний, рад;  $F$  – технологическая нагрузка (от давления рабочей жидкости на плунжер), Н·м;  $x = \Pi(\varphi)$  – координата ползуна

$$x = \Pi(\varphi) = r[1 - \cos(0,25(1 - \cos 2\varphi))], \quad (1)$$

где  $x$  – координата ползуна, м;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа (эксцентрикового вала), рад;  $r$  – радиус кривошипа, м;  $\alpha = r/l$  – безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа  $r$  к длине шатуна  $l$ , м).

Не учитываются динамическая характеристика двигателя, упругодиссипативные характеристики КШМ и зазоры в сопряжениях его звеньев.

Принимая в качестве обобщенной координаты приведенную к эксцентриковому валу упругую угловую деформацию зубчатой передачи  $q$ , запишем дифференциальное уравнение для рассматриваемой модели в виде [5, 7]:

$$J\ddot{q} + b\dot{q} + cq = m[\Pi(\varphi)(\dot{q})^2 + \Pi(\varphi)\ddot{q}] + F, \quad (2)$$

где  $[\Pi(\varphi)(\dot{q})^2 + \Pi(\varphi)\ddot{q}] = \ddot{x}$  – ускорение ползуна, м/с<sup>2</sup>;  $F = F_0 + F_1(\varphi)$ , ( $F_0$  и  $F_1(\varphi)$  – средняя (постоянная) и переменная составляющие технологической нагрузки, действующей на плунжер).

Нелинейное уравнение (2) методом линеаризации в окрестности идеального фазового угла (справедливым для КШМ с  $\Pi(\varphi)$  вида (1)) приводится к линеаризованному дифференциальному уравнению с переменными коэффициентами [5, 7]

$$\ddot{q} + 2n(t)\dot{q} + K^2(t)q = W(t), \quad (3)$$

где  $n$  – переменный коэффициент диссипативных сил:

$$n = \frac{K_0}{1 - f_1^2} - \frac{b}{2\sqrt{cJ}} - \frac{f_1 f_2}{N_0}; \quad (4)$$

$K^2$  – квадрат переменной собственной частоты системы:

$$K^2 = \frac{K_0^2}{1 - f_1^2} + \frac{f_2^2 - f_1 f_2}{N_0^2} - f_2 - f_1; \quad (5)$$

$W(t)$  – функция возмущения:

$$W(t) = \frac{1}{1 - f_1^2} (\ddot{x} - f_1 \dot{x} - f_2 x). \quad (6)$$

В выражениях (4)–(6) приняты следующие обозначения:

$$K_0 = \sqrt{\frac{c}{J}}; N_0 = \frac{K_0}{m}; \frac{F}{m};$$



$$\frac{1}{K_0^2}; \quad \frac{d}{d_*}; \quad \sqrt{\frac{J}{m}};$$

$$f_r(\omega) = \frac{1}{N_0} \Pi^{(r)}(\omega), \quad r = 0, 1, 2, 3. \quad (7)$$

Для ВНА с КШМ, нелинейная функция положения которых описывается уравнением (1), безразмерные функции  $f_r(\omega)$  имеют следующий вид [7]

$$\begin{aligned} f_0 &= a[1 - \cos \omega t + 0,25(1 - \cos 2\omega t)]; \\ f_1 &= a[\sin \omega t + 0,5 \sin 2\omega t]; \\ f_2 &= a[\cos \omega t - \cos 2\omega t]; \\ f_3 &= a[\sin \omega t + 2 \sin 2\omega t], \end{aligned} \quad (8)$$

где  $a = \frac{r}{l}$  – безразмерный параметр, объединяющий свойства кинематической и динамической характеристик КШМ. Он может рассматриваться как один из критериев, характеризующих возможность параметрического возбуждения механизма [7].

Линеаризованное дифференциальное уравнение (3) можно представить в виде

$$G(\omega) \ddot{q} + P(\omega) \dot{q} + K(\omega) q = Q(\omega), \quad (9)$$

где  $G(\omega) = 1 - f_1^2$ ;  $P(\omega) = 2K_0 \frac{f_1 f_2}{N_0}$ ;

$$K(\omega) = K_0^2 \left( 1 - \frac{f_2^2 - f_1 f_2}{N_0^2} \right) - f_2 - f_1;$$

$$Q(\omega) = (f_2^2 f_1 f_2 - f_1);$$

$\frac{n}{K_0}$  – относительный коэффициент демпфирования.

Переменные коэффициенты уравнения (9) представляют собой периодические функции, которые с учетом четности функций положения  $\Pi(\omega)$  разлагают в ряды Фурье [7]:

$$\begin{aligned} G(\omega) &= G_0 + \sum_{i=1} G_i \cos i \omega t; \\ P(\omega) &= P_0 + \sum_{i=1} P_i \sin i \omega t; \\ K(\omega) &= K_0 + \sum_{i=1} (K_i^c \cos i \omega t + K_i^s \sin i \omega t); \\ Q(\omega) &= Q_0 + \sum_{i=1} Q_i \sin i \omega t. \end{aligned} \quad (10)$$

В выражении  $K(\omega) = K_0 + \dots$  – усредненная частота собственных колебаний; коэффициенты  $K_i^c$  и  $K_i^s$  – амплитуды соответственно косинусных и синусных членов гармонических составляющих переменной собственной частоты. Коэффициенты рядов Фурье определяются, как известно, по формулам:

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} G(\omega) d\omega; \quad G_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} G(\omega) \cos i \omega t d\omega; \\ P_0 &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} P(\omega) d\omega; \quad P_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} P(\omega) \sin i \omega t d\omega; \\ K_0 &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} K(\omega) d\omega; \quad K_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} K(\omega) \cos i \omega t d\omega; \\ Q_0 &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} Q(\omega) d\omega; \quad Q_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Q(\omega) \sin i \omega t d\omega, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\omega = \omega_0 t$ ;  $i$  – номер гармоники.

Для рассматриваемого класса КШМ с функцией  $\Pi(\omega)$  вида (1) в работе [7] получены зависимости для определения коэффициентов рядов Фурье (11) с учетом четырех гармоник ( $i = 1 \dots 4$ ). Анализ полученных зависимостей показывает, что наиболее существенное влияние на амплитуду параметрического возмущения оказывают параметры  $a = r/l$  и  $\frac{n}{K_0} = r/l$ .

В рядах (11) наиболее значительны члены, отвечающие второй гармонике ( $i = 2$ ). При  $i = 1$  и  $i = 3$  амплитуда параметрического возмущения в основном пропорциональна  $a^2$ , а при  $i = 4$  –  $a^4$ . Поэтому при  $a < 0,25 \dots 0,4$  четвертую и более высокие гармоники можно не учитывать.

Параметр  $a$  стремится к нулю при уменьшении хода ползуна ( $\Pi_{\max} = 2r - 0$ ), а также при неограниченном росте  $\sqrt{\frac{J}{m}}$ .

Отмеченные закономерности изменения и влияния параметров  $a$  и  $\frac{n}{K_0}$  на амплитуды параметрических возмущений следует учитывать при решении задач анализа и синтеза нелинейных систем с позиций оценки их динамической устойчивости.

При гармоническом анализе динамических процессов в системе ВНА необходимо определить критические частоты, на которых возможны параметрические возбуждения. Основной параметрический резонанс может иметь место при близости частоты пульсации какого-либо параметра (например:  $J(\omega)$ ,  $c(\omega)$ ) к удвоенному значе-

нию усредненной частоты собственных колебаний, т.е. при  $i = 2\sqrt{\frac{K_0}{G_0}}$ , где  $i = 1, 2, 3, \dots$

Кроме основного возможно возбуждение параметрических резонансов на частотах пульсации, значение которых в целое число раз меньше частоты основного резонанса. Центрированные значения критических угловых скоростей ведущего звена (эксцентрикового вала), соответствующие рассмотренным случаям, определяются по зависимости [7]

$$* = \frac{1}{j} \sqrt{\frac{K_0}{G_0}}, \quad (12)$$

где  $j = 1/2; 1; 3/2; 2; 5/2$  – коэффициенты кратности.

Для исследования динамической устойчивости рассматриваемой системы используются решения однородного дифференциального уравнения, получаемого из (9) при  $Q(t) = 0$ , в форме

$$q = A_0 \cos j t + B_j \sin j t. \quad (13)$$

Уравнение (13) соответствует стационарным колебаниям на границе динамической устойчивости, разделяющей область затухающих свободных колебаний и зону раскачки (параметрического резонанса).

После подстановки (13) в (9) и ряда преобразований получают уравнение критических частот в форме усеченного определителя Хилла [7, с. 251]

$$\begin{vmatrix} K_0 & & & 0,5K_j^s \\ K_j^c & K_0 - j^2 G_0 & & j P_0 - 0,5K_{2j}^s \\ K_j^s & j P_0 & 0,5K_{2j}^s & K_0 - j^2 G_0 \end{vmatrix} = 0, \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned} j &= 0,5(K_j^c - j P_j - j^2 G_j); \\ 2j &= 0,5(K_{2j}^c - j P_{2j} - j^2 G_{2j}). \end{aligned} \quad (15)$$

Для режимов  $j = 1/2; 3/2; 5/2 \dots$  уравнение критических частот принимает вид:

$$\Gamma (K_0 - j^2 G_0)^2 - j^2 P_0^2 - 0,25(K_{2j}^s)^2 = 0. \quad (16)$$

После приведения уравнения (16) к безразмерному виду получают биквадратное уравнение

$$\Gamma_2 z^4 - \Gamma_1 z^2 - \Gamma_0 = 0, \quad (16a)$$

$$\text{где } z^2 = \frac{\omega^2}{K_0}; \Gamma_0 = 1 - 0,25[(r_{2j}^c)^2 + (r_{2j}^s)^2];$$

$$\Gamma_1 = 2j^2 [G_0 - 0,25r_{2j}^c G_{2j} - 2j^2];$$

$$\Gamma_2 = j^4 (G_0^2 - 0,25G_{2j}^2);$$

$$r_{2j}^c = \frac{K_{2j}^c - j P_{2j}}{K_0}; r_{2j}^s = \frac{K_{2j}^s}{K_0}; \frac{1}{2} P_0 \sqrt{\frac{G_0}{K_0}} = \frac{1}{2} \frac{P_0}{j}.$$

Критические частоты находятся как корни уравнения (16a)

$$z^2 = \frac{\Gamma_1 \pm \sqrt{\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2}}{2\Gamma_2}. \quad (17)$$

Решение уравнения (17) может давать два положительных корня  $z_1^2$  и  $z_2^2$ , что означает наличие между ними области динамической неустойчивости.

Критерием отсутствия динамически неустойчивых режимов является условие  $\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2 > 0$ , что эквивалентно выполнению условия: параметр диссипации больше критического уровня параметрического возбуждения  $*$ :

$$** > *, \quad (18)$$

где

$$* = 0,25 \sqrt{\frac{(G_{2j} - G_2 r_{2j}^c)^2 + (G_0 r_{2j}^s)^2}{G_0}}. \quad (19)$$

Для режимов  $j = 1; 2; 3 \dots$  уравнение критических частот принимает вид:

$$\Gamma_3 z^6 - \Gamma_2 z^4 - \Gamma_1 z^2 - \Gamma_0 = 0, \quad (20)$$

а критический уровень параметрического возбуждения определяется как

$$* = \frac{|G_{2j} - G_0 r_{2j}^c - 0,5G_0^{-1}(0,5G_j - G_0 r_j^c)^2|}{4\sqrt{G_0}}. \quad (21)$$

Условием отсутствия динамической неустойчивости является, как правило, превышение показателя диссипации над критическим уровнем параметрического возбуждения  $*$ , зависящего от кинематических и инерционных параметров анализируемой системы.

Таким образом, критериями для оценки возможности параметрических резонансов могут служить:

значения критических частот возмущения \* (критические угловые скорости ведущего звена – в нашем случае – эксцентрикового вала);

критические уровни параметрического возмущения \* (зависящие от конструктивных и динамических параметров КШМ и ВНА в целом);

характеристики диссипации (относительный коэффициент демпфирования  $\delta$ , логарифмический декремент колебаний  $\Delta$ , коэффициент поглощения  $(\frac{1}{2} - \frac{1}{4})$ ).

Вероятными причинами параметрических возмущений при функционировании ВНА являются [2] периодические колебания:

1) приведенного к эксцентриковому валу момента инерции привода силового насоса  $J(\omega) = \bar{J} + \tilde{J}(\omega)$ , где  $\bar{J}$  и  $\tilde{J}(\omega)$  – соответственно постоянная и переменная его составляющие;

2) коэффициента крутильной жесткости зубчатого зацепления  $c(\omega)$ ;

3) коэффициента продольной жесткости шатунов  $c_{ш}(\omega)$  из-за изменения углов их наклона к линии действия сил инерции  $m\ddot{x}$  и силы  $F$ .

В анализируемых ВНА применяются КШМ с  $\delta = 0,065$  и другими параметрами, обеспечивающими изменение угла  $\alpha$  в узких пределах, что позволяет пренебречь влиянием третьего фактора. Периодические колебания сил инерции  $m\ddot{x}$  и технологической силы  $F(\omega)$  учитываются при определении функций возмущения  $W(t)$  и  $J(\omega) =$

$= Q(i, \omega)$ , что позволяет выявить возможность силовых резонансов.

Применение косозубой передачи 8-й и более высоких степеней точности с коэффициентом осевого перекрытия, равным целому числу, обеспечивает постоянство жесткости передачи  $c(\omega) = \text{const}$ , что позволяет исключить и второй фактор возможных параметрических возмущений.

Наиболее весомой причиной возбуждения параметрических возмущений могут быть периодические изменения приведенного момента инерции привода насосного агрегата  $J(\omega)$

$$J(\omega) = \bar{J} + \sum_{i=1}^m M_{2i} \frac{V_{2i}^2}{\omega} + \sum_{i=1}^m M_{3i} \frac{V_{3i}^2}{\omega} + \sum_{i=1}^m J_{3i} \frac{\omega_{3i}^2}{\omega}, \quad (22)$$

где  $\bar{J}$  – момент инерции сборки эксцентрикового вала КШМ;  $m$  – число цилиндров насоса и КШМ;  $M_{2i}$ ;  $V_{2i}$  – масса и скорость  $i$ -го поршневого комплекта;  $M_{3i}$ ;  $V_{3i}$  – масса  $i$ -го шатуна и скорость его центра масс;  $J_{3i}$ ;  $\omega_{3i}$  – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс, и угловая скорость шатуна;  $\omega$  – угловая скорость эксцентрикового вала;  $V_{2i}$ ;  $V_{3i}$ ;  $\omega_{3i}$  – периодические функции [1, 2].

В выражении (22)  $\bar{J}$  – постоянная составляющая момента инерции  $J(\omega)$ , отображаемая в (10) коэффициентом  $G_0$ , второе слагаемое представляет переменную часть  $\tilde{J}(\omega)$ , которая отображается переменными компонентами функции

Формулы для определения  $\omega_c$  и  $\delta_c$  при различных  $j$

Режимы параметрических колебаний	Формулы для определения	
	критической скорости	критического возмущения
$j = 1/2$	$\omega_c = \frac{2K_0}{\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$	$\delta_c = \frac{0,125a^2}{\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$
$j = 1$	$\omega_c = \frac{K_0}{\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$	$\delta_c = \frac{0,125a^2}{\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$
$j = 3/2$	$\omega_c = \frac{2K_0}{3\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$	$\delta_c = \frac{0,125a^2}{\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$
$j = 2$	$\omega_c = \frac{K_0}{2\sqrt{1 - 0,5a^2(1 - 0,25\omega^2)}}$	$\delta_c = \frac{a^2}{32\sqrt{1 - 0,5\omega^2}} + \frac{a^2}{4(1 - 0,5\omega^2)}$

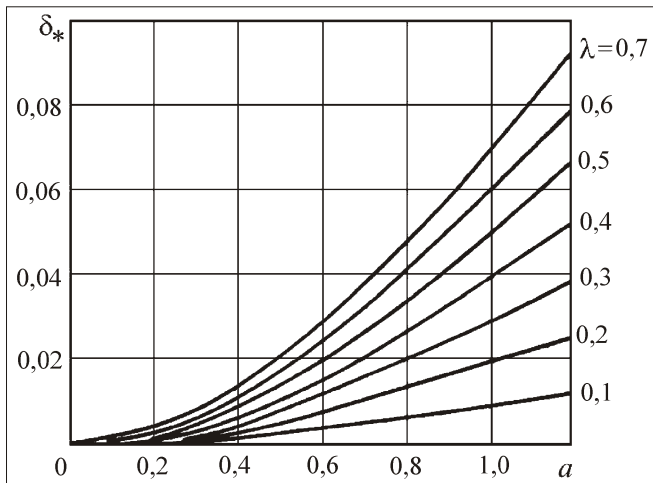


Рис. 2. Графики зависимостей критических возмущений  $\delta_*$  от безразмерного параметра  $a$  при различных значениях параметра  $\lambda$  ( $j = 1/2; 1; 3/2$ )

$G(\dot{t})$ . Для ВНА насосной станции СНТ 32 максимальное значение  $\tilde{J}(\dot{t}) = 0,022\tilde{J}$ .

Если  $\Pi(\dot{t})$  описывается бигармонической функцией (1) и доминирующая роль в параметрическом возмущении принадлежит пульсации момента инерции  $\tilde{J}(\dot{t})$  (отображаемой в уравнениях (10) и (11) коэффициентом  $G_j$ , а  $G_j = r_j^c$  и  $G_{2j} = r_{2j}^c$ ), то значения критических угловых скоростей  $\dot{t}_*$  и критических уровней параметрических возмущений  $\delta_*$  могут быть определены по формулам, приведенным в таблице [7].

Из таблицы видно, что при принятых допущениях критические угловые скорости эксцентрикового вала при  $j = 1/2; 1; 3/2; 2$  зависят от среднего значения собственной частоты  $K_0$  и безразмерных параметров КШМ  $a$  и  $\lambda$ . Критические уровни параметрических возмущений зависят от режима колебаний и параметров  $a$  и  $\lambda$ , наиболее сильное параметрическое возбуждение имеет место в режиме  $j = 1$ .

Графики зависимостей критических возмущений  $\delta_*$  от безразмерного параметра  $a$  при различных значениях параметра  $\lambda$  приведены на рис. 2.

Из рис. 2 следует, что критический уровень параметрических возмущений возрастает с увеличением  $a$  и  $\lambda$ . При низких значениях влияние параметра  $a$  на величину  $\delta_*$  сказывается в меньшей степени, чем при высоких значениях  $\lambda$ .

Так, если  $\lambda = 0,1$ , то значения критических возмущений находятся в диапазоне  $0...0,01$  при изменении значений параметра  $a$  от 0 до 1,0.

По данным работы [7], в реальных приводах машин с КШМ значения относительного коэффициента демпфирования  $\lambda$  находятся обычно в пределах  $0,025...0,05$  ( $\lambda = 0,3...0,6$ ) и если  $a < 0,5$ , то условие (18), как правило, выполняется.

При проектировании новых ВНА и исследовании динамической устойчивости рабочих процессов существующих конструкций необходимо учитывать, что для выполнения условия (18) ( $\lambda < \lambda_*$ ) целесообразно снижать  $a = r/l$  и  $\lambda = r/l$ .

При заданных значениях  $r(\Pi_{\max} = 2r)$  и  $m$  снижение параметра  $a$  достигается при увеличении массового момента инерции  $J$  и увеличении параметра  $\sqrt{J/m}$ , что соответствует уменьшению глубины пульсации параметра  $\tilde{J}(\dot{t})$ .

Рассмотренные выше закономерности можно использовать для оценки вероятности параметрических резонансов в приводах ВНА насосных станций типа СНТ, СНД и предложенной новой станции с безредукторным (прямым) приводом силового насоса от тихоходного электродвигателя [8].

Поскольку в составе ВНА насосных станций типа СНТ 32 и СНД 100/32 применяются подобные КШМ с  $\lambda = 0,065$  и критические значения параметрических возмущений  $\delta_* = 0,01$  при  $a$

( $0,1...1,0$ ), можно сделать вывод, что возможность формирования параметрических резонансов в приводах указанных ВНА с  $a = 0,08...0,1$  при выполнении условия  $\lambda < \lambda_*$  маловероятна.

В предлагаемых ВНА [8] с прямым приводом, например, от двигателя 2BP280M8 ( $P = 75$  кВт,  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>,  $J_0 = 4,74$  кг м<sup>2</sup>), при неизменных параметрах КШМ и силового насоса за счет существенного увеличения постоянной составляющей момента инерции привода  $J(\dot{t})$ , равного сумме моментов инерции эксцентрикового вала и ротора электродвигателя, возрастает параметр  $\sqrt{J/m}$ . При этом значительно уменьшается параметр  $a$ , а следовательно, и уровень критического возмущения  $\delta_*$ . Таким образом, вероятность возбуждения параметрического резонанса, обусловленного пульсацией параметров  $J(\dot{t})$  и  $c(\dot{t})$  в ВНА с безредукторным приводом насоса от тихоходного двигателя, существенно ниже, чем в ВНА СНТ и СНД, т.е. практически равна нулю.

Сформулированные выводы относятся к рассмотренной выше динамической модели ВНА с одной степенью свободы, адекватной в основном рассматриваемым физическим объектам. В общем случае динамическая и математическая модели ВНА должны учитывать взаимодействие парциальных систем по их обобщенным координатам [2, 5]. Для определения условий динамической устойчивости более сложных динамических систем можно применить энергетический метод исследований с учетом возможности возбуждения простых параметрических и комбинационных резонансов при стационарных и переходных режимах их функционирования [9].

### Выводы и направления дальнейших исследований

1. Рассмотренный аналитический метод исследований динамической устойчивости рабочих процессов ВНА позволяет определить и выбрать наиболее рациональные способы борьбы с параметрическими резонансами: это, во-первых, отстройка критических частот параметрических возмущений от собственных частот колебаний ВНА и, во-вторых, выявление критических уровней пульсации параметров, ниже которых параметрическое возбуждение подавляется за счет демпфирования колебаний независимо от частотной характеристики динамической системы.

2. Второй способ борьбы с параметрическими резонансами является более эффективным, так как обеспечивает исключение возможности потери динамической устойчивости системы ВНА как в установившихся рабочих режимах, так и при прохождении критических зон в переходных режимах (пуска, сброса-наброса нагрузки и выбега).

3. Впервые установлено, что при принятых в насосных станциях СНТ и СНД конструктивных и динамических параметрах ВНА возможность возникновения параметрических резонансов маловероятна, так как  $\mu = 0,065$ ,  $\dot{a} = 0,08 \dots 0,1$  и условие (18) обычно выполняется.

4. Предложенный метод установления условий динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов с кривошипно-ша-

тунными механизмами в приводе может быть применен и к другим объектам с подобной динамической структурой при действии в системе параметрических возмущений.

В дальнейшем планируется выполнить исследование динамической устойчивости функционирования ВНА с учетом взаимодействия его парциальных систем.

### Список литературы

1. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2007. С. 44–56.
2. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Динамические модели для исследования виброактивности насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 14(127). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2007. С. 81–92.
3. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Крутильные колебания в электромеханическом приводе насосного агрегата и некоторые способы их устранения // Вісті Донецького гірничого інституту. 2008. № 1. С. 34–43.
4. Гуляев В.Г., Анохина С.А. Влияние характеристик электродвигателей на крутильные колебания и виброактивность привода насосных агрегатов для механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 16(142). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк, 2008. С. 84–96.
5. Гуляев В.Г., Китаева С.А. Математические модели вибрационных процессов насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 40–44.
6. Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И. Новые насосные станции ГП "Донгипроуглемаш" для механизированных крепей // Уголь. Декабрь. 2007. С. 45–48.
7. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 328 с.
8. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А., Эренбург В.И. Высоконапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 17 (157). Сер. Гірничо-електромеханічна. Донецьк. 2009. С. 143–152.
9. Динамика машин и управление машинами: справочник / под. ред. Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.

## Математическое моделирование процессов формирования производительности и нагрузок погрузочного органа с нагребными лапами<sup>НГ</sup>

*Сформулированы задачи совершенствования погрузочных машин с нагребными лапами путем разработки методов расчета нагрузок с учетом динамических процессов при погрузке горной массы. Разработаны математические модели и выполнено компьютерное моделирование процесса формирования кинематических, силовых характеристик и производительности.*

**Ключевые слова:** погрузочная машина с нагребными лапами, компьютерное моделирование рабочего процесса, кинематические характеристики механизма нагребания, статические усилия в элементах механизма нагребания.

G.Sh. Khazanovich, A.V. Otkov

## Mathematical Modeling of Processes of Formation Performance and Loads of the Loading Body with Grasping Claws

*Are formulated the problems of improving the loader with a grasping claws through the development of methods of calculating loads, taking into account the dynamic processes during the loading of the rock mass. The mathematical models and implemented computer modeling of kinematics, force characteristics and performance.*

**Keywords:** loader with grasping claws, computer modeling of working process, kinematic characteristics of the mechanism shovel, static efforts in the elements of the mechanism shovel.

Основными направлениями совершенствования погрузочных машин с парными нагребными лапами являются:

разработка конструкций, изменяющих ширину фронта захвата при погрузке;

повышение надежности и ремонтпригодности машин;

повышение эффективности внедрения лап, захвата материала и производительности машины.

Работа в этих направлениях невозможна без: 1) проведения кинематического анализа механизма; 2) определения площади зачерпывания в произвольный момент времени и мгновенной теоретической производительности; 3) проведения динамического анализа механизма; 4) разработки алгоритмов автоматического управления процессом погрузки. Однако решение двух последних задач сдерживается недостаточной изученностью процессов формирования нагрузок в элементах приводов.

Повышение технического уровня машин с нагребными лапами возможно на основе теории формирования усилий взаимодействия рабочего органа с горной массой и нагрузок в приводах, которая позволит проектировать механизмы нагребных лап для конкретных условий эксплуатации с учетом переменных масс и стохастических процессов погрузки, а также обоснованно подойти к разработке системы автоматического управления процессом погрузки.

Исследования рабочих органов с нагребными лапами сначала развивались в направлении изучения кинематики исполнительных органов, инерционных нагрузок, возникающих вследствие неравномерности движения кривошипно-кулисного механизма или шарнирного четырехзвенника, а также процесса взаимодействия лапы с погружаемым материалом. В последнее время значительное внимание уделяется внутренней динамике трансмиссий и динамическим нагрузкам в элементах привода.

В работах Н.В. Гондаря, И.Д. Мариана [1, 2] рассмотрены процессы формирования нагрузок в приводе в зависимости от формы, глубины внедрения и траектории движения лапы. Однако не учитывается переменный характер сопротивлений перемещения лапы в штабеле, которые вызывают колебательные явления в трансмиссиях, что оказывает существенное влияние на формирование нагрузок.

Я.Б. Кальницким, Б.Г. Горбачевым, Е.А. Крисаченко [3–5] предложены методы расчета статических нагрузок; динамические явления в трансмиссиях также не учитываются. В действительности [6] сопротивления при взаимодействии лапы с крупнокусковым материалом имеют резкопеременный характер. Поэтому пренебрежение динамическими явлениями, происходящими в трансмиссиях, может привести к существенным погрешностям при решении задач выбора параметров машины и автоматизации погрузки.

В области разработки устройств автоматического управления процессом погрузки известны работы [7–10] по применению регуляторов подачи с непрерывным изменением частоты вращения дисков и скорости подачи. В 1980-х гг. исследованы [3] возможности автоматизации машины 1ПНБ-2. Созданные в результате этих исследований машины 1ПНБ-2ДР и 1ПНБ-2ДА успешно прошли промышленные испытания, однако серийное производство налажено не было.

Современная методика расчета динамических нагрузок приводов погрузочных машин с нагребающими лапами должна позволять воспроизводить и оценивать процессы, протекающие в трансмиссиях в различных режимах функционирования, выявлять возможности снижения динамических нагрузок и на этом основании корректировать требования к прочности конкретных деталей и узлов, выбору параметров механизмов и схемам управления машинами в целях повышения их производительности, надежности и долговечности.

В настоящее время в ШИ(Ф) ЮРГТУ(НПИ) проводятся исследования для создания устройств автоматической погрузки горной массы

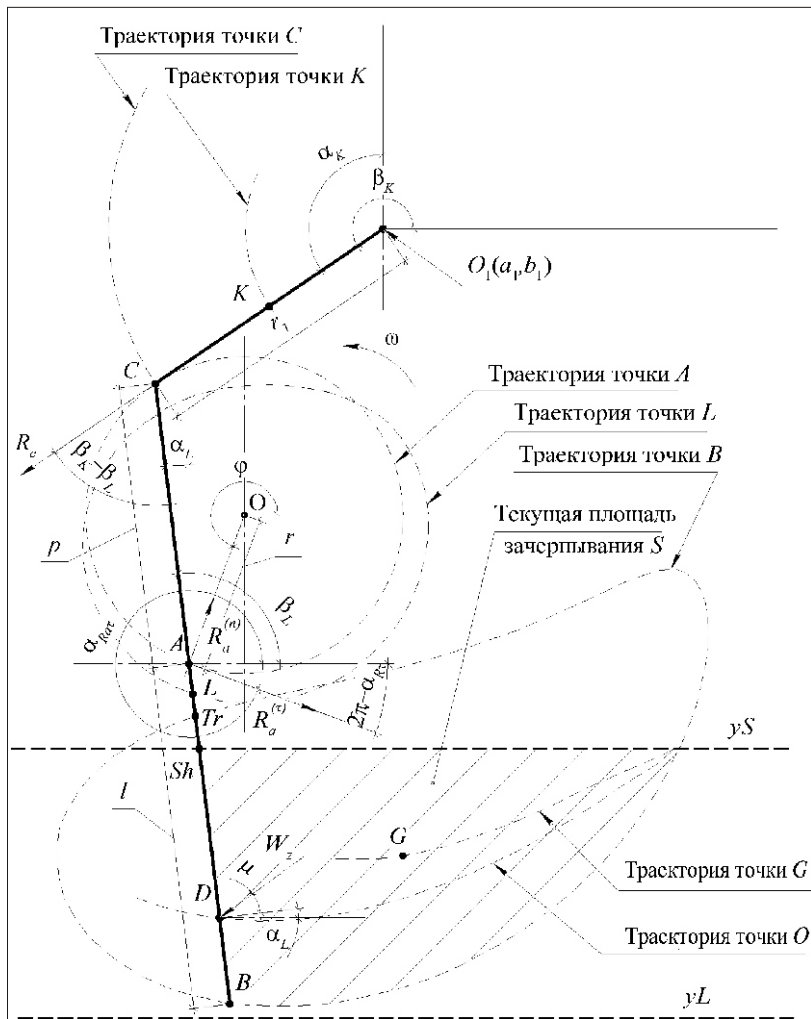


Рис. 1. Схема к расчету кинематики двухкривошипного механизма зачерпывания машины 2ПНБ-2

машиной типа ПНБ на современном программном и аппаратном уровнях.

Целью настоящей работы является проведение кинематического и силового анализа двухкривошипного механизма зачерпывания (рис. 1) для определения нагрузок в звеньях механизма и теоретической производительности.

На рисунках и в математической модели приняты следующие обозначения (единицы измерения, если не указано иное, соответствуют СИ):

- угловая скорость ведущего диска; — угол поворота ведущего диска;  $L$  — угол наклона лапы;  $L$  — угол наклона лапы, отсчитываемый от вертикали (знак "—" указывает на отклонение лапы влево);  $K$  — угол наклона ведомого кривошипа;  $K$  — угол наклона ведомого кривошипа, отсчитываемый от вертикали (знак "—" указывает на отклонение кривошипа влево); — угол трения погружаемого материала о лапу;  $R_a$  — угол

наклона тангенциального усилия в точке  $A$ ;  $A, C, B, K, L, G, Tr, Sh, D, O_1$  – соответственно точки крепления лапы к ведущему диску и ведомому кривошипу, крайняя точка носка лапы, центры масс ведомого кривошипа, лапы и сдвигаемого груза, точка пересечения лапой верхней ветви траектории, описываемой носком лапы, точка пересечения лапой линии штабеля, точка приложения усилия зачерпывания и точка крепления оси ведомого кривошипа;  $v_a, v_b, v_c, v_L, v_K, v_{Tr}, v_{Sh}$  – скорости указанных выше точек;  $a_a, a_b, a_c, a_L, a_K, a_{Tr}, a_{Sh}$  – ускорения перечисленных выше точек;  $W_z$  – равнодействующая сопротивлений зачерпыванию;  $R_c, R_a^{(n)}, R_a^{(y)}$  – соответственно реакции в точках  $C$ , нормальная и тангенциальная составляющие усилий в точке  $A$ ;  $r = OA$  – радиус крепления пальца ведущего диска (ведущего кривошипа);  $r_1 = O_1C$  – радиус ведомого кривошипа;  $l = AB$  – длина рабочего участка лапы от точки  $A$  до точки  $B$  (носок лапы);  $p = CA$  – длина участка лапы от точки  $C$  (ведомый кривошип) до точки  $A$ ;  $y_S, y_L$  – координаты соответственно линии штабеля и передней линии приемной плиты;  $S$  – площадь зачерпывания;  $Q_{max}$  – максимальная производительность, рассчитанная из предположения, что вся площадь, описываемая носком лапы, участвует в формировании производительности;  $Q_{чerp}$  – производительность черпания (за оборот ведущего диска), рассчитанная по площади, ограниченной траекторией носка лапы и линией штабеля.

Начало координат (точка  $O$ ) расположено на оси ведущего диска. Координаты точек, а также проекции на оси  $OX$  и  $OY$  обозначаются добавлением  $(x)$  или  $(y)$  в верхний индекс точки или проекции скорости, ускорения, силы, например:

$a^{(x)}, a^{(y)}, b^{(x)}, b^{(y)}$  – координаты точек  $A$  и  $B$ ;  $v_a^{(x)}, v_a^{(y)}$  – проекции скорости точки  $A$  на оси;  $a_{Tr}^{(x)}, a_{Tr}^{(y)}$  – проекции ускорения точки  $Tr$  на оси.

Решение поставленной задачи проводится путем компьютерного моделирования рабочего процесса, в ходе которого необходимо решить задачи:

- определения траектории движения произвольной точки механизма и ее скорости;
- построения зависимости изменения площади захвата материала от угла поворота ведущего диска и глубины внедрения плиты;
- определения усилия на пальце ведущего диска в функции угла поворота при зачерпывании и проталкивании с учетом и без учета инерционных составляющих и переменных масс погружаемого материала;

- определения теоретической производительности погрузки горной массы.

Для решения этих задач составлена математическая модель механизма. Моделирование выполнялось по оригинальной программе на ПЭВМ. В качестве языка программирования выбран Python, имеющий большое количество специализированных библиотек и нашедший широкое применение в научных исследованиях как в качестве языка прототипирования, так и для разработки программ конечных пользователей.

Положение выделенных точек механизма определяется из системы уравнений:

$$\begin{aligned} a^{(x)} &= r \cos(\alpha); \\ a^{(y)} &= r \sin(\alpha); \\ (c^{(x)} - a_1)^2 + (c^{(y)} - b_1)^2 &= r_1^2; \\ (a^{(x)} - c^{(x)})^2 + (a^{(y)} - c^{(y)})^2 &= p^2; \\ (b^{(x)} - c^{(x)})(c^{(y)} - a^{(y)}) &= (a^{(x)} - c^{(x)})(c^{(y)} - b^{(y)}); \\ (b^{(x)} - c^{(x)})^2 + (b^{(y)} - c^{(y)})^2 &= (l - p)^2. \end{aligned}$$

Для определения углов составлены следующие зависимости:

$$\begin{aligned} \alpha &= \arctg \frac{b^{(y)} - c^{(y)}}{b^{(x)} - c^{(x)}}; \quad \alpha = \frac{\pi}{2} - \alpha; \\ \beta &= \arctg \frac{b_1 - c^{(y)}}{a_1 - c^{(x)}}; \quad \beta = \frac{\pi}{2} - \beta; \quad R_a = \frac{\pi}{2}. \end{aligned}$$

Для вычисления скоростей различных точек механизма, необходимых для последующего динамического анализа, нужно знать угловую скорость лапы при ее плоско-параллельном движении:

$$\omega = \frac{r}{\sqrt{(a^{(x)} - c^{(x)})^2 + (a^{(y)} - c^{(y)})^2}},$$

где  $(x), (y)$  – координаты мгновенного центра скоростей:

$$\begin{aligned} x &= \frac{b_1 c^{(x)} - a_1 c^{(y)}}{\operatorname{tg}(\beta)(c^{(x)} - a_1) - b_1 - c^{(y)}}; \\ y &= \operatorname{tg}(\beta) x. \end{aligned}$$

Теперь скорость любой точки механизма определяется через полную мгновенную угловую скорость (рис. 2–7), например, точка  $B$  имеет линейную скорость:

$$v_b = \sqrt{(b^{(y)} - c^{(y)})^2 + (b^{(x)} - c^{(x)})^2}.$$



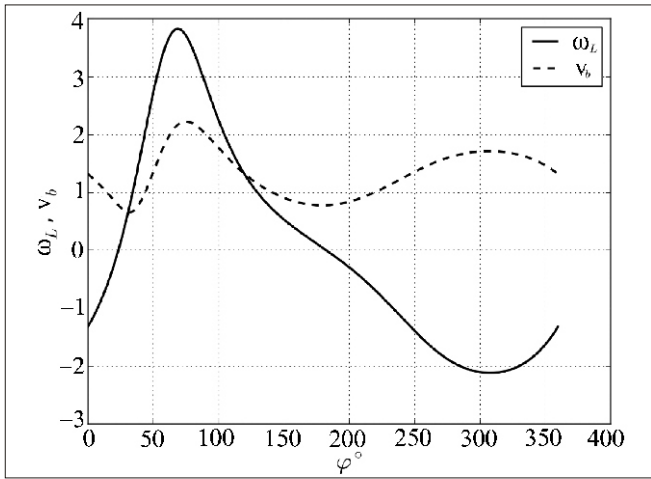


Рис. 2. Угловая скорость лапы и линейная скорость носка лапы (точка B)

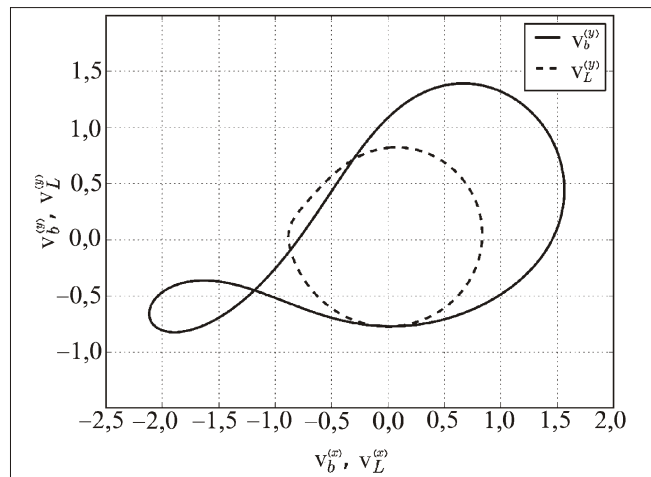


Рис. 3. Линейные скорости точек B и L на фазовой плоскости

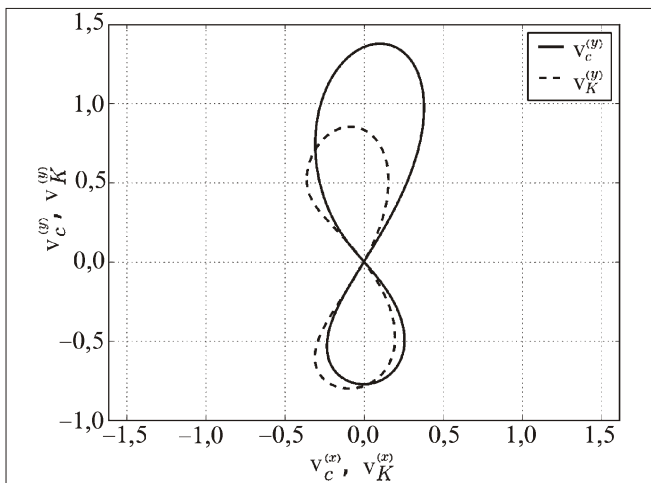


Рис. 4. Линейные скорости точек C и K на фазовой плоскости

Для определения теоретической производительности необходимо знать площадь зачерпы-

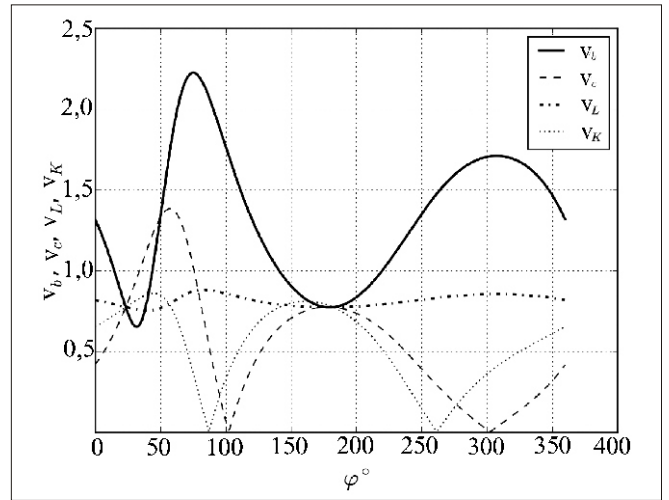


Рис. 5. Модули линейных скоростей B, C, L, K

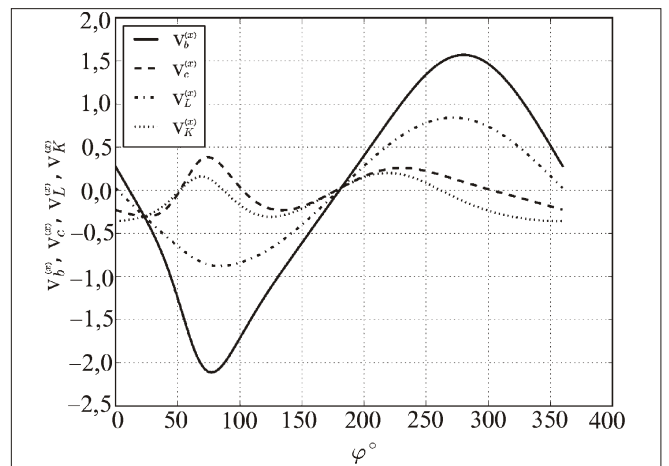


Рис. 6. Проекция на ось OX линейных скоростей точек B, C, L, K

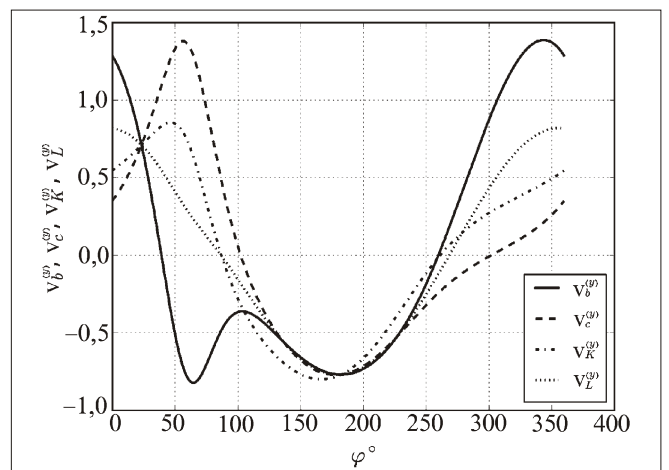


Рис. 7. Проекция на ось OY линейных скоростей точек B, C, L, K

вания материала лапой в каждый момент времени. Так как расчет ведется дискретно с шагом в

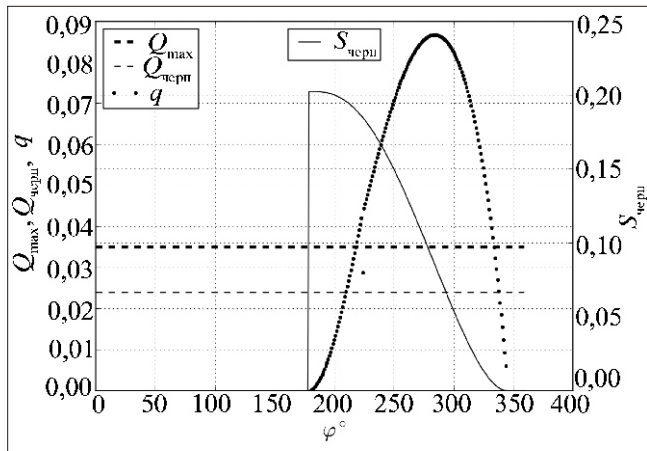


Рис. 8. Зависимости площади черпания, производительности за оборот и мгновенной производительности от угла поворота ведущего диска

1 поворота ведущего диска, то получаемая траектория точки  $B$  состоит из отдельных точек, которые соединяются отрезками, образуя многоугольник. Чем меньше шаг расчета, тем более гладкой получается результирующая траектория лапы. Площадь такого многоугольника соответствует максимально возможной (теоретической) площади захвата материала, которая в реальных условиях ограничивается глубиной внедрения лапы в штабель (линия  $yS$  на рис. 1). В каждый момент времени при движении лапы текущую площадь зачерпывания можно определить, зная положение лапы в штабеле (точки  $Tr$ ,  $B$  и  $Sh$ ).

Мгновенная теоретическая производительность (рис. 8) зависит от разности площадей зачерпывания материала, рассчитанных в соседних точках расчета ( $S_{i-1}$  и  $S_i$ ), и определяется из выражения:

$$q = \frac{(S_{i-1} - S_i)h_{сл}}{d},$$

где  $i$  – номер шага расчета ( $i = 0...n$ ,  $n$  – количество расчетных точек);  $h_{сл}$  – высота слоя материала;  $d$  – шаг расчета.

Усредненная за оборот теоретическая производительность (см. рис. 8):

$$Q_{чери} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} q_i d.$$

Координаты центра масс сдвигаемого материала определяются исходя из допущения, что материал распределен равномерно по сдвигаемой площади с плотностью  $\gamma$  и имеет на ней одинаковую высоту  $h_{сл}$ . Знание массы сдвигае-

мого груза необходимо для определения статического сопротивления зачерпыванию  $W_z$ .

Для определения статических усилий, действующих на механизм, составлена расчетная схема (см. рис. 1), в которой определены следующие силы: статическое сопротивление зачерпыванию  $W_z$ , приложенное в точке  $D$  и отклоненное на угол трения погружаемого материала о лапу; реакция опоры  $R_c$ , приложенная в точке  $C$ , направленная вдоль ведомого кривошипа; реакция опоры крепления лапы к ведущему диску, которая разложена на две составляющих – нормальную  $R_a^{(n)}$ , направленную вдоль луча  $OA$ , и тангенциальную  $R_a^{(t)}$ , направленную по касательной к траектории точки  $A$ . Для нахождения неизвестных реакций составлена следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} R_c \sin(\alpha - \beta) - W_z \cos(\alpha) - DA; \\ R_c \cos(\alpha) - R_a^{(t)} \sin(\alpha) - R_a^{(n)} \cos(\alpha) - W_z \cos(\alpha - \beta); \\ R_c \sin(\alpha) - R_a^{(t)} \cos(\alpha) - R_a^{(n)} \sin(\alpha) - W_z \sin(\alpha - \beta), \end{aligned}$$

где  $DA$  – расстояние от точки крепления лапы к ведущему диску до точки приложения статического усилия зачерпывания:

$$DA = \frac{1}{3} \frac{(yS - yL) SL}{\cos(\alpha - \beta)},$$

где  $SL$  – длина лапы, выходящая за границу приемной плиты:

$$SL = \begin{cases} b^{(y)} - yL, & \text{если } b^{(y)} > yL \\ 0, & \text{если } b^{(y)} \leq yL \end{cases}$$

Зависимость глубины внедрения лапы в штабель от угла поворота ведущего диска представлена на рис. 9.

Для сравнения различных механизмов между собой по необходимому крутящему моменту удобно пользоваться безразмерным отношением тангенциальной составляющей на пальце ведущего диска к величине усилия зачерпывания (рис. 10):

$$K_R = \frac{R_a^{(t)}}{W_z} = \frac{p \sin(\alpha - \beta) \sin(\alpha - \beta) - DA \cos(\alpha) \sin(\alpha - \beta)}{p \sin(\alpha - \beta)}$$

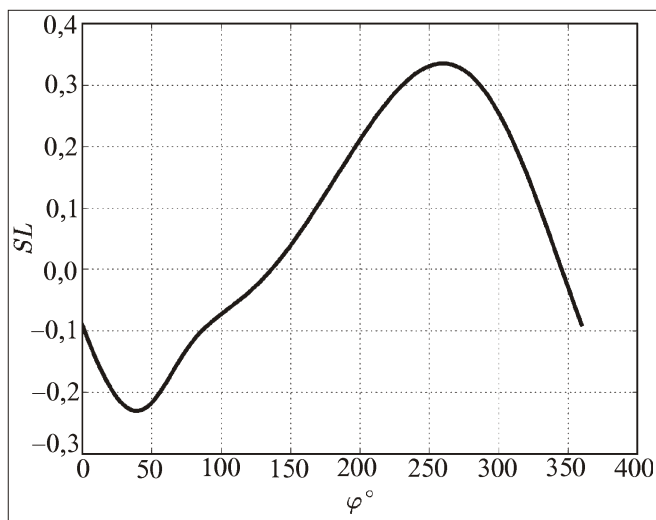


Рис. 9. Зависимость глубины внедрения лапы в штабель от угла поворота ведущего диска

Вычислительные эксперименты с помощью разработанной программы позволили определить:

1) траектории всех выделенных (характерных) точек механизма (см. рис. 1);

2) скорости всех характерных точек механизма (см. рис. 2–7);

3) глубину внедрения лапы в штабель в зависимости от угла поворота ведущего диска (см. рис. 9);

4) мгновенную и усредненную производительности нагребающей лапы (см. рис. 9) при высоте слоя в 0,2 м и частоте вращения ведущего диска 38 мин<sup>-1</sup>;

5) статические составляющие усилий, действующих на механизм, безразмерное отношение тангенциального усилия в точке  $A$  к сопротивлению зачерпывания, что позволяет проводить сравнение различных механизмов нагребающих лап по потребным усилиям и крутящим моментам.

Как видно из результатов исследования (см. рис. 9), расчетная производительность механизма зачерпывания ( $0,021 \text{ м}^3/\text{с}$  или  $1,26 \text{ м}^3/\text{мин}$  для одной лапы) соответствует теоретической (паспортной) производительности ( $2,5 \text{ м}^3/\text{мин}$  или  $0,0417 \text{ м}^3/\text{с}$  для машины в целом). Характер изменения тангенциального усилия  $R_a^{( )}$  на пальце ведущего диска соответствует физике процесса — перемещение лапы в штабеле горной массы приводит к увеличению объема сдвига материала до максимального значения, затем, с проталкиванием захваченного груза на конвейер, объем материала уменьшается.

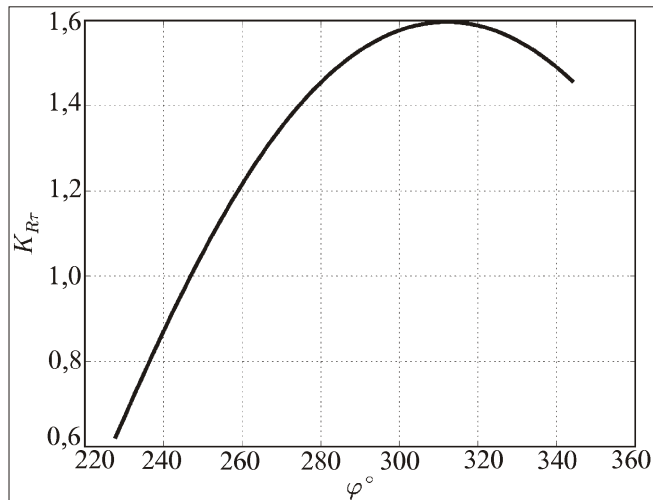


Рис. 10. Отношение тангенциальной составляющей усилия на пальце ведущего диска к сопротивлению зачерпывания в зависимости от угла поворота ведущего диска

#### Список литературы

1. Гонтарь Н.В. Об улучшении забирающего органа машины С-153 / Науч. тр. Новочерк. политехн. ин-та. 1959. Т. 49. С. 29–46.
2. Мариан И.Д. Требования к исполнительному органу погрузочной машины с нагребающими лапами / Науч. тр. Проект. и науч.-иссл. ин-та. "Гипронибель". 1958. Вып. 2. Горное оборудование. С. 133–161.
3. Кальницкий Я.Б., Филимонов А.Т. Самоходное погрузочное и доставочное оборудование на подземных рудниках. М.: Недра, 1974. 302 с.
4. Горбачев Б.Г. Определение мощности двигателей для погрузочных машин с нагребающими лапами // Транспорт горных предприятий. 1963. С. 100–105.
5. Крисаченко Е.А. Исследование процесса взаимодействия рабочего органа погрузочных машин с парными нагребающими лапами со штабелем насыпного крупнокускового материала: Дис. ... канд. техн. наук. 05.174. Защищена 23.06.71. Новочеркасск, 1971. 210 с.
6. Турушин В.А. Исследование динамики трансмиссий рабочих органов погрузочных машин с парными нагребающими лапами: Дис. ... канд. техн. наук. Защищена 26.03.71. Новочеркасск, 1971. 146 с.
7. Верклов Б.А., Жуков В.А., Ровенок А.И. Система автоматического регулирования нагрузки погрузочных машин // Горный журнал. 1970. № 10. С. 59–61.
8. Водяник Г.М., Дровников А.Н., Васильев Ю.А. Погрузочная машина бокового захвата с автоматически регулируемым режимом работы / Известия Сев.-Кавк. науч. центра высш. шк. Сер. Технические науки. Ростов-на-Дону. 1973. № 1. С. 29–33.
9. Хазанович Г.Ш., Лоховинин С.Е., Ноздрин П.Ф., Уросов А.В. Погрузочная машина 1 ПНБ-2, оснащенная регулятором подачи // Горный журнал. 1979. № 11. С. 73–76.
10. Хазанович Г.Ш. Оптимизация рабочих процессов и параметров шахтных погрузочных машин: Дис. ... д-ра техн. наук. Защищена 19.10.90. Новочеркасск. 500 с.

## Напряженно-деформированное состояние породного массива при двух одновременно работающих шпуровых гидроотрывниках<sup>НГ</sup>

*Рассмотрены режимы работы двух одновременно работающих шпуровых гидроотрывников. Построена конечно-элементная модель массива и элементов гидроотрывников и определены поля распределения деформаций и напряжений с учетом взаимного влияния работы отрывников.*

**Ключевые слова:** шпуровой гидроотрывник, конечно-элементная модель, деформации, напряжения, моделирование.

Yu.I. Klimov, N.V. Mutovina

## Tense Diformated Condition Rock Mass with Two Spur Hydroisolations Working Simulteously

*Considered two modes of concurrent spur hydroisolations. Built finite-element model of the mass and elements of hydroisolations and defined field of distribution of strain and stress, taking into account the mutual influence of hydroisolations.*

**Keywords:** spur hydroisolations, finite-element model, strains, stresses, simulation.

Шпуровые гидроотрывники хорошо зарекомендовали себя при добыче кристаллосодержащих руд и разрушении монолитов, так как обеспечивают щадящую и безопасную технологию ведения работ. Шпуровой гидроотрывник (рис. 1) представляет собой силовой гидроцилиндр 1 с двумя поршнями, один из которых является полым и заканчивается штангой 2 с обратным конусом на конце. Обратный конус штанги при ее перемещении взаимодействует с цангой 3, имеющей внутреннюю конусную поверхность. Шток 4 второго поршня проходит сквозь отверстие в полном поршне и штанге и заканчивается пятой, которой он упирается в дно шпура.

Работает данное устройство следующим образом. В предварительно пробуренный короткий шпур (до 300...350 мм) вставляется цанга, после чего в полость С подается под давлением рабочая жидкость. Полый поршень со штангой перемещается от забоя, раздвигая конусом лепестки цанги, — осуществляется режим распора цанги в стенке шпура. На следующем этапе жидкость под давлением подается в полость А под второй

поршень, который, выдвигаясь к забою, упирается своим штоком в дно шпура, при этом цилиндр вместе с захваченной цангой частью массива отходит от забоя — осуществляется режим отрыва породного целика 5. При подаче жидкости в полость В происходит возврат элементов отрывника в исходное положение.

В процессе эксплуатации шпуровых гидроотрывников бывали случаи, когда отрыв части массива не удавалось осуществить из-за недос-

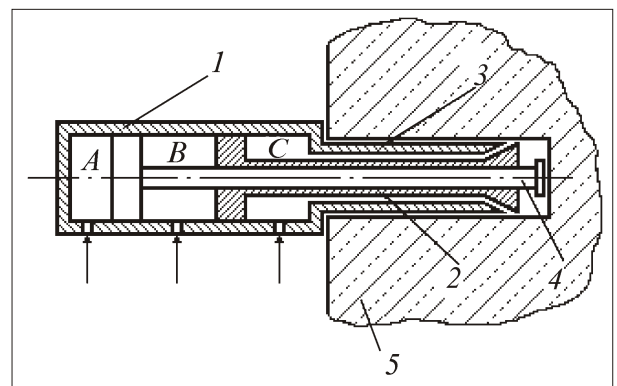


Рис. 1. Конструктивная схема шпурового гидроотрывника

таточного усилия, развиваемого гидроотрывником. В этом случае на некотором расстоянии пробуривался второй шпур, в который вставлялся второй гидроотрывник, и отделение целлика от массива проводилось одновременно двумя гидроотрывниками.

В целях изучения взаимного влияния двух одновременно работающих гидроотрывников было проведено исследование с использованием специально разработанной модели в программе ANSYS WORKBENCH версии 11.0. Главным преимуществом этой программы по сравнению с предыдущими версиями является то, что она позволяет строить модели, на которых можно одновременно выполнять моделирование как на макро-, так и на микроуровнях.

Двухуровневая модель адекватно имитирует работу реального устройства, так как в этом случае моделируется взаимодействие рабочего органа с массивом с учетом типа контактных поверхностей между элементами самого отрывника: штангой и цангой и между цангой и стенками шпура с одной стороны, шток-поршнем с опорной пятой и дном шпура – с другой. Чтобы запустить в работу такую модель, достаточно подать рабочее давление жидкости последовательно в напорные полости согласно гидравлической схеме устройства.

Исходные данные для моделирования: сопротивление  $\sigma_p$  породы разрушению при растяжении – 6 МПа; диаметр шпура – 52 мм; глубина шпура – 300 мм; давление рабочей жидкости – 40 МПа; угол конуса штанги и цанги – 6°.

В результате моделирования в этом случае имеется возможность определить напряженно-деформированное состояние не только породного массива, но и элементов гидроотрывника. При этом не требуются предварительного расчета нагрузок и определения мест их приложения, так как эта часть работы выполняется программой автоматически и в полном соответствии с процессом функционирования реального объекта.

В процессе моделирования определялись напряжения и деформации в массиве при одновременной работе двух шпуровых отрывников, расположенных друг от друга на разных расстояниях (200, 400 и 600 мм). Это дало возможность определить расстояние, при котором совместная работа двух шпуровых отрывников будет наиболее эффективной.

Так, при расстоянии, равном 200 мм, поля напряжений и деформаций от двух гидроотрывни-

ков практически полностью накладываются друг на друга, увеличивая их суммарные значения. Однако область массива, подвергнутая напряжению и деформации, невелика, что обуславливает небольшой объем оторванной массы.

При расстояниях между отрывниками 400 и 600 мм зоны напряжений и деформаций, возникающих от действия отрывников в режиме отрыва, объединяются, создавая предпосылки для увеличения объема оторванной массы породы от массива.

На рис. 2 (см. 3-ю стр. обложки) показана картина напряжений в массиве и в элементах шпуровых отрывников, возникающих в режиме распора цанг в стенки шпуров при расстоянии между отрывниками 400 мм. Значения напряжений указаны в паскалях.

Как видно на рисунке, при распоре цанг в стенки шпуров возникают напряжения сжатия, причем величина напряжений в цангах больше (синий цвет), чем в массиве (голубой цвет). Зона сжатия распространяется на всю нижнюю часть массива (зеленый цвет), тогда как в верхней его части образуются напряжения растяжения (желтый и оранжевый цвета), причем у дна шпуров они больше по величине. Наиболее нагруженными являются штанги отрывников и они испытывают напряжения растяжения (красный цвет). Влияние двух одновременно работающих отрывников приводит к объединению зон сжатия и растяжения, возникающих от каждого из них.

На этапе отрыва картина напряжений в массиве резко изменяется. Сам этап отрыва распадается на две стадии: первая сопровождается выдвиганием штока и упором пяты в дно шпура, а вторая – отходом цилиндра отрывника вместе с отрываемым целиком породы.

На рис. 3 (см. 3-ю стр. обложки) показаны картины напряжений в массиве и в элементах отрывников в режиме отрыва на первой и второй стадиях. Как видно на рис. 3, а, на первой стадии отрыва под действием усилия, действующего на дно шпура со стороны выдвигающегося штока, в окрестности дна шпура формируется зона сжатия (голубой цвет). Флажками вокруг отрывников оконтурены зоны сжатия, остальная часть массива испытывает напряжения растяжения. Однако их величина меньше сопротивления породы растяжению, поэтому на этой стадии отрыва разрушения породного массива не происходит. Тем не менее, уже на этой стадии в окрестности контакта цанги со стенками шпура, т.е. в зоне, где напряжения растяжения достигнут ве-

личины  $p$ , могут появиться трещины разрушения (зона, окрашенная оранжевым цветом). Шток поршня находится под напряжением сжатия (синий цвет), а штанга – под напряжением растяжения (красный цвет).

На второй стадии отрыва давление жидкости заставляет цилиндр отрывника вместе с захваченной частью массива отходить от забоя (см. рис. 3, б), что приводит к изменению картины напряжений в массиве. Верхняя часть массива оказывается растянутой, а нижняя часть – сжатой. Флажками отмечена граница между сжатой и растянутой зонами.

По мере увеличения давления жидкости напряжения в массиве возрастают, достигают предела прочности породы на растяжение, и трещины, образовавшиеся на первой стадии отрыва, распространяются вдоль границы между сжатой и растянутой зонами и выходят на свободную поверхность. Происходит отрыв целика породы от массива.

Изложенное хорошо подтверждается картиной деформаций в массиве на этапе отрыва (рис. 4, см. 4-ю стр. обложки).

На первой стадии отрыва (см. рис. 4, а) наибольшим деформациям подвержены обособленные зоны массива в окрестности шпуровых гидроотрывников (оранжевый и желтый цвета), так что влияния их друг на друга не прослеживается. Картина деформаций на второй стадии отрыва (см. рис. 4, б) резко изменяется. Теперь уже взаимное влияние гидроотрывников приводит к объединению двух зон деформаций в общую зону (желтый цвет). Очевидно, что трещина разрушения пройдет по границе между сжатой (желтый цвет) и растянутой (зеленый цвет) зонами массива, а наибольшую по величине деформацию испытывают элементы отрывников (красный цвет). Таким образом, влияние двух одновременно работающих гидроотрывников приво-

дит к увеличению объема оторванной массы, т.е. к увеличению производительности за один отрыв.

Аналогичные результаты были получены при работе двух гидроотрывников, расположенных на расстоянии 600 мм друг от друга. Однако картина деформаций (рис. 5, см. 4-ю стр. обложки) на второй стадии отрыва показывает, что влияние отрывников друг на друга ослабевает, так как общая зона деформаций начинает "проседать" в средней ее части.

Таким образом, исследования показали, что рациональное расстояние между шпуровыми гидроотрывниками находится в диапазоне 400...600 мм. Увеличение этого расстояния нецелесообразно, так как это приведет к снижению взаимного влияния двух отрывников и к потере эффекта наложения силовых полей. Расстояние между шпуровыми гидроотрывниками является важным конструктивным параметром для проектирования исполнительного органа проходческо-добычной машины, использующей принцип шпурового отрыва.

#### Список литературы

1. **Климов Ю.И., Батраков А.В., Бердалин Б.С.** Средства механизации для безвзрывного разрушения горных пород // Материалы 1-го семинара по угольному машиностроению Кузбасса. Кемерово, 1989. С. 15–18.
2. **Климов Ю.И., Серебряков С.В.** К расчету силовых и энергетических параметров разрушения горных пород шпуровым гидроотрывником // Материалы Всесоюз. науч. конф. "Проблемы создания и внедрения горных машин с ударными исполнительными элементами". Караганда, КарПТИ, 1985. С. 25–26.
3. **Климов Ю.И., Мутовина Н.В.** Моделирование работы шпурового гидроотрывника в программе ANSYS WORKBENCH // Тр. Межд. науч.-практ. конф. "ЖАС ГАЛЫМ-2009". Тараз. ТарГПИ, 2009. С. 120–123.

**А.И. Афанасьев**, д-р техн. наук, проф., **Д.Н. Андриюшенков**, магистрант,  
**А.Ю. Закаменных**, канд. техн. наук, **А.А. Чиркова**, канд. техн. наук, доц., УГГУ, г. Екатеринбург  
 E-mail: gpt2004@mail.ru

## Энергопотребление при работе резонансных грохотов и питателей<sup>НГ</sup>

*Приведены результаты исследований по определению энергозатрат при работе резонансных вибротранспортных машин с линейным электромагнитным двигателем. Установлено, что комплексный критерий энергетической эффективности этих машин существенно больше, чем у серийных резонансных вибропитателей.*

**Ключевые слова:** энергозатраты, вибротранспортные резонансные машины, электромагнитный двигатель, критерий энергетической эффективности.

**A.I. Afanasiev, D.N. Andryushenkov, A.Yu. Zakamennykh, A.A. Chirkova**

## Energy Consumption in the Work of Resonant Screens and Feeders

*The results of studies to determine the resonance energy at work vibration transport machines with a linear electromagnetic motor. Established that the integrated test the energy efficiency of these machines is significantly greater than that of the serial resonant vibrating.*

**Keywords:** energy consumption, vibration transport resonance machine, an electromagnetic motor, the criterion of energy efficiency.

**В** горной промышленности России используются питатели с линейным электромагнитным двигателем типа ПЭВ, ПВГ, работающие в области резонансной частоты и грохота ГРЛ-62, ГРЛ-72 с эксцентриковым приводом и упругим шатуном. Электромагнитные резонансные вибротранспортные машины (ВТМ) работают с относительно большой частотой, кратной частоте промышленной электросети, и имеют относительно небольшие амплитуды (до 3 мм) колебаний рабочего органа. В табл. 1 приведены характеристики резонансных ВТМ: производительность  $Q$ , мощность двигателя  $P$ , критерий энергетической эффективности  $K_э$  [1, 2], комплексный критерий энергетической эффективности ( $K_к$ ) [3], масса рабочего органа  $m_{р.о.}$ . Угол наклона рабочего органа этих ВТМ – 0...8°, а угол вибрации – 20...50°.

Данные табл. 1 показывают, что комплексный критерий энергетической эффективности  $K_к$  [3] изменяется в широком диапазоне и зависит от конструктивного исполнения рабочего органа.

Резонансные машины, разработанные в УГГУ, имеют относительно низкую частоту колебаний – до

5 Гц и амплитуду до 30 мм. При таких параметрах вибрации эти ВТМ обеспечивают "быстроходный", "полубыстроходный" и "тихоходный" режимы вибротранспортирования. В качестве вибровозбудителя в этих машинах используются два типа двигателей: линейный импульсный магнитно-индукционный и электромагнитный [4]. Энергозатраты, а следовательно, и тепловая нагруженность, надежность и производительность резонансной вибротранспортной машины существенно зависят от величины движущего усилия, которое пропорционально току в его обмотке. Питание магнитно-индукционного двигателя [4] осуществляется относительно короткими импульсами тока (время действия движущего импульса меньше четверти периода собственных колебаний).

Для поддержания стабильной амплитуды колебаний при резонансной частоте 5 Гц через обмотку за 30...60 мс необходимо пропускать значительный по амплитуде ток. Это вызывает существенный нагрев всех частей двигателя. Время протекания по обмотке тока ограничивается временем заряда накопителя энергии – конденсаторов и временем коммутации тиристоров. Для электромагнитного двигателя постоянного тока время действия движущего усилия может быть в 2–3 раза больше, что позволяет существенно уменьшить тепловые потери в обмотке по сравнению с магнитно-индукционным.

На кафедре горно-промышленного транспорта УГГУ были проведены эксперименты на ВТМ по определению энергозатрат. При ис-

Таблица 1  
 Параметры работы и критерии энергетической эффективности ВТМ

Марки ВТМ	$Q$ , т/с	$P$ , кВт	$K_э$ , кг·м/(с кВт)	$K_к \cdot 10^4$ , м/(с кВт)	$m_{р.о.}$ , кг
ГРЛ-62	0,041	13	19	315	500
ГРЛ-72	0,066	17	28,1	257	1100
ПВГ-1,0/2,5	0,18	11	40,9	117	3500
ПВГ-1,6/6,5	0,17	28	39,5	30,8	12800
ПВГ-2,6/6,0	0,25	34	44,2	34,7	12700
ПВГ-1,2/5,7	0,166	17	55,6	181	3080
ПЭВ-3-4-2-19	0,21	8	64	97	6790

**Энергетическая эффективность резонансных грохотов  
(экспериментальные данные)**

$f_p$ , Гц	$v$ , см/с	$m_{тр}/m_{р.о}$ , кг/кг	$P$ , кВт	$K_k \cdot 10^{-4}$ , м/(с кВт)	Тип вибро-возбудителя
3,33	22,7	0,039	0,575	155	Магнитно-индукционный
	20	0,089		310	
	11...12	0,17		325...370	
3,6	20...22	0,052	0,190	540...600	Линейный электромагнитный
	15...16	0,128	0,205	900...1020	
	12...14	0,166	0,240	960...1340	

пытаниях угол вибрации был равен  $30^\circ$ , угол наклона рабочего органа –  $5,5^\circ$ , относительная нагрузка рабочего органа  $m_{тр}/m_{р.о} = 0,05...0,2$  кг/кг, где  $m_{тр}$  – масса груза;  $m_{р.о}$  – масса рабочего органа. Параметры рабочего процесса резонансной ВТМ замерялись при помощи стандартной измерительной аппаратуры. Геометрические параметры грохота с электромагнитным и магнитно-индукционным вибровозбудителем близки к параметрам грохота ГВЛ-500. В табл. 2 приведены параметры рабочего процесса резонансной ВТМ. Здесь  $v$  – скорость движения грохотимого материала. Мощность магнитно-индукционного двигателя при его работе определяли по энергии заряда конденсаторов по формуле

$$P = 0,5CU^2 f_p,$$

где  $C$  – емкость конденсаторов, Ф;  $U$  – напряжение заряда конденсаторов, В;  $f_p$  – резонансная частота, Гц.

Энергия, Дж, потребляемая электромагнитным двигателем из сети за цикл колебаний, определялась после фиксирования тока в обмотке и напряжения на ее зажимах по формуле:

$$E = I_{\max} t_1 \frac{U_x}{6} \frac{2U_p}{U_p t_2}, \quad (1)$$

где  $U_x$  – напряжение на зажимах обмотки двигателя в момент подключения его к источнику питания, В;  $U_p$  – напряжение на зажимах обмотки при максимальном токе, В;  $I_{\max}$  – максимальный ток в обмотке, А;  $t_1$  – время нарастания тока до максимума, с;  $t_2$  – время протекания максимального тока в обмотке, с.

Соответственно, мощность электромагнитного двигателя:

$$P = E / T, \quad (2)$$

Таблица 2 где  $T$  – период собственных колебаний рабочего органа, с.

Следует отметить, что относительная нагрузка рабочего органа в реальных условиях эксплуатации не превышает 0,2. При этом обеспечиваются приемлемые производительность и эффективность грохочения. Анализ данных, приведенных в табл. 2, показывает, что при относительной нагрузке, близкой к 0,2, комплексный критерий энергетической

эффективности ВТМ с линейным электромагнитным двигателем практически в 3 раза больше, чем у ВТМ с магнитно-индукционным двигателем. При относительной нагрузке  $m_{тр}/m_{р.о} < 0,05$  энергетическая эффективность резонансных ВТМ с магнитно-индукционным двигателем неприемлемо низка. Экстраполируя данные табл. 2, можно отметить, что при увеличении относительной нагрузки больше 0,2 значительно уменьшается скорость вибротранспортирования горной массы, что уменьшает производительность машины. Средняя удельная производительность грохота при грохочении шлака металлургического производства крупностью 10 мм составила 8000 кг/(м<sup>2</sup> ч). Среднее значение комплексного критерия энергетической эффективности было равно  $350 \cdot 10^{-4}$  м/(с кВт), что в 1,5–2 раза больше, чем у вибропитателей ПВГ, ПЭВ.

#### Вывод

Резонансные ВТМ с линейными электромагнитными двигателями имеют по сравнению с известными вибротранспортными машинами существенно больший комплексный критерий энергетической эффективности.

#### Список литературы

1. Потураев В.Н. Резонансные грохоты. М.: ЦНИЭИУголь, 1963. 94 с.
2. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 326 с.
3. Афанасьев А.И., Братыгин Е.В., Чиркова А.А. Комплексный критерий эффективности рабочего процесса вибротранспортных машин / Тр. VIII Междунар. научн.-практ. конф. "Проблемы карьерного транспорта". Екатеринбург, 20–23 сентября 2005 г. С. 48–52.
4. Афанасьев А.И., Чиркова А.А. Параметры рабочего процесса магнитно-индукционного импульсного двигателя виброгрохота // Известия Вузов. Горный журнал. 2007. № 7. С. 94–98.

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

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Т.И. Андреева. Корректоры Л.И. Сажина, Л.Е. Соношкина

Сдано в набор 17.06.10 г. Подписано в печать 19.08.10 г. Формат 60 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,54. Заказ 567. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.