

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

**Субботин В.А., Телегина О.В.** Технология сооружения магистрального четырехполосного автодорожного тоннеля овальной формы поперечного сечения модульным универсальным щитовым комплексом "МУСКАТ" . . . . . 2  
**Юнгмейстер Д.А., Васильева М.А., Соколова Г.В., Непран М.Ю.** Погрузные устройства с лапами активного действия . . . . . 5

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

**Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Подобедов Н.И.** Математическая и структурная модели для оптимального проектирования подсистем подвески и перемещения исполнительного органа проходческих комбайнов мехатронного класса . . . . . 9  
**Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Степаненко Е.Ю.** Адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна как мехатронного объекта . . . . . 16

### БУРОВЫЕ РАБОТЫ

**Комиссаров А.П., Быков Д.В., Прокопович Г.В.** Выбор рациональных параметров породоразрушающего инструмента буровых машин ударного действия . . . . . 22

### ДИАГНОСТИКА

**Менчугин А.В.** Особенности проведения подготовительных работ при контроле узлов и элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов типа драглайн методом акустической эмиссии . . . . . 25

### ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

**Тарасов Ю.Д., Котилевский А.В.** Исследование параметров вертикального ленточного конвейера с системой улавливания грузонесущего контура . . . . . 30  
**Глебов А.В., Кармаев Г.Д.** Основные принципы формирования автомобильного парка горно-добывающего предприятия . . . . . 37

### НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

**Хазанович Г.Ш., Ревякина Е.А.** Имитационное исследование влияния основных факторов на формирование выходных характеристик погрузочной машины . . . . . 42  
**Андреева Л.И., Лапаева О.А.** К вопросу анализа риска эксплуатации горного оборудования . . . . . 47  
**Чекмасов Н.В., Сидякин Д.А.** Определение рациональных параметров шнекового погрузчика . . . . . 52

### ПОДГОТОВКА КАДРОВ

**Красников Ю.Д.** Итоги тестирования остаточных знаний студентов горных электромеханических специальностей за последние 20 лет . . . . . 54

### ИНФОРМАЦИЯ

**Поздравляем юбиляра!** . . . . . 56

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(043.3)

**В.А. Субботин**, канд. техн. наук, доц., **О.В. Телегина**, ст. препод., МГГУ

E-mail: UD@msmu.ru

### Технология сооружения магистрального четырехполосного автодорожного тоннеля овальной формы поперечного сечения модульным универсальным щитовым комплексом "МУСКАТ"

---

*Обоснована оптимальная технология сооружения многополосных автодорожных тоннелей овальной формы поперечного сечения модульным универсальным щитовым комплексом "МУСКАТ" в сложных горно-гидрогеологических условиях без осадки поверхности.*

**Ключевые слова:** автодорожный тоннель, модульный универсальный комплекс, автомобильный тягач.

**V.A. Subbotin, O.V. Telegina**

### Technology of a Construction of the Main Four Strip Road Tunnels of the Oval Form of Cross-Section Section a Modular Universal Complex "MUSCAT"

---

*The optimum technology of a construction of multistrip road tunnels of the oval form of cross-section section by a modular universal complex "MUSCAT" in difficult mountain-hydro-geological conditions without surface deposits is proved.*

**Keywords:** road tunnel, modular universal complex, the automobile tractor.

Рациональным сечением автодорожного тоннеля с многополосным движением транспортных средств, сооружаемым подземным способом, является овальное, вытянутое вдоль горизонтальной оси. Это обусловлено тем, что по СНиП высотный габарит в автодорожных тоннелях равен 5,0 м, ширина дорожной полосы должна быть равна 4,0 м, ширина защитной полосы – 0,75 м, ширина тротуара – 1,0 м плюс толщина обделки.

На кафедре "Сопротивление материалов" МГГУ разработано оптимальное сечение в виде овала (пятисимметричный двойной овал) автодорожного тоннеля для четырехполосного движения транспортных средств (рис. 1). Ширина тоннеля вчерне 20 м, высота тоннеля 11,0 м. Площадь сечения тоннеля вчерне составляет 183 м<sup>2</sup>.

Разработанный нами механизированный щитовой комплекс позволяет сооружать автодорожный тоннель как в устойчивых, так и в неустойчивых породах при больших притоках воды. Рас-

четная скорость сооружения тоннеля этим комплексом составляет 300 м готового тоннеля в месяц.

На рис. 2 (см. 2-ю стр. обложки) показан тоннелепроходческий механизированный комплекс "МУСКАТ".

Головная секция 1 (рис. 3, см. 2-ю стр. обложки) комплекса оснащена рабочим органом, состоящим из трех горизонтальных веретенообразных барабанов и двух вертикальных сдвоенных барабанов. Для разрушения различных горных пород барабаны оснащены рабочим инструментом: шарошками, резцами, скребками, установленными в определенной последовательности (рис. 4, см. 2-ю стр. обложки). При вращении барабанов и перемещении рабочего органа на забой происходит разрушение породы строго в пределах оболочки щита. Подача рабочего органа на забой может осуществляться двумя способами: подачей на забой рабочего органа и перемещением головного щита. Головной щит передвигают, отталкиваясь щитовыми домкратами 15

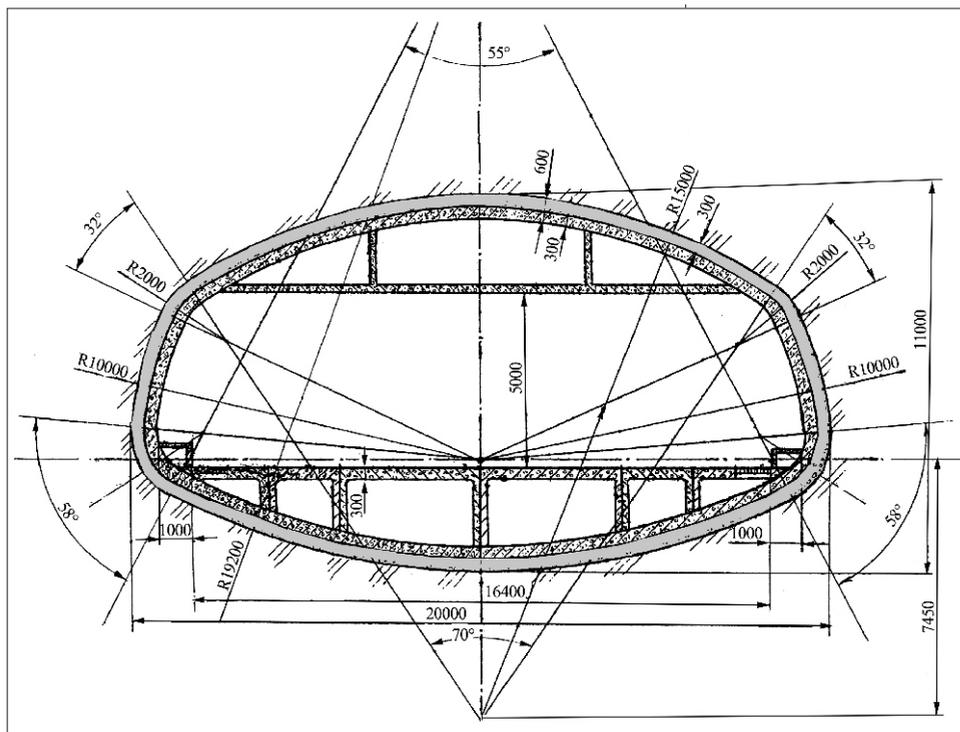


Рис. 1. Сечение четырехполосного автодорожного тоннеля, сооружаемого комплексом "МУСКАТ"

(см. рис. 2 на 2-й стр. обложки) от опорного щита. Причем, последний перед этим фиксируют в неподвижном положении, распирая греперы 10 в боковые породы с помощью гидродомкратов. Затем убирают греперы и передвигают опорный щит, подтягивая его к головному щиту.

Такой способ передвижки щитового комплекса обеспечивает ему хорошую маневренность и передвижку независимо от возведения обделки, что увеличивает скорость сооружения тоннеля, исключает технологические простои, создает оптимальные условия для формирования пресс-бетонной обделки обжимным овалом с помощью щитовых домкратов опорного щита.

Для поддержания забоя в устойчивом состоянии рабочий орган отделен от тоннеля прочной герметичной перегородкой. Герметичная перегородка отстоит от рабочего органа щита на расстоянии около 100 мм, повторяя его конфигурацию по всей площади сечения. На расстоянии около 1 м от первой герметической перегородки расположена вторая герметическая перегородка. Эти две перегородки образуют породную камеру, объем которой используется для дозированного выпуска разработанной породы через открывающиеся или закрывающиеся герметично шиберами окна в первой перегородке и накоплении ее в

породной камере. Погрузка породы выполняется в нижней части породной камеры наклонными шнековыми перегружателями 7, через окна во второй перегородке, затем порода поднимается в верхнюю часть сечения тоннеля и перегружается на ленточные конвейеры, которые транспортируют ее и грузят в кузова-контейнеры. Причем, в тех случаях когда разработанная порода очень насыщена водой ее осушают в гидроциклонах, с тем чтобы уменьшить транспортные расходы, а воду насосами по трубопроводу отправляют в забой, восстанавливая гидростатическое давление. За породным пригрузом постоянно осуществляется контроль в автоматизированном режиме и в зависи-

мости от его состояния в него добавляется вода и пластификаторы.

Механизированный щитовой комплекс имеет модульную конструкцию, позволяющую трансформировать его и использовать после этого также для сооружения автодорожных тоннелей с трех-, двух- и однополосным движением транспортных средств, что коренным образом отличает его от всех созданных к настоящему времени механизированных щитовых комплексов.

При сооружении автодорожных тоннелей этим универсальным, модульным механизированным щитовым комплексом предусматривается возведение двухслойной водонепроницаемой обделки из бетона с высокими эксплуатационными свойствами. Эти свойства обеспечиваются за счет применения модификатора бетона МБ-01 разработки НИИЖБ (10...15 % от массы обычного портландцемента М-400). Применение модификатора МБ-01 позволяет при расходе в пределах 500 кг/м<sup>3</sup> и обычных заполнителях из прочных пород получить бетоны:

- сверхпрочные (прочность на сжатие выше 80 МПа) и высокоплотные (марка по водонепроницаемости выше W16);
- повышенной долговечности (стойкость к воздействию сульфатных и хлористых сред, сла-

бых кислот, морской воды, повышенных температур до 400 С, морозостойкость).

Технологией предусмотрено, что первый слой обделки 5 (см. рис. 2) может быть выполнен из следующих материалов:

- монолитного пресс-бетона;
- монолитного сверхвысокопрочного пресс-железобетона с дискретным армированием (пресс-фибробетона);
- сборных железобетонных блоков (такой первый слой обделки по ТУ должен устанавливаться в весьма неустойчивых горно-гидрогеологических условиях (плывунах)).

Второй слой обделки 6 – монолитный, возводится с некоторым отставанием с помощью скользящей опалубки, перемещаемой щитом вслед за скользящей опалубкой для возведения пресс-бетонного первого слоя обделки. Между первым и вторым слоями обделки наносится напылением гидроизоляционный слой. Этот слой разделяет слои обделки, что увеличивает несущую способность обделки и ее гидроизоляционные свойства.

Для возведения монолитного первого слоя предусмотрен передвигающийся вместе с щитовым комплексом механизированный бетонный мини-завод, производительность которого должна соответствовать проектной скорости проходки.

При бетонном мини-заводе предусмотрен запас материалов на двое-трое суток его независимой работы (цемент, песок, щебень различных фракций, модификатор бетона МБ-1).

Бетон за скользящую опалубку при возведении первого слоя обделки и за скользящую опалубку при возведении второго слоя обделки подается по трубам бетононасосами 12. При возведении второго слоя обделки бетонную смесь за опалубкой во время укладки уплотняют с помощью специальных вибраторов.

Во втором слое обделки предусмотрены закладные детали для крепления П-образных сборных железобетонных блоков дорожного по-

крытия с помощью сварки или приварки арматуры фермы дорожного покрытия и возведения горизонтального перекрытия в своде тоннеля и вертикальных перегородок для создания вентиляционных и коммуникационных каналов.

После монтажа П-образных блоков образуется дорожное покрытие, под которым имеются каналы. Эти каналы при эксплуатации тоннеля будут использоваться для прокладки постоянных коммуникаций, вентиляции и очистки вредных выбросов автомобилей, а также аварийной эвакуации людей при пожаре.

Следует отметить, что дорожное покрытие и вентиляционные каналы можно возводить также из монолитного железобетона с помощью механизированных опалубок и бетононасосов, что значительно экономичней.

Несущая способность двухслойной обделки значительно усиливается верхней и нижней железобетонными фермами: при этом несущая способность двухслойной обделки возрастает более чем в 2 раза.

Вывоз породы при сооружении тоннеля будет осуществляться контейнерным методом автотягачами.

Работа тягачей организуется следующим образом.

Порожние кузова-контейнеры устанавливаются автотягачами под конвейером "елочкой" с таким расчетом, чтобы между ними и стенами тоннеля оставался кольцевой проезд для автотранспорта. Поворотный перегружатель позволяет равномерно загружать кузова-контейнеры. Автотягачи привозят порожние кузова-контейнеры, устанавливают их под погрузку, забирают загруженные кузова-контейнеры и везут на свалку. Такой порядок обеспечивает непрерывность процесса, исключает холостой пробег, увеличивает производительность автотранспорта, улучшает экономические показатели сооружения тоннеля.

Вид сбоку на рабочий орган и привод элемента рабочего органа комплекса "МУСКАТ" представлены на рис. 5 и 6 (см. 2-ю стр. обложки).

Д.А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, проф., М.А. Васильева, асп., Г.В. Соколова, ст. препод.,  
М.Ю. Непран, асп., СПГГИ (ТУ)

## Погрузочные устройства с лапами активного действия<sup>НГ\*</sup>

*Приведен обзор основных конструкций погрузочных частей горно-проходческих машин, проведен анализ физических процессов, происходящих при погрузке горной массы нагребными лапами, рассмотрены основные направления совершенствования исполнительных органов с парными нагребными лапами, а также предложен принципиально новый вариант конструктивного исполнения исполнительного органа нагребной части для создания нагребных лап активного действия.*

**Ключевые слова:** погрузочная машина, нагребные лапы, ударник, горная масса, грузопоток, производительность.

D.A. Yungmeister, M.A. Vasileva, G.V. Sokolova, M.Yu. Nepran

## Loading Facilities with Gathering-Arm Active Action

*Is resulted in the article review basic designs loading parts of mining machines, analysis of physical processes of occurring at loading of rock massive is leaded with gathering-arm, basic directions of perfection of cutting heads with coupled gathering-arm are considered, and also is offered it is basic new variant of constructive execution of executive body of part for creation gathering-arm of conation.*

**Keywords:** loader, gathering-arm, firing pin, rock massive, freight traffic, productivity.

Вопросы механизации погрузки разрушенной горной массы на забойный конвейер или другие транспортные средства имеют весьма важное значение как с точки зрения обеспечения высокопроизводительной работы проходческой машины, так и с точки зрения облегчения условий труда шахтеров, так как ручная погрузка горной массы – тяжелый физический труд, применяемый чаще всего в наиболее опасном, незакрепленном пространстве.

Современные проходческие и добычные комплексы, а также погрузочные машины с нагребными лапами типа ПНБ эффективно эксплуатируются в различных горно-геологических условиях, но рост добычи и скорости проходки, а соответственно, и производительности труда в механизированных лавах существенно сдерживается недостаточной модернизацией некоторых производственных процессов, к которым в первую очередь относится процесс погрузки.

Погрузочные органы независимо от конструкции исполнительного органа выемочной машины должны удовлетворять следующим условиям:

- обеспечить максимально возможную производительность выемочной машины в данных условиях эксплуатации, при этом производитель-

ность погрузочного органа должна удовлетворять условию

$$Q_{гр} \geq Q_{в.м.},$$

где  $Q_{гр}$  и  $Q_{в.м.}$  – теоретическая производительность соответственно органа погрузки и проходческой машины;

- производить необходимую зачистку призабойной дороги, чтобы устранить ручные операции, избежать подштыбовки почвы, вызывающей потерю устойчивости комбайна, увеличение сопротивления при передвижке комбайна и времени, затрачиваемого на эту операцию, кроме того, заштыбовка не позволяет визуальнo контролировать проходку по почве;

- при необходимости дробить крупные куски погружаемого материала на транспортабельные;

- не препятствовать самозарубке комбайна;

- не вызывать при погрузке повышенного пылеобразования, способствовать подавлению пыли, защищать орган разрушения от воздействия вентиляционной струи;

- обладать высокой эксплуатационной надежностью, иметь минимально возможные размеры и массу, быть удобными в эксплуатации, механически (автоматически) переводиться из одного положения в другое.

В проходческих комбайнах получили применение различные типы погрузочных органов: скребковые, лопастные, в виде нагребных лап, ковшовые, комбинированные – шнековые со скребковыми, шнековые с ковшовыми и др.

\*Символом НГ обозначены статьи, поступившие с "Недели горняка – 2010".

Погрузочные органы машин непрерывного действия совершают движение в плоскости питателя, либо в вертикальной плоскости; при этом характер движения исполнительных органов, как правило, вращательный, возвратно-вращательный, возвратно-поступательный или плоский.

Так, например, *погрузочный орган барабанно-лопастного типа* представляет собой вращающийся на выносной стреле барабан с зачерпывающими лопатками, которые по мере поворота барабана утапливаются внутрь. Груз поступает на конвейер. Машины с таким исполнительным органом используют при погрузке вязких руд и пород различной крепости, а также для разрыхления и погрузки спрессованной горной массы при уборке выработок. Однако такой исполнительный орган погрузочной машины, разработанный бывшим институтом ВНИПИрудмаш (г. Кривой Рог), не получил широкого распространения в горной промышленности.

*Исполнительный орган с нагребавшим носком* может использоваться при погрузке крепких крупнокусковых пород. Он представляет собой рамку с днищем, образующую емкость, передняя стенка которой снабжена клинообразным носком. Возвратно-поступательное движение рамки производится силовым цилиндром выдвигания. При внедрении емкость заполняется материалом, при обратном ходе материал проталкивается обратной стороной клинового носка по приемному лотку до перегрузки на конвейер.

Особое место занимают погрузочные органы с нагребавшими барами и рифлеными дисками. Они ранее применялись для погрузочных машин, теперь — только в проходческих комбайнах. Погрузчики с рабочим органом в виде вращающихся дисков, дополненных фрезерующими барабанами, предназначены для погрузки мелкого, не слежавшегося и некрепкого груза [1].

Вследствие конструктивных особенностей и технологических возможностей повсеместное распространение получили погрузочные машины с парными нагребавшими лапами, которые успешно применяются для грузов с различными физико-механическими свойствами. Они надежны в работе, обладают высокой производительностью, возможностью грузить породы крепостью до 12 по шкале проф. М.М. Протодьяконова в выработках с углом наклона до 15° (уклонный вариант). Погрузочная машина работает в комплексе с колесно-рельсовым транспортом. Машина может применяться в очистных камерах, открытых складах полезного ископаемого.

Исполнительный орган может иметь конструктивное исполнение в виде кривошипно-ку-

лисного, реже двухкривошипного механизма. Форма передней кромки лапы в значительной степени определяет сопротивления внедрению и нагребанию. Для предотвращения возможности заклинивания кусков породы между лапами боковой поверхности придают спиралевидную форму. Для погрузки крепких абразивных пород применяют лапы, представляющие собой массивную отливку, изготовленную из износостойкой стали. Крепятся лапы к корпусу с помощью шарнира, который позволяет отклоняться ей в вертикальной плоскости. Это исключает заклинивание лапы при попадании кусков породы между зубьями носка питателя.

Однако эксплуатация погрузочных машин с нагребавшими лапами показывает, что заклинивание лап все же очень распространено, особенно на крупногабаритных машинах в тяжелых условиях работы, при погрузке крупнокусковой абразивной породы, а также негабаритов. Это является также следствием несовершенной конструкции самого исполнительного органа. Машины с парными нагребавшими лапами применяются давно, но конструктивное исполнение не претерпело за это время каких-либо кардинальных усовершенствований, а лишь незначительные модернизации, обусловленные условиями применения машины. В основной массе распространение получили монолитные кривошипно-кулисные нагребавшие лапы, совершающие плоское движение. Они приводятся в движение ведущими дисками и, по сути, являются "слепым" примитивным механизмом, который не в состоянии реагировать на постоянно изменяющиеся условия при погрузке. Вследствие этого очень распространено заклинивание лап в штабеле, а также на подходе к приемному окну конвейера.

Это приводит к резкому возрастанию крутящего момента на валу ведущего диска, соответственно, к большим перегрузкам приводного двигателя нагребавшей части и выходу его из строя. Замена двигателей является очень трудоемкой процедурой и требует больших затрат времени, соответственно, приводит к вынужденному простоям и снижению производительности.

Физические процессы, происходящие при взаимодействии исполнительного органа со штабелем насыпного груза, сводятся к следующему.

При внедрении лапы возникают зоны уплотненных частиц и области деформаций, величина которых зависит от высоты и направления движения лапы (характеризуется углом  $\beta$ ), ее положения относительно касательной к траектории (характеризуется углом  $\alpha$ ) и формы передней

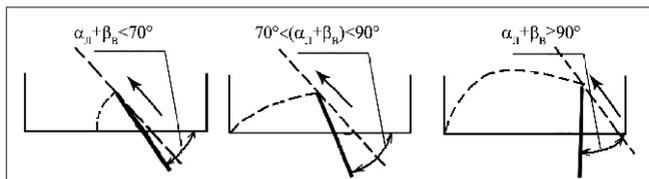


Рис. 1. Зоны сдвига в зависимости от различных положений лапы при внедрении в штабель

кромки лапы. С увеличением угла  $\alpha_l + \beta_n$  пассивный отпор штабеля возрастает, так как увеличиваются зоны сдвижения насыпного груза (рис. 1).

Величина усилий уменьшается, если между осью лапы и направлением ее внедрения сохраняется угол  $\alpha_l = 5...10^\circ$ , так как при  $\alpha_l = 0$  силы трения действуют по обеим сторонам лапы. В целях предотвращения резкого роста усилий в период внедрения стремятся к соблюдению рациональных соотношений между величинами углов  $\alpha_l$  и  $\beta_n$ , а также применяют лапы со скошенной передней кромкой и с зубьями, направленными назад [2].

При нагребании материала сопротивления также зависят от ориентировки оси лапы относительно основания штабеля и величины выхода лапы за линию передней кромки плиты. При значительном вылете лапы усилия нагребания резко возрастают, однако при этом лапа нарушает напряженное состояние штабеля перед кромкой плиты и сопротивления внедрению плиты снижаются.

Максимальные значения крутящего момента на валу ведущего диска за один полный оборот наблюдаются, как правило, при внедрении лапы и нагребании материала. Однако большие нагрузки могут возникнуть и при холостом движении лапы, если глубина внедрения питателя в штабель превышает расстояние между участками нагребания и холостого хода [3].

Совершенствование исполнительных органов с парными нагребающими лапами ведется в следующих направлениях:

- разработка конструкций, позволяющих изменять ширину фронта захвата в процессе погрузки;
- проектирование вариантов погрузочных органов, обладающих повышенной надежностью и ремонтопригодностью;
- уменьшение угла наклона приемной плиты, что повышает эффективность внедрения и производительность машины.

Одним из направлений совершенствования стал исполнительный орган в виде клиновых лап, совершающих возвратно-поступательное

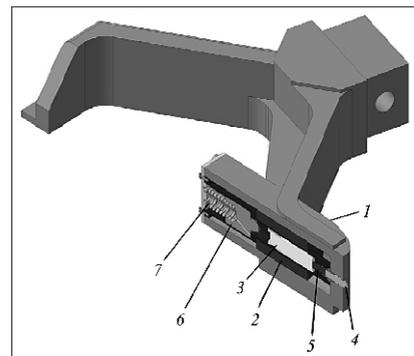


Рис. 2. Общий вид нагребающей лапы активного действия

или плоское движение. Такие погрузочные органы просты по конструкции, надежны и имеют большую глубину внедрения плиты. Но при этом они имеют ограниченный фронт захвата, что негативно отражается на производительности погрузки.

Также были проведены исследования по применению вибрационных элементов в процессе погрузки. Однако работы из стадии математического моделирования не вышли.

Велись также разработки погрузочной части машины с нагребающими лапами с изменяющимся фронтом захвата и дополнительными клиновыми гребками. Однако сложность конструкции и привод гребков с помощью гидроцилиндров не дают возможности данной конструкции найти широкое применение при погрузочных работах в различных условиях.

Принципиально новым направлением совершенствования является создание нового погрузочного устройства с исполнительным органом активного действия (рис. 2). В корпус 1 стандартной нагребающей лапы встраивается малогабаритный электрический ударник, состоящий из соленоида 2, поршня 3, передающего ударный импульс; пики 4, непосредственно которой осуществляется воздействие на негабаритные фракции породы; бойка 5, создающего эффект дребезга в ударной системе, обеспечивающий дополнительное разрушение породы; наковальни 6; демпфирующего элемента 7.

Ударник электрически связан с системой управления, от которой получает сигнал на включение при возрастании нагрузок на приводном двигателе лапы нагребающей части до установленного верхнего порогового уровня. Отключение работы ударника происходит при уменьшении нагрузок на двигателе приводной части до нижнего порогового значения. Верхний и нижний пороговый уровни нагрузок, при которых происходит срабатывание ударника, определяются расчетным путем.

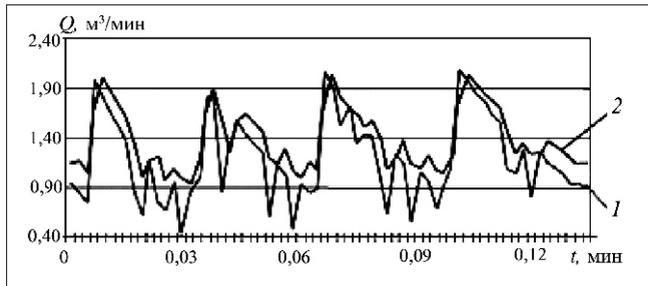


Рис. 3. Изменение производительности погрузочных устройств машин типа ПНБ:

1 — с обычным исполнительным органом; 2 — с нагребающими лапами активного действия

Преимущество использования новой конструкции нагребающей лапы в том, что она повышает надежность и ресурс погрузочной части, так как при возникновении больших крутящих моментов на двигателях приводной части ударник осуществляет воздействие на штабель, изменяя его напряженное состояние, а возникающие при этом вибрации, передающиеся в глубь штабеля, вызывают дополнительное его осыпание и, соответственно, сокращают время и число маневровых операций. Однако проходка буровзрывным способом или использование манипуляторных проходческих комбайнов с гидромолотом в качестве исполнительного органа ведет к образованию большого числа негабаритных фракций породы, которые вызывают затруднения при их отгрузке. В этом случае применение нагребающих лап активного действия позволит дробить негабариты на более мелкие фракции, что исключит привлечение для этого дополнительного оборудования, а также возможность сбрасывания породы с плиты питателя при обратном ходе лапы, что приводит к заштыбовке почвы выработки. Нагребающая лапа с встроенным ударником в состоянии не только осуществлять отработку штабеля, она также изменяет гранулометрический состав погружаемой горной массы и может подрубать нижнюю кромку забоя, формируя четкий контур подошвы выработки.

Главным параметром погрузочных машин типа ПНБ является техническая производительность, которая определяется частотой черпаний и объемами единичных порций, захватываемых нагребающими лапами. Нагребающие лапы, попеременно внедряясь в материал, преодолевают его сопротивление, захватывают часть объема штабеля.

Производительность  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) находится по формуле:

где  $B$  — ширина захвата нагребающих лап, м;  $n$  — частота гребков (число оборотов диска),  $\text{мин}^{-1}$ ;  $d$  — диаметр вращения ведущего пальца диска, принимаемый равным длине рабочего хода лапы, м;  $h$  — высота сдвигаемого лапой слоя погружаемого материала в единичном черпании, м;  $k_3(t)$  — коэффициент загрузки лапы;  $k_3(t) = 1,0 \dots 2,0$ , причем повышается с увеличением крупности погружаемого материала.

Для проходческих комбайнов 4ПУ, ПК9, ГПК коэффициент  $k_3(t) = 1,0 \dots 1,25$ ; при погрузке взорванных пород машинами типа ПНБ  $k_3(t) = 1,25 \dots 2,0$ .

Анализ изменений мгновенного грузопотока, а соответственно и производительности, показывает, что в течение трех единичных черпаний грузопоток остается примерно постоянным, а затем происходит резкое его снижение и требуется подача машины на штабель (рис. 3, кривая 1). Этим объясняется циклическое формирование грузопотока, поступающего на конвейер. В реальных условиях при работе со штабелем с большим содержанием негабаритов производительность снижается из-за частых остановок нагребающих лап, вследствие чего в некоторые моменты грузопоток снижается практически до нуля [4].

Моделирование формирования грузопотока с применением в качестве погрузочного органа нагребающих лап активного действия (см. рис. 3, кривая 2) показывает "выравнивание" мгновенной производительности. Таким образом, применение нагребающих лап, способных активно воздействовать на состояние штабеля, а также на его гранулометрический состав, позволит уменьшить разброс значений максимального и минимального мгновенного значения грузопотока, а также исключить вынужденный простой вследствие заклинивания лап кусками погружаемого материала. Все это в итоге приведет к повышению среднеквадратичной производительности машины.

#### Список литературы

1. Погрузочные машины для сыпучих и кусковых материалов / К.С. Гурков, А.Д. Костылев, Я.Б. Кальницкий, Г.В. Родионов и др. М.: ГНТИ машиностроительной лит-ры, 1962. 288 с.
2. 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.
3. Хазанович Г.Ш., Ленченко В.В. Буровзрывные проходческие системы: учеб. пособие. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. 504 с.
4. Хазанович Г.Ш., Лукьянова Г.В. Инженерная методика выбора рациональных вариантов проходческих погрузочно-транспортных модулей на основе математического моделирования / Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 7. С. 2–5.

УДК 622.232

**П.А. Горбатов**, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко**, канд. техн. наук, доц., **Н.И. Подобедов**, студ., ДонНТУ, Украина

E-mail: lysenko\_nm@ukr.net

## Математическая и структурная модели для оптимального проектирования подсистем подвески и перемещения исполнительного органа проходческих комбайнов мехатронного класса<sup>НГ</sup>

---

*Предложены методика установления рациональных параметров, математическая и структурная модели для оптимального проектирования подсистем подвески и перемещения исполнительного органа в составе проходческих комбайнов следующего поколения на основе дальнейшего развития разработок в этой области. Такие подсистемы призваны обеспечить автоматизированную стабилизацию среднего уровня мощности электродвигателя подсистем привода исполнительного органа, что позволит повысить технический уровень рассматриваемых машин.*

**Ключевые слова:** проходческий комбайн, мехатроника, оптимальное проектирование, методика, математическая модель, рациональные параметры.

P.A. Gorbатов, N.M. Lysenko, N.I. Podobedov

## Mathematical and Structural Model for Optimum Design of Subsystems Suspension and Movements of the Executive Body Heading Machines Mechatronic Class

---

*Offered method of establishment of rational parameters, mathematical and structural models for the optimum planning of subsystems of pendant and moving of executive branch in composition the helldrivers of next generation on the basis of further development of developments in this area. Such subsystems are called to provide the automated stabilizing of middle power-level electric motor of subsystems of drive of executive branch, that will allow to promote the technical level of the examined machines.*

**Keywords:** continuous miner, mechatronics, optimal design, methodology, mathematical model, rational parameters.

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

В числе основных причин снижения темпов проведения подготовительных выработок комбайновым способом в Украине – недостаточный уровень интеллектуализации процессов управления функциональными движениями этих сложных технических объектов, что не позволяет в полной мере реализовать их потенциальные возможности. В этой связи дальнейшее совершенствование проходческих комбайнов на основе реализации автоматизированных режимов работы и современного мехатронного подхода при проектировании, направленное на решение проблемы повышения темпов проходческих ра-

бот, представляется актуальной научной и практической задачей.

### Анализ исследований и публикаций

В стандарте Украины [1] для проходческих комбайнов (ПК) стреловидного типа указывается на необходимость обеспечения режимов автоматизированной стабилизации на заданном соответствующими уставками уровне нагрузки электродвигателя (ЭД) подсистем привода исполнительного органа (ИО) путем: 1) бесступенчатого регулирования для этих органов рабочей (по выемке) скорости перемещения  $v_{\Pi}$  (режим стабилизации среднего значения мощности  $P$  ЭД) или 2) частоты вращения  $n$  ротора ЭД (ре-

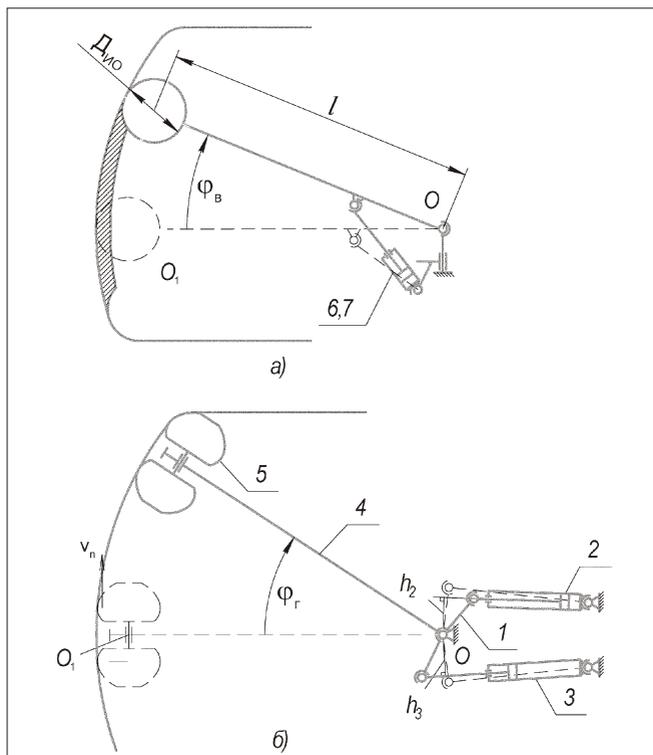


Рис. 1. Расчетная схема для определения параметров подсистемы ППО (на примере комбайна КПД):

$a - \varphi = 0$ ;  $b - \varphi = 0$

жим стабилизации среднего уровня момента  $M$  на валу ИО).

В настоящей статье рассмотрим первый из указанных режимов, называемый также минимальным вариантом, который характеризуется следующими особенностями:  $v_{п} = \text{var}$ ,  $n = \text{const}$ , скорость резания  $v_{р} = \text{const}$ , средняя толщина стружки на резцах  $h = \text{var}$ , теоретическая производительность  $Q = \text{var}$ ,  $P = \text{const}$ .

Перемещения ИО со скоростью  $v_{п}$  обеспечивают подсистема подвески и перемещения ИО (подсистема ППО), которая в соответствии с системным представлением ПК [2, с. 81–85] включает (рис. 1) турель  $I$ ; раму стрелы  $4$  и расположенные в ней корпусные узлы ЭД и редуктора подсистемы привода исполнительного органа (ПИО)  $5$ ; гидропривод регулирования положения ИО на основе пар гидродомкратов  $2, 3$  и  $6, 7$ , а также пары гидродомкратов телескопирования (на рис. 1 условно не показаны), обеспечивающих три степени свободы при перемещении ИО; сам исполнительный орган диаметром  $D_{ио}$  и частотой вращения  $n_{об}$ .

Минимальный вариант применительно к очистным комбайнам достаточно давно исследо-

ван и реализован на практике, см. например, [3–5].

Для ПК стреловидного типа также еще в 70-х гг. XX века были выполнены разработки электрогидравлического регулятора режимов работы, обеспечивающего стабилизацию мощности  $P$  ЭД подсистемы ПИО машин ПК9рА и 4ПП2 [3]. При этом общие принципы регулирования были заложены аналогичными минимальному варианту для очистных комбайнов [2, с. 296–297]. Однако рассматриваемый режим на практике не был реализован, в том числе и для ПК нового поколения КП и КСП.

Применительно к новым разработкам для ПК мехатронного класса следует отметить работы [6, 7].

В работе [6] предложена математическая модель регулятора мощности  $P$  в составе ПК, выполнены модельные исследования разрушения горного массива с разными значениями скоростного параметра регулирования подачи насоса, обеспечивающего изменение скорости  $v_{п}$ , проведена оценка влияния указанного параметра на снижение нагрузок и увеличение ресурса (в качестве критерия его оценки принята накопленная повреждаемость за цикл работы) в ответственных элементах конструкции машины.

В работе [7] впервые предложена структура ПК с интеллектуальной системой "управление–подача" ИО. Указанная перспективная система отличается возможностью прогноза и опережающего изменения  $v_{п}$  до начала перехода ИО на разрушение участка забоя с другими прочностными параметрами породы. Здесь обоснован основной критерий эффективности работы системы – ресурс ответственных элементов конструкции ПК, на основе модельных исследований установлены ее возможности значительного увеличения ресурсного показателя.

### Постановка задачи

Целью настоящих исследований является разработка методики установления рациональных параметров, математической и структурной моделей для оптимального, итерационного характера проектирования подсистем подвески и перемещения ИО в составе ПК мехатронного класса на основе дальнейшего дополнения и развития разработок в рассматриваемой области.

## Изложение материала и результаты

В качестве объекта исследований в настоящей работе рассматриваются ПК, оснащенные аксиальными фрезерными ИО при использовании эффективных схем обработки забоя на основе доминирующих горизонтальных (боковых) резцов.

Для реализации минимального варианта в составе подсистемы ППО необходимо иметь гидропередачу "насос с регулируемой подачей—исполнительные гидродомкраты" с соответствующей гидроаппаратурой.

Альтернативный вариант дроссельного регулирования гидропередачи путем отвода определенной части подачи нерегулируемого насоса в бак обладает весьма низким КПД и существенным нагревом рабочей жидкости и потому не может считаться перспективным. Регулировать  $v_{\text{п}}$  можно и с помощью гидропередачи с нерегулируемым насосом при наличии частотно-регулируемого электродвигателя его привода, но этот вариант представляется более сложным, чем вариант использования гидропередачи с регулируемой подачей насоса.

*Математическая модель и методика выбора рациональных режимных параметров для оптимального проектирования подсистем ППО мехатронного класса*

Для удобства формализованной записи параметров и характеристик в составе обобщенной математической модели (ММ) при оптимальном проектировании подсистем ППО, неразрывно взаимодействующих при выемке с подсистемами ПИО, воспользуемся основными подходами и векторной формой представления в интегрированной форме, предложенными при решении подобных задач оптимизации сложных объектов в работе [8].

С учетом указанного ММ в общем виде можно представить следующим образом:

$$\vec{F}(\vec{Y}_y, S_y, \vec{L}_y, \vec{C}) \min(P, P_3);$$

$$v_{\text{п}} [v_{\text{пн}}; v_{\text{пв}}];$$

$$\text{сж} [ \text{сжн}; \text{сжв} ];$$

$$\text{при } S_c(\text{в}, B_3)v_{\text{пн}} \frac{Q_3(\text{сжв})}{60 W_3(\text{сжв})},$$

где  $\vec{F}$  — вектор-функция цели;  $y$  — номер рационального варианта;  $\vec{Y}_y$  (рациональная схема обработки забоя;  $S_c = f(\text{в}, B_3)$ ;  $v_{\text{п}} [v_{\text{пн}}; v_{\text{пв}}]$ ) — вектор управляющих воздействий на ПК при

реализации технологического цикла; здесь и ниже индексы "н" и "в" соответствуют нижним и верхним границам рассматриваемых параметров;  $S_c$ ,  $\text{в}$ ,  $B_3$  — соответственно поперечные площади вынимаемых слоев породы, угловой шаг поворота стрелы подсистемы ППО в вертикальной плоскости и величина заглупления ИО в массив;  $S_y$  — структурная модель ( $S$ -модель) взаимодействующих подсистем ППО и ПИО в составе ПК;  $\vec{L}_y (\vec{L}_{\text{эв}}, \vec{L}_{\text{гп}}, \vec{L}_{\text{рр}})$  — вектор параметров электротехнических —  $S_3$ , гидравлических —  $S_{\text{г}}$  и информационно-электронных — ИЭ компонент проектируемого объекта: электропривода (индекс "эв") и гидропривода ("гп") подсистемы ППО и регулятора режимов работы ("рр");  $\vec{C}$  (геометрические параметры выработки; свойства вынимаемых пород как объектов разрушения;  $Q_3$ ,  $W_3$ ,  $\vec{C}_{\text{эр}}, \vec{C}_{\text{ио}}, \vec{C}_{\text{мк}}$ ) — вектор постоянных проектирования, задаваемых при создании исполнений ПК, максимально адаптированных к конкретным условиям эксплуатации машины;  $Q_3$ ,  $W_3$  — заданные заказчиком или ТЗ значения минимально допускаемой теоретической производительности и максимально допускаемых удельных энергозатрат при разрушении пород с максимальным пределом прочности при одноосном сжатии  $\text{сжв}$ ;  $\vec{C}_{\text{эр}}, \vec{C}_{\text{ио}}, \vec{C}_{\text{мк}}$  — векторы параметров электродвигателя с питающей электросетью и редуктора подсистемы ПИО (индекс "эр"), исполнительного органа с рабочим инструментом ("ио") и основных элементов металлоконструкций подсистемы ППО — турели, рамы стрелы и др. ("мк");  $P \frac{P_{\text{в}} P_3}{P_3} \frac{P_3 P_{\text{н}}}{P_3}$  и  $P_3$  — соответ-

ственно критерий стабилизации заданного среднего уровня мощности  $P$  электродвигателя подсистемы ПИО и его заданное значение;  $P_{\text{н}}$ ,  $P_{\text{в}}$  — границы "коридора" автоматизированного поддержания заданного среднего уровня  $P_3$ .

Учитывая известные ограничения объема публикации, в настоящей работе рассмотрен вариант, когда подсистема ПИО с исполнительным органом и основные элементы металлоконструкции подсистемы ППО уже спроектированы и решается задача оптимального проектирования гидропривода регулирования скорости  $v_{\text{п}}$  подсистемы ППО в составе комбайна. Вследствие этого векторы параметров  $\vec{C}_{\text{эр}}, \vec{C}_{\text{ио}}, \vec{C}_{\text{мк}}$  введены в состав вектора постоянных проектирования  $\vec{C}$ .

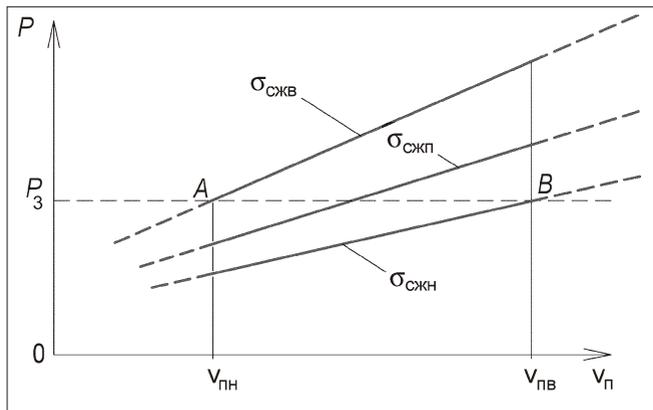


Рис. 2. К установлению параметров  $v_{пн}$ ,  $v_{пв}$  и  $\sigma_{сжн}$

Однако, если в процессе выполнения итерационных процедур проектирования выяснится, что значения ранее установленных параметров указанных выше составляющих вектора  $\vec{C}$  применительно к электротехническим –  $S_э$  (электродвигателю, пусковой аппаратуре) и (или) механическим –  $M$  (ИО и редуктору подсистемы ПИО, основным элементам металлоконструкций подсистемы ППО) компонентам не являются рациональными, то должна выполняться задача их корректирующего проектирования. В этом случае указанные структурные единицы должны включаться в состав вектора  $\vec{L}_y$  параметров компонент проектируемого объекта. При этом необходимо, безусловно, в состав вектор-функции цели  $\vec{F}$  ввести дополнительно критерии, отражающие, например, ресурсные показатели механических компонент подсистем ПИО и ППО, металлоемкость металлоконструкций подсистемы ППО и др.

Здесь и в дальнейшем, учитывая наличие известных кинематических изменений  $v_{пн}$  и  $S_c$ , будем рассматривать соответствующие параметры, зависящие от этих величин, при номинальном положении ИО, соответствующем нулевым значениям углов поворота турели влево-вправо ( $\gamma$ ) и рамы стрелы вверх-вниз ( $\beta$ ) (см. рис. 1).

Предлагается следующая итерационного характера методика установления рациональных значений управляемых режимных параметров  $v_{пн}$  и  $S_c$ , определяющих производительность ПК  $Q$  при известном значении параметра подсистемы ПИО – скорости резания  $v_p$  (рис. 2), где  $P$  – средний уровень мощности ЭД подсистемы ПИО.

Значение заданного среднего уровня мощности  $P_3$  определяется исходя из параметров подсистемы ПИО, которые должны быть гармонизированы с функциональными ограничениями  $\Phi_{Эр}(P_{уст}, P_{ном}(SN), H_a)$ . Здесь:  $P_{уст}$  – устойчивая мощность ЭД в составе подсистемы привода;  $P_{ном}(SN)$  – номинальная тепловая мощность ЭД в режиме работы  $SN$ ;  $H_a(K_{пн} [K_{пн}], K_{вн} [K_{вн}])$  при заданной долговечности) – параметры, характеризующие надежность редуктора,  $K$  – запасы прочности ("п") и выносливости ("в") расчетные и требуемые (в квадратных скобках).

Далее необходимо исходя из опыта эксплуатации ПК подобного типа задаться представительным применительно к разрушению породного массива с верхним пределом прочности на сжатие  $\sigma_{сжв}$  значением  $S_c = f(v_{пн}, B_3)$  и по имеющимся методикам выполнить построение оценочной зависимости средних уровней мощности  $P = P(v_{пн})$  при выемке пород с  $\sigma_{сжв}$ . Абсцисса точки  $A$  (см. рис. 2) определяет нижнюю границу регулирования скорости подачи  $v_{пн}$  при  $\sigma_{сж} = \sigma_{сжв}$ . При этом должны выполняться условия:

$$S_c v_{пн} \leq \frac{Q_3}{P_3 (60W_3)^{1/3}}$$

Если указанные условия не выполняются, необходимо выполнить соответствующие проектные итерации.

Далее применительно к установленному значению  $S_c$  путем построения промежуточных зависимостей  $P = P(v_{пн})$  при снижающихся значениях  $\sigma_{сж}$  (на рис. 2 показана зависимость при промежуточном значении  $\sigma_{сж} = \sigma_{сжп}$ ) находится предел прочности  $\sigma_{сжн}$ , соответствующий оценочной прямой, проходящей через точку  $B$  с координатами  $(v_{пв}; P_3)$ .

Здесь верхнее значение скорости  $v_{пв}$  применительно к фрезерному ИО аксиального типа при боковых резах определяется исходя из существующего функционального ограничения (рис. 3) максимальной толщины стружки  $h_{вп}$  по радиальному вылету резца  $l_p = l_k \sin \alpha$  используемого инструмента:

$$v_{пв} = \frac{0,6v_p m l_k \sin \alpha}{D_{ср} \cos \alpha}$$

где  $m$  – число резцов в одной линии резания;  $l_k$  – конструктивный вылет резца;  $D_{ср}$  – средневзвешенный диаметр расположения вершин резцов на ИО;  $\alpha$  – угол установки резца

на ИО;  $\gamma$  – угловая координата вершины резца (см. рис. 3), участвующего в разрушении массива с минимальным радиусом установки на ИО.

Таким образом, устанавливаются диапазон регулирования  $v_{\text{п}}$  [ $v_{\text{пн}}$ ;  $v_{\text{пв}}$ ] и соответствующий ему диапазон толщин стружки  $h$  [ $h_{\text{н}}$ ;  $h_{\text{в}}$ ] при реализации режима стабилизации мощности  $P$  при выемке пород с  $c_{\text{ж}}$  [ $c_{\text{жн}}$ ;  $c_{\text{жв}}$ ].

Рассмотрим формирование вектора  $\vec{L}_y$  основных параметров проектируемых традиционных гидравлических  $C_{\text{г}}$  (гидропередача "насос с регулируемой подачей–исполнительные гидродомкраты" с соответствующей гидроаппаратурой), электротехнических  $C_3$  (ЭД для привода насоса, пусковая аппаратура) компонент подсистем ППО и интеллектуального характера информационно-электронных ИЭ (регулятор режимов работы – РР) структурных единиц в составе ПК.

Вектор  $\vec{L}_{\text{пн}}$  при выборе основных параметров  $C_{\text{г}}$  – компонент подсистемы ППО можно записать следующим образом:

$$\vec{L}_{\text{пн}}(Q_{\text{нм}}, p_{\text{уст}}, S_{\text{р}}),$$

где  $Q_{\text{нм}}$  – максимальное значение подачи насоса  $Q_{\text{н}}$ ;  $p_{\text{уст}}$  – устойчивое давление рабочей жидкости в нагнетательной гидролинии;  $S_{\text{р}}$  – площади рабочих полостей гидродомкратов (поршневой  $S_{\text{п}}$  и штоковой  $S_{\text{ш}}$ ).

Устойчивое давление  $p_{\text{уст}}$  соответствует максимальному среднему уровню давления  $\bar{p}_{\text{нм}}$  в нагнетательной гидролинии, при котором гидропередача еще работает устойчиво [2, с. 211–213].

При проектировании гидропередачи применительно к доминирующим боковым резам должны выполняться следующие условия (на примере технического решения подсистем ППО, представленного на рис. 1):

$$Q_{\text{нм}} \frac{v_{\text{пв}}(h_2 S_{\text{ш}} - h_3 S_{\text{п}})}{l - 0,5(D_{\text{ио}} - B_3)}; p_{\text{уст}} \frac{[(l - 0,5(D_{\text{ио}} - B_3))Y_{\text{п. макс}}]}{h_2 S_{\text{ш}} - h_3 S_{\text{п}}},$$

где  $h_2, h_3$  – плечи гидродомкратов 2 и 3 для поворота рамы стрелы в горизонтальном направлении;  $l$  – расстояние между осью поворота рамы стрелы  $O$  и осью ИО  $O_1$ ;  $Y_{\text{п. макс}}$  – максимальное

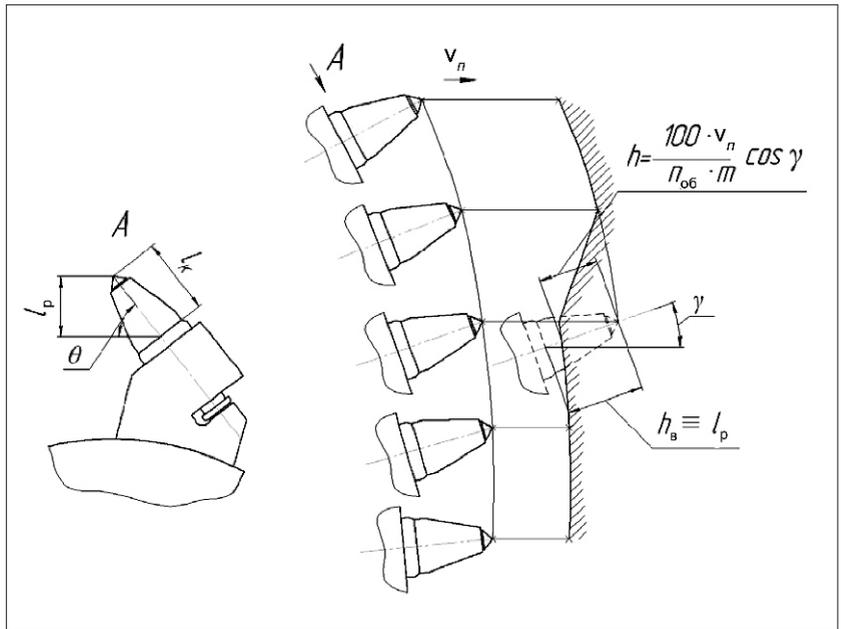


Рис. 3. Формирование  $h$  на резах фрезерного ИО аксиального типа

значение усилия  $Y_{\text{п}}$ , необходимого для перемещения ИО в горизонтальной плоскости при выемке породного массива.

В качестве функционального ограничения для  $p_{\text{уст}}$  выступает наименьшее из предельных давлений, допускаемых прочностными свойствами гидромашин и других элементов гидропривода  $p_{\text{пр.н}}$ . Значение  $p_{\text{пр.н}}$  определяет уровень давления настройки предохранительного клапана  $p_{\text{к}}$ :

$$p_{\text{к}} \frac{p_{\text{пр.н}}}{\Pi_y},$$

где  $\Pi_y$  – показатель динамичности давления  $p_{\text{н}}$ , формирующегося в нагнетательной гидролинии в режиме сброса рабочей жидкости через предохранительный клапан.

Устойчивое давление можно определить по зависимости:

$$p_{\text{уст}} \bar{p}_{\text{нм}} \frac{p_{\text{пр.н}}}{\Pi_y \Pi},$$

где  $\Pi$  – показатель динамичности давления  $p_{\text{н}}$ , формирующегося в нагнетательной гидролинии при запертом предохранительном клапане.

Если для маневровых перемещений ИО целесообразно значение скорости  $v_{\text{пм}} > v_{\text{пв}}$ , то в зависимость для определения  $Q_{\text{нм}}$  необходимо вместо  $v_{\text{пв}}$  подставлять  $v_{\text{пм}}$ .

Вектор  $\vec{L}_{\text{эв}}$  при выборе основных параметров  $C_3$ -компонент подсистемы ППО выглядит следующим образом:

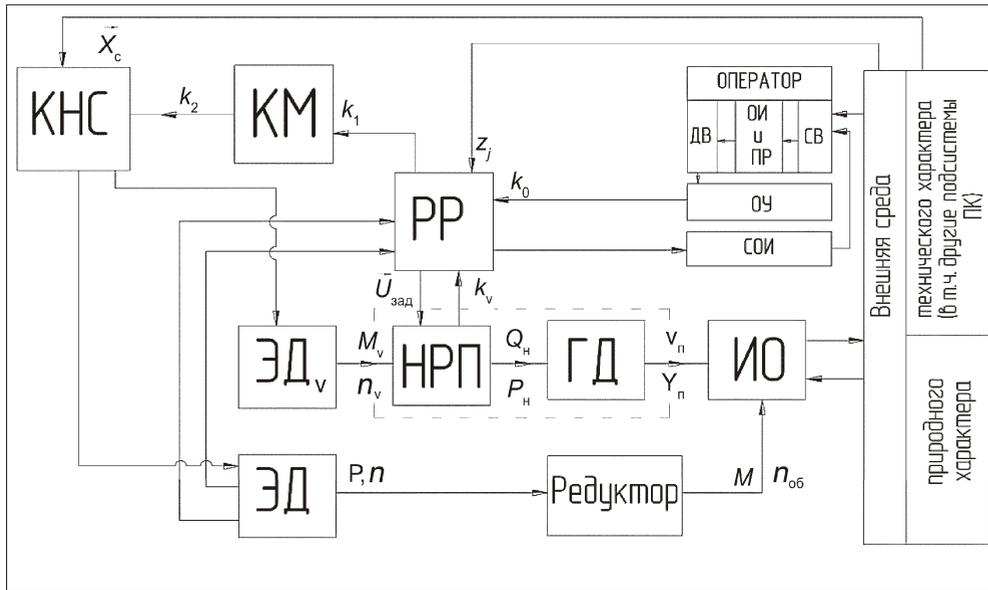


Рис. 4. S-модель подсистем ППО и ПИО проходческого комбайна мехатронного класса, взаимодействующих с оператором и внешней средой

$$\bar{L}_{эв} (P_{ном.v}(SN), n_{ном.v}),$$

где  $P_{ном.v}(SN)$  – номинальная тепловая мощность ЭД для привода насоса с регулируемой подачей в режиме работы  $SN$ ;  $n_{ном.v}$  – номинальное значение частоты вращения ротора электродвигателя.

При этом необходимо обеспечить выполнение следующих условий:

$P_{ном.v} \leq P_v$  (функциональное ограничение),  $n_{ном.v} \leq n_{ном}$ , где  $P_v$  – требуемое значение мощности на перемещение ИО;  $n_{ном}$  – номинальная частота вращения ротора насоса.

При выполнении второго условия согласующий редуктор между ЭД и насосом не требуется (принцип минимизации числа структурных блоков).

*Функциональная и структурная модели подсистем ППО и ПИО в составе ПК мехатронного класса*

Рассматриваемая подсистема ППО совместно с подсистемой ПИО в составе ПК предназначена для выемки горных пород с граничными значениями предела прочности  $\sigma_{сж}$  [ $\sigma_{сжн}$ ;  $\sigma_{сжв}$ ] при реализации режима стабилизации мощности ЭД подсистемы привода  $P$  [ $P_H$ ;  $P_B$ ] на основе автоматизированного управления скоростью  $v_{п}$  [ $v_{пн}$ ;  $v_{пв}$ ].

Для реализации указанной функциональной модели минимально необходимы следующие структурные блоки с собственным функцио-

нальным назначением, см. предлагаемую структурную модель (S-модель) на рис. 4, включающую:

1. ЭД и редуктор подсистемы ППО.

2. ИО, входящий одновременно в состав подсистем ППО и ПИО для обеспечения выемки породы при реализации режимных параметров – скоростей резания

$$v_p = \frac{D_{ср} n_{об}}{60} \text{ const и}$$

подачи  $v_{п} = \text{var}$ , поперечных площадей вынимаемых слоев породы  $S_c = f(v_p, B_3)$ .

3. Электродвигатель (ЭД<sub>v</sub>), обеспечивающий передачу крутящего момента  $M_v$  для привода насоса с регулируемой подачей (НПП) с частотой вращения  $n_v$ .

4. Гидропередача "насос (НПП)–исполнительные гидродомкраты (ГД)".

5. Регулятор режимов работы (РР) как управляющий модуль для формирования управляющего сигнала, например, в виде напряжения постоянного тока  $\bar{U}_{зад}$ , подаваемого на катушки электромагнитов электрогидрораспределителя. В этом случае электрогидрораспределитель может входить в состав соответствующего гидроблока и его функцией является управление подачей  $Q_H$  путем регулирования эксцентриситета  $e$  радиально-плунжерного насоса или угла наклона  $\alpha_n$  чашки аксиально-плунжерного насоса.

Управляющий сигнал  $\bar{U}_{зад}$  формируется РР в результате сравнения тока  $I$  статора ЭД подсистемы ПИО и тока уставки  $I_y$ , а также в зависимости от величины температуры  $t$  обмотки статора ЭД и сигналов  $z_j$ , характеризующих состояние внешней среды (расход и давление в подсистеме пылеподавления и охлаждения; содержание метана в шахтной атмосфере и др.). РР должен также обеспечивать реализацию режима стабилизации заданной скорости перемещения ИО  $v_{пз}$ , значение и направление которой определяется оператором с помощью задатчика скорости. Этот режим предназначен для маневровых перемещений ИО и может использоваться при возможных нештатных ситуациях, а также (в случае

необходимости) при самозарубке и выполнении не доминирующих вертикальных резов.

Для обеспечения работы РР необходима информация о фактических значениях скорости  $v_{\text{п}}$  в виде сигналов обратной связи  $k_v$ , вырабатываемых, например, с помощью индукционного датчика эксцентриситета  $e$  или угла  $\alpha_{\text{н}}$  НРП.

Математическую модель РР можно представить следующим образом:

$$\vec{U}_{\text{зад}} = \vec{X}_{\text{вр}}(\vec{X}_{\text{вр}}; \vec{P}_{\text{р}}).$$

Здесь  $\vec{U}_{\text{зад}}$  – выходной вектор;  $\vec{X}_{\text{вр}}$  ( $k_0, I, k_v, t, z_j$ ) – входной вектор;  $k_0$  – управляющее воздействие оператора (включить-выключить, задать режим стабилизации  $P$  или  $v_{\text{пз}}$ , установить рациональное значение  $I_y$  или  $v_{\text{пз}}$ ),  $k_0$  также входит в состав вектора управляющих воздействий  $\vec{Y}_y; I$

$[I_{\text{н}}; I_{\text{в}}]$  – ток статора ЭД подсистемы ПИО, принятый в качестве основного мониторингового сигнала о нагрузке двигателя, граничные значения которого ( $I_{\text{н}}, I_{\text{в}}$ ) должны соответствовать "коридору" автоматизированного поддержания заданного уровня мощности  $P = [P_{\text{н}}; P_{\text{в}}]; \vec{L}_{\text{рр}}(I_y, v_{\text{пз}}, [t], [z_j])$  – вектор основных параметров РР;  $\alpha_{\text{н}}$  – параметр, характеризующий быстродействие регулятора режимов, величина  $\alpha_{\text{н}}$  должна обеспечивать реализацию заданного критерия стабилизации  $P_3$  при формировании прогнозируемого представительного значения скорости изменения нагрузки  $P$  (с учетом инерционных свойств подсистемы ППО);  $[t]$  и  $[z_j]$  – допускаемые значения (функциональные ограничения)  $t$  и  $z_j$ .

6. Интерфейс КНС в виде коммутатора силового напряжения–пускателя для подачи или отключения напряжения шахтной электросети  $\vec{X}_c(U_c, f_c)$  с действующим значением  $U_c$  и частотой  $f_c$  по сигналу управления  $k_2$ .

7. Интерфейс КМ в виде коммутационного модуля, преобразующего управляющий кодовый сигнал  $k_1$  от РР в сигнал  $k_2$  управления КНС.

На рис. 4 применительно к структурному представлению человека-оператора, взаимодействующего с объектом управления в условиях проходческого забоя, обозначены: СВ – сенсорный вход, обеспечивающий получение соответ-

ствующих сведений от средств отображения информации (СОИ); ОИиПР – блок обработки информации и принятия решений; ДВ – двигательный выход для реализации управляющих воздействий на органы управления (ОУ).

### Выводы и направление дальнейших исследований

Разработанные методика установления рациональных параметров, математическая и структурная модели предназначены для оптимального, итерационного характера, проектирования подсистем подвески и перемещения ИО в составе проходческих комбайнов мехатронного класса с высокими макроуровневыми показателями для конкретных условий эксплуатации.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на структурно-конструктивный (СК) анализ и СК-интеграцию синергетического характера применительно к рассматриваемым объектам, обеспечивающим автоматизированную стабилизацию среднего уровня нагрузки ЭД подсистем ПИО.

### Список литературы

1. ДСТУ 4520:2006. Комбайни шахтні прохідницькі зі стріловидним виконавчим органом. Загальні технічні умови. Чинний від 01.07.2007. Київ: Держспоживстандарт України, 2007. 19 с.
2. Горные машины для подземной добычи угля / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев. Донецк: ДонНТУ, 2006. 669 с.
3. Автоматизация и автоматизированные системы управления в угольной промышленности / под общей ред. Б.Ф. Братченко. М.: Недра, 1976. 383 с.
4. Стариков Б.Я., Азарх В.Л., Рабинович З.М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М.: Недра, 1981. 288 с.
5. Стадник Н.И., Сергеев А.В., Кондрахин В.П. Мехатроника в угольном машиностроении // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 4. С. 20–29.
6. Повышение ресурса проходческих комбайнов с аксиальными коронками на основе регулятора нагрузки в системе подачи исполнительного органа / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, Н.В. Хиценко и др. // Науч. тр. ДонНТУ. Вып. 16(142). Сер. Горно-электромеханическая. Донецк: ДонНТУ, 2008. С. 264–273.
7. Оценка эффективности проходческого комбайна с интеллектуальной системой "управление–подача" исполнительного органа / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, Е.Ю. Степаненко, Н.В. Хиценко // Вісті Донецького гірничого інституту. Вип. 1. Донецьк: ДонНТУ, 2009. С. 207–218.
8. Семенченко А.К. Научные основы многокритериального синтеза горных машин как пространственных многомассовых динамических систем переменной структуры. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Донецк: ДонГТУ, 1997. 33 с.

**О.Е. Шабаетв**, канд. техн. наук, доц., **А.К. Семенченко**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, **Н.В. Хиценко**, канд. техн. наук, доц., **Е.Ю. Степаненко**, асп., ДонНТУ, Украина

E-mail: OEShabaev@yandex.ru

## Адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна как мехатронного объекта<sup>НГ</sup>

*На основе анализа предпосылок и возможного эффекта от внедрения мехатронного подхода выделен ряд задач адаптивной оптимизации рабочего процесса проходческого комбайна, решение которых должно осуществляться в процессе его функционирования. Для этих задач обоснованы критерии и параметры оптимизации, выполнена декомпозиция и предложен алгоритм решения системой интеллекта комбайна. Установлено, что адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна позволяет получить существенное повышение ресурса его элементов конструкции и обеспечить повышение темпов проходки.*

**Ключевые слова:** проходческий комбайн, рабочий процесс, мехатронный подход, адаптивная оптимизация, темп проходки, ресурс, перебор породы.

O.E. Shabaev, A.K. Semenchenko, N.V. Khitsenko, E.Yu. Stepanenko

## The Adaptive Optimization of the Working Procedure of Heading Machine as Mechatronic Object

*On basis of analysis of background and potential effect from adaption of mechatronic approach it is separated tasks of the adaptive optimization of the working procedure of heading machine, the decision of which must be realize in functioning process of it. For these tasks there are grounded the criterions and parameters of optimization, performed the decomposition and proposed the solution algorithm by intellect system of machine. It is established that the adaptive optimization of the working procedure of heading machine allows to receive the essential rise of structural resource and to supply the performance rise.*

**Keywords:** heading machine, working procedure, mechatronic approach, adaptive optimization, performance, resource, rock excess along roadway contour.

### Актуальность

Среди проблем, стоящих перед угольной промышленностью и влияющих на добычу угля, наиболее острой остается проблема ускорения темпов проведения подготовительных выработок, обеспечивающих необходимую и своевременную подготовку фронта очистных работ. По нашим оценкам [1], традиционный способ повышения производительности проходческой техники за счет повышения массы и энергооборуженности при неизменных структурно-компоновочных схемах и способах управления для обеспечения темпов проходки на уровне 40 м/сут требует установки привода исполнительного органа мощностью не менее 1500 кВт при массе комбайна более 200 т. Это, очевидно, приведет в условиях стесненных размеров выработок к повышенной нагрузке элементов конструкции.

### Предпосылки мехатронного подхода

Создание проходческих комбайнов нового технического уровня требует высокой степени интеграции механической, электрической, гидравлической, электронной и информационной составляющих, что обуславливает необходимость мехатронного подхода. Преимущества мехатронного подхода иллюстрирует рисунок. В условиях нестабильности и неопределенности условий эксплуатации комбайна применение мехатронного подхода позволяет обеспечить высокое качество выработки, требуемый ресурс элементов конструкции, минимальную мощность и металлоемкость машины при высоких темпах проходки. Проходческий комбайн как мехатронный объект должен представляться как совокупность взаимосвязанных исполнительных механизмов и базовых корпусных элементов конструкции, изменяющих свое положение в пространстве под действием приводов ее силовых систем в результате



Эффективность мехатронного подхода к проектированию выемочных машин

компьютерного управления, обеспечивающего реализацию функций комбайна с максимальной эффективностью. Повышение эффективности работы машины обеспечивается путем адаптивной оптимизации ее рабочего процесса по критериям производительности, энергопотребления и надежности на основе текущей информации о состоянии силовых систем, данных о параметрах внешней среды и состоянии оборудования проходческого комплекса. Указанная информация поступает от интегрированных в элементы конструкции комбайна датчиков. При этом большое значение имеет разработка алгоритмов, заложенных в интеллектуальную систему управления проходческого комбайна.

#### Задачи адаптивной оптимизации

Система интеллекта горной машины [4] – программное обеспечение бортового компьюте-

ра для решения задачи многокритериальной оптимизации рабочего цикла горной машины. В соответствии с функциональным назначением система интеллекта наряду с оценкой работоспособности исполнительных механизмов, прогнозированием остаточного ресурса элементов конструкции, накоплением данных об их отказах и параметрах рабочих процессов выполняет задачи адаптивной оптимизации:

- режимов разрушения забоя исполнительным органом – выбор рациональных значений скоростей подачи и вращения исполнительного органа для различных зон забоя;

- получения забоя заданного сечения (точность обработки) – управление исполнительным органом, обеспечивающее минимальный перебор породы по контуру выработки;

- диаграммы формирования импульсов питающего напряжения для преобразователей частоты питающего напряжения – выбор формы и периодичности импульсов, обеспечивающих максимальный КПД системы и отсутствие резонансных явлений в силовых системах;

- схемы обработки забоя – определение рациональной траектории движения исполнительного органа при обработке забоя.

#### Критерии адаптивной оптимизации

Основными критериями эффективности проходческого комбайна являются эксплуатационная производительность (температура проходки) и ресурс. При эксплуатации проходческого комбайна могут возникать две типичные производственные ситуации:

1. Необходимость обеспечения максимальных темпов проходки выработки, что требует от комбайна максимальной производительности при допустимом уровне нагрузок в силовых системах.

2. Реализация требуемых темпов проходки, при этом необходимо обеспечить максимально возможный ресурс комбайна за счет рационального нагружения силовых систем.

Таким образом, выбор критерия определяется производственной ситуацией, а система интеллекта, в свою очередь, должна обеспечивать эффективное управление по каждому из критериев.

#### Оптимизируемые параметры рабочего процесса

Для проходческого комбайна избирательного действия эффективное управление процессом

разрушения забоя требует определения рациональных значений ряда параметров, к которым относятся:

1. *Для задачи адаптивной оптимизации режима разрушения забоя исполнительным органом:*

- скорости подачи и вращения резцовой коронки, определяющие соотношения толщины и ширины стружки на резцах коронки;
- глубины зарубки и шаги фрезерования в отдельных режимах разрушения забоя.

Скорости подачи и вращения резцовой коронки определяют соотношения толщины и ширины стружки, оказывая влияние на удельные энергозатраты и формирование нагрузок на отдельных резцах коронки. Глубина зарубки и шаг фрезерования формируют сечение забоя, обрабатываемого коронкой. Величина и форма сечения определяют объемы породы, разрушаемой отдельными резцами, что влияет на удельные энергозатраты процесса разрушения и динамичность нагрузок в целом на исполнительном органе.

2. *Для задачи адаптивной оптимизации схемы обработки забоя заданного сечения (траектории движения исполнительного органа при обработке забоя):*

- последовательность режимов разрушения забоя (например, для аксиальной коронки – фронтальная зарубка, боковой рез одной или двумя коронками, вертикальная зарубка), определяющих количество циклов низкочастотной составляющей нагрузки в силовых системах комбайна за цикл обработки забоя;
- длины резов в каждом режиме цикла разрушения забоя исполнительным органом.

Эти параметры совместно со скоростями подачи определяют длительность цикла обработки забоя, а дополнительно с параметрами обрабатываемых сечений – теоретическую производительность комбайна. Длины резов однозначно определяются последовательностью режимов обработки забоя заданного сечения с соответствующими глубинами зарубки и шагами фрезерования, поэтому их не следует рассматривать как оптимизируемые параметры;

- глубины зарубки и шаги фрезерования в отдельных режимах разрушения забоя, которые определяют количество циклов обработки забоя на 1 м проходки и оказывают влияние на точность воспроизведения контура выработки.

3. *Для задачи адаптивной оптимизации перебора породы по контуру выработки:*

- моменты времени подачи команд управления перемещениями исполнительного органа при обработке забоя, которые должны определяться с учетом возможной частичной потери ус-

тойчивости комбайна, ограниченной видимости в рабочей зоне и инерционности системы "оператор–машина";

- глубины зарубки и шаги фрезерования, которые определяют размеры неровностей на боковых стенках выработки, соответствующих форме коронки.

4. *Для задачи адаптивной оптимизации отработки управляющих воздействий системы интеллекта:*

- опережения по времени подачи управляющих воздействий, что возможно ввиду повторяемости рабочих процессов комбайна от цикла к циклу. Это требует реализации адаптивных механизмов самообучения, позволяющих учесть изменчивость физико-механических свойств и структуры забоя в направлении проходки выработки;

- скорость отработки управляющих воздействий, обеспечивающая допустимый уровень нагрузок в переходных режимах работы комбайна при минимальной их длительности.

За счет выбора рациональных значений опережения и скорости отработки осуществляется компенсация инерционности энергомеханической системы комбайна. Поступающие от оператора управляющие воздействия отрабатываются исполнительным органом с некоторым запаздыванием, обусловленным как инерционностью энергомеханической системы комбайна и его системы управления, так и скоростью отработки управляющих воздействий, обеспечивающей сглаживание переходных процессов. В результате несвоевременности выполнения управляющих воздействий возможны выходы режущего органа за требуемый контур выработки и разрушение забоя с нерациональными режимными параметрами, что оказывает существенное влияние на формирование нагрузок, особенно при переходе со слабой породы на крепкую.

5. *Для задачи адаптивной оптимизации диаграммы формирования импульсов питающего напряжения преобразователей частоты:*

- параметры диаграммы формирования импульсов питающего напряжения;
- скорость регулирования преобразователей частоты питающего напряжения, обеспечивающая допустимый уровень переходных нагрузок в силовых системах.

#### **Декомпозиция задач адаптивной оптимизации**

В таблице сгруппированы управляемые параметры рабочего процесса подсистемы "Исполнительный орган" проходческого комбайна, значения которых определяются системой интеллекта

в процессе решения задач оптимизации. Все параметры представляют собой вектора, компоненты которых соответствуют последовательным режимам разрушения забоя исполнительным органом.

Как видно из таблицы, большинство параметров определяются в процессе решения различных задач оптимизации, что требует их совместного решения либо декомпозиции. Поэтому для решения задач оптимизации рабочего процесса подсистемы "Исполнительный орган" требуется анализ целевых функций для каждой задачи. Целевая функция является численным выражением критерия оптимизации, определяемого сложившейся производственной ситуацией. Поэтому для каждой ситуации можно выделить соответствующую группу целевых функций для решения задач оптимизации.

Одновременное решение указанных задач затруднительно и нецелесообразно, так как среди них можно выделить первичные и вторичные, связанные и независимые. Была выполнена декомпозиция, предполагающая такую последовательность решения задач:

1. *Установление рациональных параметров режима разрушения забоя исполнительным органом для характерных зон забоя, имеющих различные физико-механические свойства.* Одновременно решается задача выбора рациональной схемы обработки забоя. В качестве критериев оптимизации в зависимости от производственной ситуации принимается темп проходки или ресурс комбайна.

Оценку ресурса можно осуществлять (в относительных единицах) по величине накопленной повреждаемости [2]:

$$НП = \sum_{i=1}^N P_{ai}^m,$$

где  $P_{ai}$  –  $i$ -е амплитудное значение переменной нагрузки;  $N$  – число амплитуд (циклов нагружения);  $m$  – показатель степени кривой усталости.

При показателе степени кривой усталости  $m = 9$  низкочастотная составляющая нагрузки, вызванная переходами из режима в режим разрушения забоя, оказывает определяющее влияние на накопленную повреждаемость в большинстве элементов конструкции [3]. Это позволяет существенно упростить расчет накопленной за цикл обработки забоя повреждаемости, т.е. вести его по известным максимальным и минимальным значениям нагрузки в каждом режиме с учетом только их последовательности при заданной схеме обработки забоя. Очевидно, чем ниже и равномернее будет на-

грузка в элементах конструкции, тем ниже величина накопленной повреждаемости. Нагрузки в элементах конструкции комбайна формируются под действием вектора внешнего возмущения на исполнительном органе, компонентами которого являются проекции главного вектора системы сил на резцах и момент сопротивления на оси коронки. Как известно, между проекциями главного вектора и моментом сопротивления существует корреляционная связь. Таким образом, в качестве целевой функции при оптимизации по критерию ресурса может быть принят максимальный момент сопротивления  $M_{ц\max}(\bar{X})$  на исполнительном органе за цикл обработки забоя.

2. *Установление рациональных по критерию ресурса значений скорости отработки управляющих воздействий  $\bar{v}_y$  и ширины импульсов диаграммы напряжения  $\bar{D}$  при частотном регулировании приводного двигателя.* При изменении частоты питающего напряжения в приводе возникает переходной процесс, сопровождающийся формированием динамических нагрузок. Очевидно, желательно иметь минимальное время переходного процесса при допустимом уровне нагрузок. Поэтому в качестве целевой функции следует принять скорость отработки управляющих воздействий  $\bar{v}_y$  max при ограничении коэффициента неравномерности нагрузки (момента сопротивления на валу двигателя)  $k_{нд}(\bar{X})$  [ $k_{нд}$ ].

3. *Установление рациональных по критерию перебора породы значений опережения подачи  $\bar{T}$  управляющих воздействий при обработке забоя вблизи заданного контура выработки [6].* Глубина зарубки  $\bar{B}$  и шаги фрезерования  $\bar{H}$ , также влияющие на величину перебора, принимаются по результатам решения предыдущей задачи. Снижение перебора дает положительный эффект при решении любой из двух рассмотренных производственных задач. Поэтому в качестве целевой функции может быть принята величина выхода исполнительного органа за заданный контур выработки в каждом резе  $y(\bar{X})$  min.

4. *Установление рациональных по критерию ресурса значений опережения подачи  $\bar{T}$  управляющих воздействий при обработке забоя вблизи граничных зон между пластами забоя различной прочности [5].* При переходе с более слабой на более крепкую породу со значительными величинами скорости подачи и толщины среза на резцах возникают пиковые нагрузки, обусловленные инерционностью системы и запаздыванием изменения толщины среза относительно скорости подачи. Опережения в подаче управляющих воз-

Оптимизируемые параметры и критерии оптимизации		Задачи оптимизации				
		режима разрушения забоя	схемы обработки забоя	перебора породы	отработки управляющих воздействий	диаграммы формирования импульсов
Оптимизируемые параметры	Скорость подачи $\bar{v}_n$	+				
	Угловая скорость коронки $\bar{\omega}$	+				
	Глубина зарубки $\bar{B}$	+	+	(+)		
	Шаг фрезерования $\bar{H}$	+	+	(+)		
	Последовательность обработки забоя $\bar{P}$		+			
	Опережение подачи управляющих воздействий $\bar{T}$			+	+	
	Скорость отработки управляющих воздействий $\bar{v}_y$			(+)	(+)	+
	Значения ширины импульсов диаграммы напряжения $\bar{D}$					+
Критерии оптимизации	Обеспечение максимальных темпов проходки выработки	$V_{пр}(\bar{X}) \max$		$y(\bar{X}) \min$	$\bar{T} \min$	$\bar{V}_y \max$
	Реализация требуемых темпов проходки при максимально возможном ресурсе	$M_{шmax}(\bar{X}) \min$				

Примечание: + – параметр влияет на результат оптимизации и определяется в ходе ее решения; (+) – параметр влияет на результат оптимизации, но определяется в ходе решения другой задачи.

действий позволяют исключить эти пиковые нагрузки. При определенных значениях  $\bar{T}$  выход на более крепкую породу происходит уже с требуемыми значениями параметров режима разрушения. Дальнейшее увеличение  $\bar{T}$  нецелесообразно, так как уже не приводит к снижению пиковой нагрузки в пределах рассматриваемого реза, в то же время увеличивается длительность цикла обработки забоя. Поэтому в качестве целевой функции следует принять опережение подачи управляющих воздействий  $\bar{T} \min$  при соответствующем ограничении по максимальной нагрузке (моменту сопротивления на оси коронки) при переходе граничной зоны.

### Оценка эффективности адаптивной оптимизации

С учетом выполненной декомпозиции были разработаны математические модели и методы решения приведенных задач адаптивной оптимизации, реализация которых для проходческого комбайна типа КПД дает следующий эффект (установлен методом имитационного моделирования):

- повышение темпов проходки в 1,4–2,5 раза за счет повышения уровня использования установленной мощности приводного двигателя и более эффективного по энергозатратам режима разрушения забоя в режиме бокового реза;

- существенное повышение ресурса (по сравнению с автоматизированным регулированием нагрузки по току двигателя): для элементов металлоконструкции – до 50–132 раз, для элементов трансмиссии: подшипников – до 2,0 раз; зубчатых колес (контактная усталость) и коротких валов – в 1,1–5,6 раза; зубчатых колес (изгибная усталость) и длинных валов – в 2,6–28 раз;

- снижение с 5...15 см практически до нуля перебора породы по контуру выработки, обусловленного сложностью визуального контроля, частичной потерей устойчивости машины и инерционностью исполнительного органа.

\* \* \*

Обеспечение высоких показателей производительности при приемлемых уровнях металлоемкости и энерговооруженности проходческих комбайнов может быть достигнуто путем их оснащения интеллектуальной системой управления, которая реализует адаптивную оптимизацию рабочего процесса комбайна по критериям производительности и ресурса на основе текущей информации о состоянии силовых систем машины, данных о параметрах внешней среды и состоянии оборудования проходческого комплекса.

## Список литературы

1. Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Семенченко Д.А., Хищенко Н.В. Перспективы развития проходческих комбайнов // Горная техника 2006. Каталог-справочник. СПб.: Славутич. С. 8–15.
2. Семенченко А.К., Кравченко В.М., Шабаев О.Е. Теоретические основы анализа и синтеза горных машин и процесса их восстановления как динамических систем. Донецк: РВА ДонНТУ, 2002. 302 с.
3. Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Каплюхин А.А., Семенченко Д.А., Мизин В.А. К определению исходных данных для расчета элементов горной машины на выносимость // Наукові праці ДонНТУ. Донецьк: ДонНТУ, 2006. Вип. 104. С. 176–182.
4. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Степаненко Е.Ю., Хищенко Н.В., Мороз О.К. Интеллектуализация рабочего процесса про-

ходческого комбайна как мехатронного объекта. VII Międzynarodowa Konferencja "Zastosowanie mechaniki w górnictwie", Ustron, 25–26 czerwca 2009. С. 77–87.

5. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Степаненко Е.Ю., Хищенко Н.В. Оценка эффективности проходческого комбайна с интеллектуальной системой "управление–подача" исполнительного органа // Вісті Донецького гірничого інституту: Всеукраїнський науково-технічний журнал гірничого профілю. 2009. № 1. С. 207–218.

6. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хищенко Н.В., Степаненко Е.Ю. Мехатронная система подачи исполнительного органа проходческого комбайна с интеллектуальным модулем воспроизведения контура выработки // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: Збірник наукових праць. Донецьк: ВАТ "НДІГМ імені М.М. Федорова", 2008–2009. Вип. 102–103. С. 404–414.

## ИНФОРМАЦИЯ

### Издательство «Новые технологии» начинает выпускать теоретический и прикладной научно-технический журнал **ПРОГРАММНАЯ ИНЖЕНЕРИЯ**

*В журнале будут освещаться состояние и тенденции развития основных направлений индустрии программного обеспечения, связанных с проектированием, конструированием, архитектурой, обеспечением качества и сопровождением жизненного цикла программного обеспечения, а также рассматриваться достижения в области создания и эксплуатации прикладных программно-информационных систем во всех областях человеческой деятельности.*

#### **Основные тематические направления журнала**

- Общетеоретические вопросы программной инженерии
- Языки и системы программирования, семантика программ
- Инструменты и методы программной инженерии
- Модели, методы и алгоритмы проектирования программных систем
- Системы управления базами данных и знаний
- Модели, методы, алгоритмы и программные инструменты для организации взаимодействия программ и программных систем
- Человеко-машинные интерфейсы, средства визуализации, обработки изображений, системы виртуальной реальности, мультимедийного общения
- Модели и методы создания программных систем для параллельной и распределенной обработки данных
- Верификация и тестирование программного обеспечения
- Оценка качества, стандартизация и сопровождение программных систем
- Безопасность программно-информационных систем
- Модели жизненного цикла программных проектов
- Сопровождение программного обеспечения
- Управление программной инженерией
- Интеллектуальные программные комплексы и системы
- Создание и эксплуатация прикладных программно-информационных систем

***Журнал распространяется только по подписке.  
Оформить подписку можно через подписные агентства  
или непосредственно в редакции журнала.***

Подписные индексы по каталогам:

***"Роспечать" – 22765; "Пресса России" – 39795.***

***E-mail: prin@novtex.ru***

УДК 622.243

**А.П. Комиссаров**, д-р техн. наук, **Д.В. Быков**, студ., **Г.В. Прокопович**, асп., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: gmf.gmk@ursmu.ru

## Выбор рациональных параметров породоразрушающего инструмента буровых машин ударного действия<sup>НГ</sup>

---

*Получены зависимости для определения режимных параметров буровых машин ударного действия с лезвийным и штыревым инструментом.*

**Ключевые слова:** буровая машина ударного действия, лезвийный и штыревой инструмент, режимные параметры.

**A.P. Komissarov, D.V. Bykov, G.W. Prokopovich**

## Sampling of the Rational Parameters Drill Bits and Diamond Tool of the Drill Machines Impact Action

---

*There is established the dependence for definition of the regime parameters drill machines impact action with tool edge and tool pin.*

**Keywords:** drill machines impact action, tool edge and tool pin, the regime parameters.

При создании буровых машин одним из наиболее важных вопросов является определение характера и величины сопротивлений породы внешнему воздействию.

Величина сопротивлений является основной характеристикой рабочего процесса, определяющей его энергоемкость, скорость бурения и другие показатели, и обуславливается как свойствами горных пород, так и способом воздействия на породу, конструкцией инструмента и т.д.

Разрушение породы при ударном бурении происходит в результате преобразования кинетической энергии ударника в работу деформации породного массива. При этом в зависимости от физико-механических свойств и конструкции инструмента часть ударного импульса будет отражаться обратно в инструмент и далее — в ударный механизм, не производя полезной работы. По величине отраженного импульса можно определить степень использования энергии удара, характеризующую эффективность применения того или иного инструмента.

В работе представлен расчет режимных параметров буровых машин ударного действия — глу-

бины внедрения инструмента в породу, коэффициента передачи энергии удара к породе и др., выполненный на основе прикладной теории удара [1].

Рассмотрим два типа инструмента (рис. 1) для ударного бурения — лезвийный инструмент с клиновидной формой лезвий и штыревой инструмент с цилиндрическими твердосплавными вставками (штырями). На рис. 1, б вставки заменены одной, сечение которой равно сумме сечений всех вставок.

Расчет выполнен для ударной системы с погружным ударником (рис. 2).

Принятые допущения:

- внедрение инструмента происходит при первом проходе импульса, так как при последующих проходах импульса внедрение незначительно ввиду малой величины амплитуды импульса;
- распространение ударного импульса в инструменте происходит при отсутствии внутреннего трения без искажений.

Глубина внедрения инструмента  $h$  определяется из дифференциального уравнения:

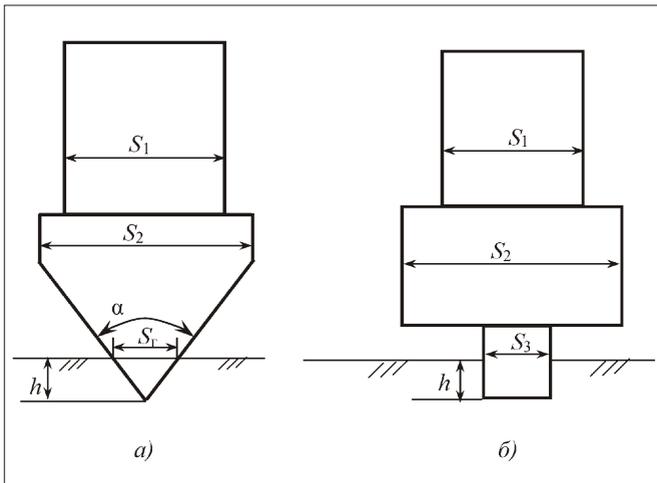


Рис. 1. Схемы инструментов:

*a* – с клиновидной формой лезвия; *б* – с цилиндрическими вставками;  $S_1, S_2, S_3$  – поперечные сечения инструмента и наконечника;  $S_r$  – горизонтальная проекция площади контакта наконечника с породой;  $h$  – глубина внедрения инструмента;  $\alpha$  – угол заострения лезвия

$$v \frac{dh}{dt} = 2F(t)/(C_{инн} C_{п}), \quad (1)$$

где  $F(t)$  – сила ударного импульса;  $C_{инн}, C_{п}$  – ударные жесткости соответственно инструмента и породы.

Ударная жесткость инструмента

$$C_{инн} = \rho_{инн} a_{инн} S_{инн}, \quad (2)$$

где  $\rho_{инн}$  – плотность материала инструмента;  $a_{инн}$  – скорость распространения продольной упругой волны в материале инструмента;  $S_{инн}$  – площадь поперечного сечения наконечника инструмента.

Для лезвийного инструмента величина площади поперечного сечения наконечника равна горизонтальной проекции площади контакта наконечника с породой:

$$S_{инн.л} = S_r = 2dhtg(\alpha/2), \quad (3)$$

где  $d$  – диаметр инструмента;  $\alpha$  – угол заострения лезвия.

Для штыревого инструмента

$$S_{инн.шт} = S_3 = r^2 N_{шт}, \quad (4)$$

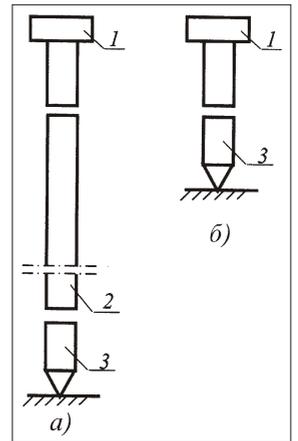
где  $r$  – радиус штыря;  $N_{шт}$  – количество штырей.

Ударная жесткость лезвийного инструмента

$$C_{инн.л} = C_{инн.л0} = 2 \rho_{инн} a_{инн} dhtg(\alpha/2), \quad (5)$$

где  $C_{инн.л0}$  – начальное (перед внедрением) значение ударной жесткости, определяемое степенью затупления лезвия.

Рис. 2. Схемы ударных систем при выносном (а) и погружном (б) ударниках: 1 – ударник; 2 – буровой став; 3 – инструмент



Для штыревого инструмента

$$C_{инн.шт} = \rho_{инн} a_{инн} r^2 N_{шт}. \quad (6)$$

Ударная жесткость породы (сопротивление породы внедрению инструмента)

$$C_{п} = \rho_{п} a_{п} S_{к}, \quad (7)$$

где  $\rho_{п}$  – плотность породы;  $a_{п}$  – скорость распространения продольной упругой волны в породе;  $S_{к}$  – площадь контакта наконечника инструмента с породой.

Для инструмента с клиновидной формой лезвия

$$S_{к.л} = 2dh/\cos(\alpha/2). \quad (8)$$

Для штыревого инструмента

$$S_{к.шт} = S_{инн.шт} = S_3 = r^2 N_{шт}. \quad (9)$$

Как следует из полученных зависимостей, основными параметрами инструмента, определяющими ударную жесткость породы, являются:

для лезвийного инструмента (при  $d = \text{const}$ ) – угол  $\alpha$ ;

для штыревого инструмента –  $N_{шт}, r$ .

Решение дифференциального уравнения (1) при прямоугольной форме ударного импульса ( $F = \text{const}$ ) имеет вид:

а) для лезвийного инструмента

$$h_{\max} = C_{инн.л0} [(1 - \rho_{инн} t_{имп})^{0.5} - 1]/(k_1 - k_2), \quad (10)$$

б) для штыревого инструмента

$$h_{\max} = 2Ft_{имп}/(C_{инн.шт} C_{п.шт}), \quad (11)$$

где  $h_{\max}$  – максимальная глубина внедрения инструмента;

$$k_1 = 2 \rho_{инн} a_{инн} dhtg(\alpha/2);$$

$$k_2 = 2 \rho_{п} a_{п} d/\cos(\alpha/2);$$

$$\rho = 4F(k_1 - k_2)/C_{инн.л0};$$

$t_{имп}$  – длительность импульса.

На рис. 3 приведена зависимость глубины внедрения инструмента от энергии удара.

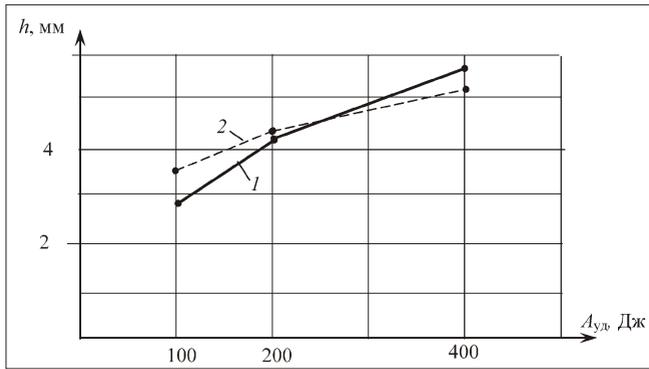


Рис. 3. Зависимость глубины внедрения инструмента от энергии удара: 1 – штыревой инструмент; 2 – лезвийный инструмент

Расчетные значения получены при следующих исходных данных:

$d = 200$  мм;  $S_3 = 10,5$  см<sup>2</sup>;  $\rho_{ин} = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{п} = 4000$  кг/м<sup>3</sup>;  $a_{ин} = a_{п} = 5000$  м/с;  $\alpha = 90^\circ$ ;  $C_{ин.л0} = 100$  кг/с;  $t_{имп} = 10^{-4}$  с.

Из приведенной зависимости следует, что глубина внедрения штыревого инструмента при увеличении энергии удара существенно возрастает за счет стабильности ударной жесткости породы. При внедрении лезвийного инструмента ударная жесткость породы пропорциональна глубине внедрения, что обуславливает снижение интенсивности увеличения глубины внедрения лезвийного инструмента по сравнению со штыревым инструментом.

Общий коэффициент передачи энергии удара в ударной системе (см. рис. 2) составит:

$$\text{общ} = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \quad (12)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент передачи энергии при соударении ударника с буровым ставом (хвостовиком) или с инструментом;  $\alpha_2$  – коэффициент передачи при прохождении импульса по буровому ставу;  $\alpha_3$  – коэффициент передачи энергии при соударении инструмента с породой.

Коэффициент передачи энергии удара при прохождении импульса из ударяющего стержня в ударяемый стержень в общем виде составляет [1]:

$$\alpha_1 = [(F_2 dl) / (F_1 dl)], \quad (13)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – амплитуды соответственно начального и отраженного импульсов;  $l$  – перемещение частиц материала стержней в волне деформации за время удара.

Для современных ударных механизмов, формирующих импульс прямоугольной формы,  $\alpha_1 = 1$ .

Тогда для рассматриваемой ударной системы

$$\text{общ} = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \quad (14)$$

При соударении инструмента с породой амплитуда отраженного импульса:

$$F_2 = F_1 (C_{п} - C_{ин}) / (C_{ин} + C_{п}). \quad (15)$$

При прямоугольной форме начального импульса уравнение (13) примет вид

$$\text{общ} = \alpha_1 \frac{1}{h_{\max}} \int_0^{h_{\max}} \frac{C_{п} - C_{ин}}{C_{ин} + C_{п}} dh \quad (16)$$

Интегрируя уравнение (16) с учетом (5–9), получим следующие зависимости для коэффициента передачи энергии удара от инструмента к породе:

а) при лезвийном инструменте

$$\text{общ.л} = \alpha_1 \frac{C_{ин.л0}}{(k_1 - k_2)^2 h_{\max}} ((k_2 - k_1) (\sqrt{1 - pt_{имп}} - 1) k_2 \ln(1 - pt)); \quad (17)$$

б) при штыревом инструменте

$$\text{общ.ш} = 2C_{п.ш} / (C_{ин.ш} + C_{п.ш}). \quad (18)$$

Численный анализ показывает, что коэффициент передачи не зависит от энергии удара и определяется ударными жесткостями инструмента и породы.

Так, для штыревого инструмента при  $C_{п.ш} = C_{ин.ш}$   $\text{общ} = 1$ .

Полученные данные согласуются с результатами исследований по оценке КПД удара при перфораторном бурении [3].

## Выводы

Применение штыревого инструмента для ударных механизмов с повышенной энергией удара ( $> 400$  Дж) позволяет увеличить глубину внедрения инструмента и, соответственно, скорость бурения.

Выбор типа и параметров породоразрушающего инструмента следует проводить на основе оптимизационных исследований для конкретных условий эксплуатации оборудования.

## Список литературы

- Алимов О.Д., Манжосов В.К., Емерьянц В.Э. Удар. М.: Наука, 1985. 215 с.
- Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. М.: Недра, 1974. 408 с.
- Бойков В.В. Коэффициент полезного действия удара при перфораторном бурении // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 3. С. 14–16.

УДК 620.179.17:622.271.4

А.В. Менчугин, вед. инж., Новационная фирма "КУЗБАСС-НИИОГР", г. Кемерово

E-mail: m\_a\_v75@mail.ru

### Особенности проведения подготовительных работ при контроле узлов и элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов типа драглайн методом акустической эмиссии<sup>НГ</sup>

---

*Рассмотрен способ выявления потенциально опасных мест в сварных соединениях и основном металле элементов металлоконструкций экскаваторов-драглайнов с использованием акустико-эмиссионного метода контроля при проведении регистрации уровня собственных шумов в ненагруженном состоянии. Показано, что использованные подходы при проведении подготовительных работ позволяют создавать образ контролируемого объекта и определять потенциально опасные участки исходя из характера распределения шумовых импульсов от воздействия повышенного уровня вибрации динамического и электромеханического оборудования.*

**Ключевые слова:** контроль акустико-эмиссионный, экскаватор одноковшовый шагающий, дефект эксплуатационный, дефект развивающийся, элементы металлоконструкций, зона повышенной активности.

A.V. Menchugin

### Features of the Preparatory Work for the Control of Units and Elements of Steel Career Dragline Excavators Method of Acoustic Emission

---

*The article describes how to identify potentially hazardous sites in welds and base metal elements of metal draglines using acoustic emission control method for registering the level of intrinsic noise in the unloaded state. It is shown that the approach used in carrying out preparatory work can create an image of controlled object and identify potentially dangerous sites based on the nature of the distribution of noise pulses from exposure to high levels of vibration and the dynamic electromechanical equipment.*

**Keywords:** control of acoustic emission, walking excavator shovel, defect operational, defect developing, elements of metal, hyperactivity zone.

Одним из направлений развития существующей отрасли системы планово-предупредительных ремонтов является система обслуживания и ремонтов оборудования по фактическому техническому состоянию, определяемому методами неразрушающего контроля и диагностики. Этому способствует высокий уровень развития электронно-вычислительной техники, дающий возможность создания компактных мобильных систем диагностики и мониторинга состояния оборудования.

Местами с пониженной долговечностью обладают, как правило, узлы и элементы металлоконструкций, имеющие концентраторы напряжений (конструктивные и ремонтные), а также дефекты, образовавшиеся в процессе

эксплуатации и ремонта. Возникновение дефектов носит случайный характер как по времени возникновения, так и по местоположению, что не позволяет с достаточной степенью достоверности характеризовать его дальнейшее поведение и, тем самым, оценить возможность дальнейшей безопасной эксплуатации оборудования.

С точки зрения механики разрушения известно, что мгновенному катастрофическому разрушению предшествует устойчивый докритический рост трещины. В этой связи целесообразно организовать проведение такого периодического контроля металла, который позволял бы обнаружить трещину до того, как она достигнет критической длины.

Надо отметить, что образование и развитие эксплуатационного дефекта, например, растущей хрупкой трещины, сопровождаются совокупностью процессов, вследствие динамической разгрузки участков материала, примыкающих к образующимся берегам, поэтому она излучает волны напряжений [1]. Данное явление получило название акустическая эмиссия (АЭ), а метод, основанный на регистрации этих волн – метод акустической эмиссии. Целями АЭ-контроля являются обнаружение, определение координат и слежение (мониторинг) за источниками АЭ, связанными с несплошностями на поверхности или в объеме стенки контролируемого объекта, сварного соединения и изготовленных частей и компонентов [2].

Таким образом, выявление развивающихся дефектов в элементах конструкций экскаватора возможно только при проведении длительного контроля (мониторинга) при существующих условиях выполнения технологического процесса экскавации, что позволит своевременно выявить эксплуатационный дефект, например трещину, и определить условия, способствующие его развитию. Такие работы возможно проводить только с сопровождением методом акустической эмиссии, так как в процессе испытания проводится не только обнаружение развивающихся дефектов, но и оценивается их взаимосвязь с напряженно-деформированным состоянием контролируемого узла, что позволяет характеризовать условия эксплуатации оборудования и точно сказать – требуется ли незамедлительный ремонт данного элемента или нет. Особенно эффективно эта проблема решается для условий зимнего периода, когда выполнение традиционного контроля и качественное проведение ремонтных работ не представляются возможными. Учитывая, что контроль выполняется в режиме мониторинга, т.е. при эксплуатационных нагрузках, возможно проведение испытаний элементов в условиях, отличающихся от нормальных для контролируемого объекта.

Такие испытания более достоверно отражают фактическое состояние оборудования, что наиболее полно позволяет оценить его техническое состояние и с большей точностью определить возможный срок дальнейшей безопасной эксплуатации с минимальными затратами средств и высокой эксплуатационной надежностью.

Известно, что основной проблемой при проведении акустико-эмиссионного контроля является работа в поле шумов, т.е. выполняется регистрация всех видов шумов на контролируемом

объекте, находящихся в рабочем диапазоне частот.

Работа электромеханического и динамического оборудования экскаваторов вследствие повышенной вибрации создает высокий уровень помех, что существенно влияет на результативность проводимого контроля металлоконструкций стрел и надстроек. Особенность данного вида шумов заключается в том, что они занимают практически весь частотный диапазон от 30 до 400 кГц, при этом сигналы имеют высокую энергию и распространяются на большие расстояния [3]. Для возможности последующего отделения полезных импульсов из общей массы зарегистрированных сигналов при проведении испытательных работ, необходимо предусмотреть дополнительные этапы контроля в период проведения подготовительных работ, заключающиеся *в построении образа контролируемого элемента и идентификации всех возможных источников шума*, которые могут оказать влияние на результативность контроля. В качестве таких источников могут выступать разъемные соединения, имеющие повышенный износ, обрывы кронштейнов, вспомогательных креплений, трение канатов и т.д.

При сборе результатов шумового состояния ненагруженных элементов металлоконструкций (ковш опущен, в работе находятся только машинный преобразователь и компрессорная установка) в период подготовительных работ, выявлено образование зон повышенной активности, которые на локационных графиках совпадали с положением кольцевых, а зачастую и участков продольных сварных швов. Результаты сопоставления местоположения обнаруженных зон и сварных соединений подтверждались последующим дополнительным контролем. При более детальном обследовании указанных участков другими методами неразрушающего контроля выявлены дефекты, имеющие плоские отражающие грани (раскрывшиеся трещины, большой высоты непровары в корне шва, несплавления по границе разделки). Один из примеров сварного соединения с такими дефектами представлен на рис. 1.

На рис. 2 представлены характерные примеры узлов, в которых наиболее часто были обнаружены подобные зоны повышенной активности. На рис. 2, а показан кольцевой сварной шов колонны надстройки, который позволяет наглядно подтвердить предположения о природе возникновения зон. При этом следует отметить, что участок контролируемого элемента, представленного на рис. 2, б, был выявлен не по причине

наличия эксплуатационных трещин по концам ребер жесткости (они проявили себя в период испытаний как источники трения), а вследствие наличия протяженной трещины в кольцевом сварном шве.

При оценке природы возникновения данных зон было сделано предположение, что основными причинами образования зон на поверхности контролируемого узла могут являться процессы вибрации во вспомогательном динамическом оборудовании и колебания узлов, передаваемые к элементам металлоконструкций. Преимущественно это генераторная группа, вентиляторы механизмов поворота и подъема, компрессорная установка, а также процессы трения и биения в разъемных соединениях от действия вибрации.

На рис. 3 представлен график распределения зарегистрированных импульсов шумовых помех на поверхности объекта от воздействия динамического оборудования при отсутствии отражателей и без приложения нагрузок. Подобные распределения шумового поля при дальнейшем контроле должны свидетельствовать об отсутствии развивающихся дефектов.

Акустические импульсы, излучаемые под действием вибрации, носят периодический характер, при этом сам импульс представляет собой набор цуг волн с большой энергией. Распространяясь по поверхности объекта контроля, данный шум создает картину равномерно распределенного поля (см. рис. 3), если на данном участке отсутствуют преграды, изменяющие направления движения волн. В качестве таких преград могут выступать вспомогательные элементы, находящиеся на наружной или внутренней поверхности контролируемого узла. К ним можно отнести накладку, ребра, подкладные кольца, а также внутренние дефекты в виде трещин и т.д.

Встречая на своем пути препятствие, акустическая волна отражается. Происходит слож-

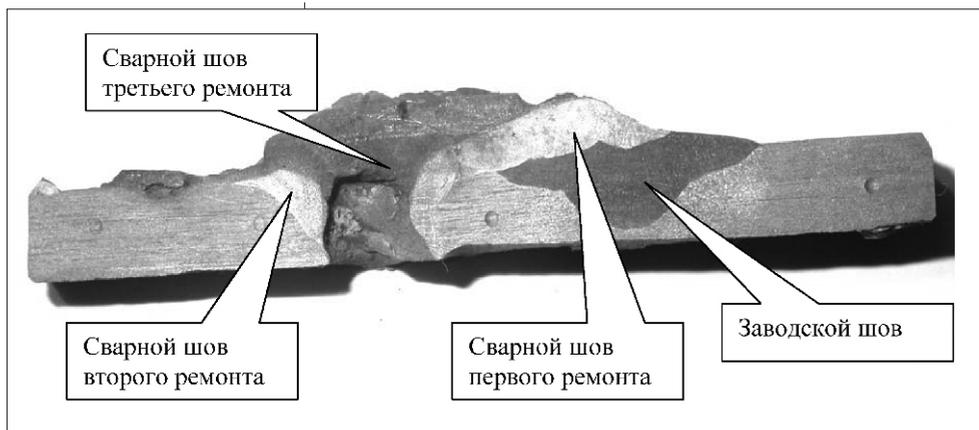


Рис. 1. Поперечное сечение ремонтного сварного шва

ние отраженных и прямых цуг волн, что в конечном итоге приводит к образованию новых волн с амплитудами, превышающими исходную величину, т.е. имеет место отрицательная дифференциация амплитуд [4]. Вновь образованные волны регистрируются преобразователями акустической эмиссии и отображаются как полезный сигнал. Данное явление представлено на рис. 4, где при переходе через сварной шов (см. рис. 2) была обнаружена зона повышенной активности. В соответствии с определением стандарта акустическая эмиссия материала — это акустическая эмиссия, вызванная локальной динамической перестройкой структуры материала объекта. Так как образование данной зоны не являлось следствием нагружения и деформации материала, а также отсутствует перестройка структуры материала, то она была определена как "ложная".

При этом следует отметить, что скорость прироста импульсов равномерно распределена во времени (незначительные отклонения выявлены при изменениях режима работы агрегатов-источников).



Рис. 2. Примеры контролируемых узлов, в которых были выявлены "ложные" зоны повышенной активности АЭ

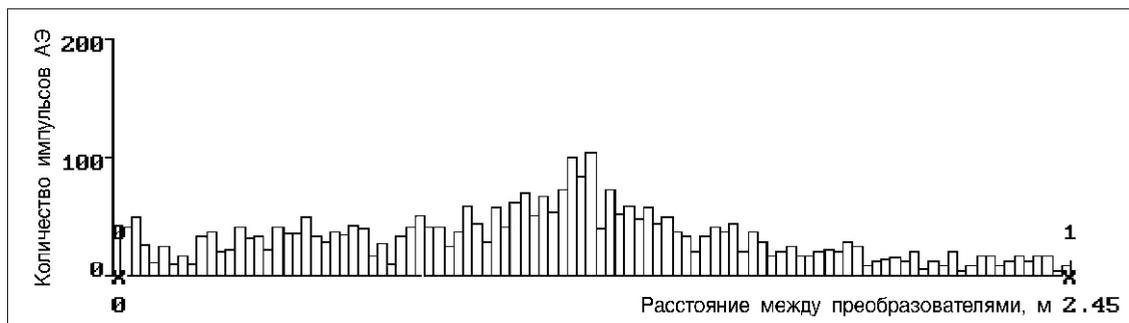


Рис. 3. Распределение шумового поля по длине антенны

Из практики проведения ультразвукового контроля [4] известно, что наибольшее отражение ультразвуковой волны возможно при ширине раскрытия дефекта, кратной нечетному количеству четверти длины волны.

В ходе экспериментальных наблюдений при выполнении подготовительных работ и проведении натурных АЭ испытаний скорость волны варьировалась в пределах 2,8...3,2 км/с, а частотный диапазон применяемых преобразователей составлял 150...400 кГц (0,15...0,4 МГц). Таким образом, для применяемого частотного диапазона в качестве отражателей в элементах металлоконструкций выступают непровары в корне шва, несплавления, несплошности при начале обрыва подкладных колец либо конструктивные непровары (зазоры).

Данная зона повышенной активности сама по себе не является источником акустической эмиссии, так как в ней не происходит деформа-

ция материала [5], однако позволяет выявлять несплошности в сварных швах до проведения непосредственных испытаний с применением рабочих нагрузок. Такой факт

был зарегистрирован и для продольных швов, так как распространение ультразвуковых волн происходит по сложному маршруту, в том числе и поперек оси узла.

Полученные результаты проведенных теоретических обоснований и практических исследований позволили на этапе подготовительных работ до проведения основного испытания с применением рабочих нагрузок построить *так называемый образ контролируемого узла* в целях выявления потенциально опасных мест, чтобы при последующем проведении нагружений более внимательно следить за состоянием сварного соединения или еще более точно – *следить за процессом развития предполагаемого дефекта*, что является неотъемлемой частью акустико-эмиссионного контроля.

Так как исполнение элементов каждой отдельно взятой модели экскаватора однотипно (один и тот же материал, геометрические размеры, исполнение сварных швов), то построенные образы узла на бездефектном оборудовании можно использовать для выявления уже образовавшихся дефектов без опускания стрелы.

Несмотря на дискретность зарегистрированных импульсов, их параметры при проведении экспериментальных исследований значительно отличались от импульсов, которые были образованы другими процессами. Основными параметрами,

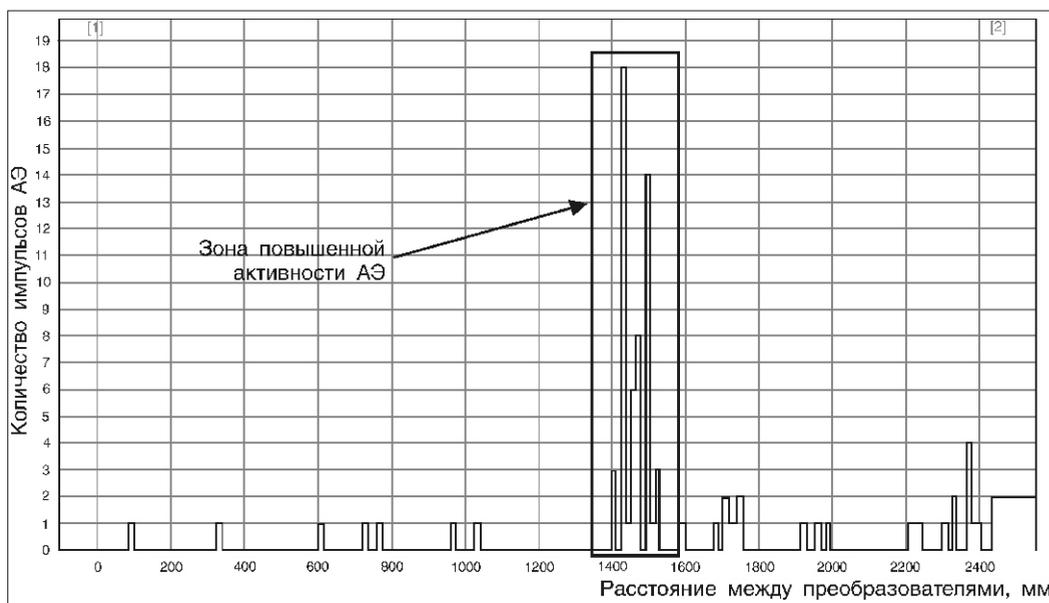
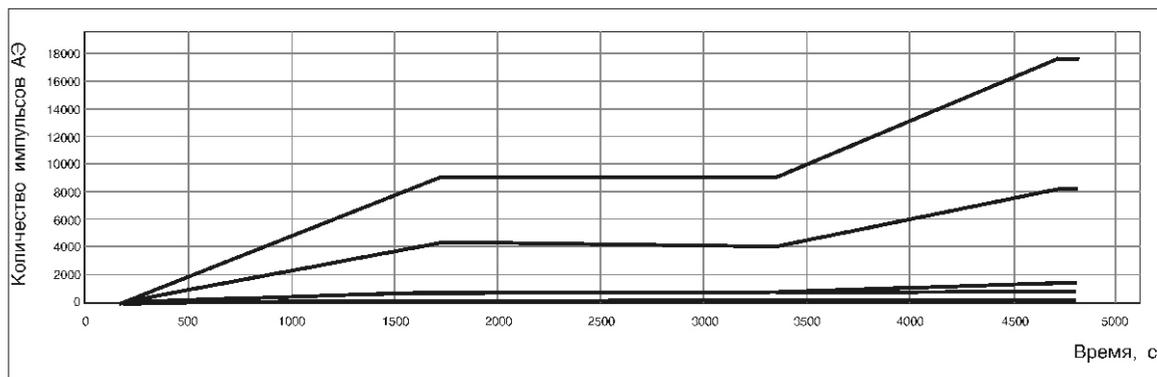


Рис. 4. Графическое представление распространения шумовых импульсов через сварной шов контролируемого узла при наличии дефекта

Основными параметрами, отличающимися от импульсов, которые были образованы другими процессами, являются амплитуда, длительность и частота. Эти параметры позволяют идентифицировать тип дефекта, вызвавшего импульс. Например, высокие амплитуды и длительности характерны для непроваров, а высокие частоты – для трещин.

Рис. 5. Графическое представление счета шумовых импульсов (в интервале от 1700 до 3400 с полная остановка всего агрегата)



позволяющими отличить шум от полезного сигнала являются: *длительность* (Duration), *скорость счета*, *положение на локационном графике* (Location).

**Длительность.** Исходя из того что данный импульс образуется вследствие большого количества трансформаций, его длительность очень велика. В основном она составляет порядка 10 000...20 000 мкс и более.

**Скорость счета** для шумовых импульсов существенно не зависит от приложенных нагрузок в отличие от полезных сигналов, которые генерируются только при деформации. На рис. 5 представлен пример поступления шумовых сигналов. Видно, что в интервале от 0 до 1700 с и от 3400 с имеется равномерный прирост зарегистрированных импульсов от вибрации вспомогательных агрегатов, а в интервале от 1700 до 3400 с прироста нет, так как в этот период была проведена полная остановка агрегата. Других же видов шумов на поверхности объекта в рабочем частотном диапазоне в ненагруженном состоянии при уровне дискриминации выше 50 дБ нет.

**Положение на локационном графике.** Способ отображения шумовых импульсов представлен на рис. 3 и 4 (линейная схема размещения преобразователей). При отсутствии отражателей между преобразователями шумовая картина представляет собой равномерное распределение импульсов без ярко выраженных пиков (см. рис. 3). При наличии отражателя на контролируемом участке образуется "ложная" зона повышенной активности АЭ, пик максимумов которой приходится на зону вблизи него (см. рис. 4). При этом суммарное количество импульсов в данной зоне существенно превышает количество полезных сигналов.

Таким образом, использование характера распределения шумовых импульсов на поверхности ненагруженных элементов металлоконструкций экскаваторов, образованных повышенным уровнем вибрации вспомогательного динамического

оборудования, позволило на этапе подготовительных работ до проведения основных испытаний выявить потенциально опасные места возможного возникновения развивающихся дефектов в сварных швах и выполнить расстановку преобразователей акустической эмиссии в непосредственной близости от них для дальнейшего более пристального наблюдения за развитием в процессе нагружения.

Представленные в настоящей статье экспериментальные результаты получены при контроле элементов металлоконструкций одноковшовых шагающих экскаваторов-драглайнов моделей ЭШ-13/50 и ЭШ-10/70.

#### Выводы

Основной проблемой при проведении акустико-эмиссионного контроля оборудования является проведение испытаний при повышенном уровне акустических шумов, имеющих различную природу возникновения, которые снижают достоверность выявления развивающихся эксплуатационных дефектов. Для обеспечения высокой чувствительности контроля и отделения "ложных" импульсов от полезных сигналов развития эксплуатационного дефекта необходимо обеспечить расстановку преобразователей в непосредственной близости от места его возможного расположения. В качестве такого способа предложено использовать построение на этапе подготовительных работ образа контролируемого узла и последующего более пристального контроля выявленных зон в период приложения нагрузок в соответствии с технологическим процессом экскавации [6].

#### Список литературы

1. Дробот Ю.Б. Неразрушающий контроль усталостных трещин акустико-эмиссионным методом / Ю.Б. Дробот, А.М. Лазарев. М.: Изд-во стандартов, 1987. 128 с.
2. Неразрушающий контроль: Справочник. Т. 7. Кн. 1: Иванов В.И., Власов И.Э. Метод акустической эмиссии; Кн. 2: Балицкий Ф.Я., Барков А.В., Баркова Н.А. и др. Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2006. 829 с.
3. Менчугин А.В., Протасов С.И., Стенин Г.Д. Применение акустико-эмиссионного контроля для оценки технического состояния одноковшовых шагающих экскаваторов // Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности: Тр. VII Межд. науч.-практ. конф. / ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского, ИУУ СО РАН, КузГТУ, ЗАО КВК "Экспо-Сибирь". Кемерово: 2005. С. 79–82.
4. Крауткремер Й., Крауткремер Г. Ультразвуковой контроль материалов: Справ. изд. / Пер. с нем. М.: Металлургия, 1991.
5. ГОСТ 27655–88. Акустическая эмиссия. Термины, определения и обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1988. 13 с.
6. Менчугин А.В., Герике Б.Л., Протасов С.И., Буянкин П.В. Оценка технического состояния несущих металлоконструкций шагающих экскаваторов по параметрам акустико-эмиссионного сигнала / Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 5. С. 25–30.

УДК 621.86 (075.80)

Ю.Д. Тарасов, д-р техн. наук, проф., А.В. Котилевский, асп., СПГГИ (ТУ)

E-mail: alkotilevskij@yandex.ru

## Исследование параметров вертикального ленточного конвейера с системой улавливания грузонесущего контура

---

*Описаны конструкция и принцип действия модернизированного вертикального ленточного конвейера с системой улавливания ветвей ленты грузонесущего контура и результаты стендовых экспериментальных исследований сопротивлений движению грузонесущего и фиксирующего контуров на вертикальном участке конвейера, связанных с боковым давлением транспортируемого груза.*

**Ключевые слова:** вертикальный ленточный конвейер, грузонесущий контур, полки, вертикальный участок, боковое давление груза, сопротивление движению ленты, улавливающие устройства, лабораторный стенд.

Yu.D. Tarasov, A.V. Kotilevskiy

## The Research of Operation Factors of Vertical Belt Conveyor with the System of Carrying Circuit Entrapment

---

*The construction and the operation principle of advanced vertical belt conveyor with the system of entrapment of carrying circuit belt's branches and the results of development testing of carrying and clamp circuits motion resistance on the vertical part of the conveyor concerned with the transported cargo lateral pressure are described below.*

**Keywords:** vertical belt conveyor, carrying circuit, shelves, vertical part, lateral pressure of cargo, belt movement resistance, catching devices, laboratory bench.

В Санкт-Петербургском государственном горном институте им. Г.В. Плеханова (техническом университете) разработаны конструкция двухконтурного вертикального ленточного конвейера (пат. РФ № 2303563, 2307779, 2313479, 2350539) и методика расчета и выбора основных его параметров [1]. Использование такого конвейера на обогатительных фабриках и дробильно-сортировочных заводах горных и горно-металлургических предприятий, а также на предприятиях других отраслей промышленности позволит снизить затраты, связанные с землеотводом и строительством транспортных галерей за счет более компактной компоновки объектов технологического комплекса.

Дальнейшие исследования, выполняемые на кафедре горных транспортных машин, посвящены определению сопротивлений движению ленты первого контура на основном — вертикальном его участке, вызванные боковым давлением транспортируемого груза, а также вопросам, свя-

занным с улавливанием ленты грузонесущего контура в случае обрыва ленты.

Разработанная конструкция вертикального ленточного конвейера с системой улавливания грузонесущего контура [2] содержит опорную раму 1 (рис. 1), бесконечно замкнутые на приводных 2, 3 и натяжных 4, 5 барабанах два контура 6 и 7 из гибких прорезиненных лент, образующих соответственно грузонесущую восходящую 8 и нерабочую нисходящую 9 ветви первого контура 6 и восходящую 10 и нисходящую 11 ветви второго контура 7. Лента первого контура 6 выполнена с закрепленными на ней поперечными полками 12, наружные кромки которых очерчены по дуге окружности и размещены с возможностью их взаимодействия на восходящей ветви 8 с поверхностью восходящей вертикальной ветви 10 ленты второго контура 7. Другая поверхность ветви 10 ленты второго контура 7 размещена с возможностью ее взаимодействия с вертикальной криволинейной в плане направляющей 13. Эта направляющая 13 концентрично разме-

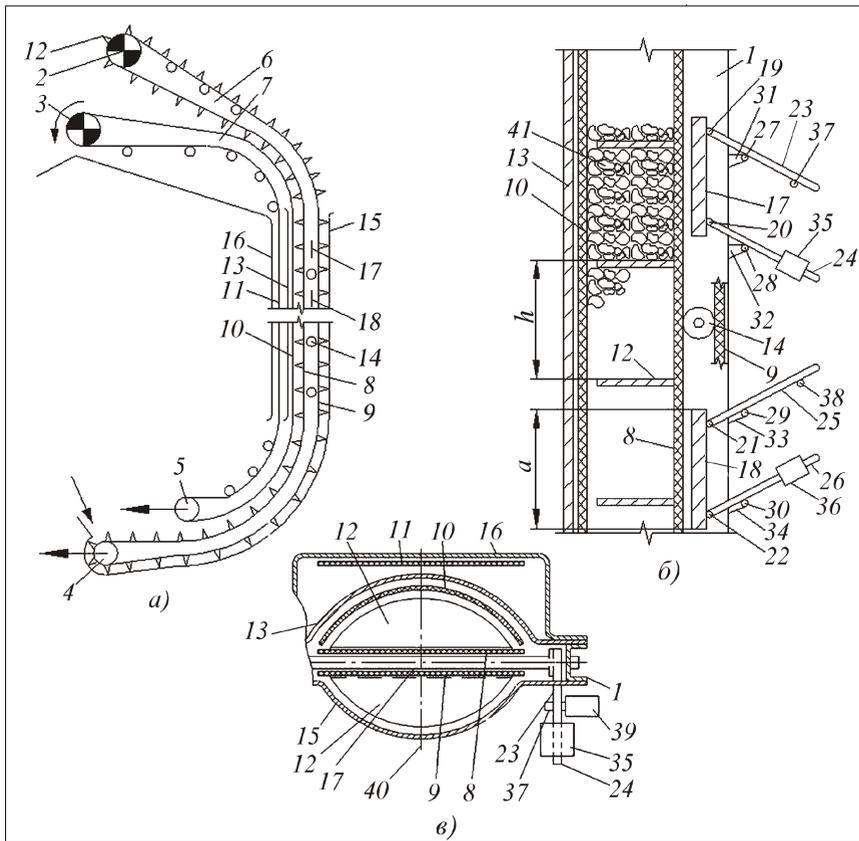


Рис. 1. Вертикальный ленточный конвейер:

*a* – вид сбоку (продольный разрез); *б* – узел установки улавливающих устройств для грузонесущей и нерабочей ветвей ленты грузонесущего контура, вид сбоку; *в* – то же, вид сверху

щена относительно кромок поперечных полок 12 восходящей ветви 8 ленты первого контура 6. Между восходящей 8 и нисходящей 9 ветвями контура 6 размещены прямые роликоопоры 14, а поперечные полки 12 на нисходящей ветви 9 этого контура расположены с минимальным зазором относительно вертикальной стенки 15 желоба. Причем вертикальная стенка 15 и все желоба повторяют форму поперечных полок 12. Плоская нисходящая ветвь 11 ленты контура 7 с наружной стороны с минимальным зазором размещена относительно плоской вертикальной стенки 16.

В верхней части конвейера между грузонесущей восходящей 8 и нерабочей нисходящей 9 ветвями ленты контура 6 с зазорами по отношению к ним размещены одна под другой две плоские плиты 17 и 18 прямоугольной формы. Причем ширина плит 17 и 18 равна ширине лент 8, 9, а высота  $a$  принята больше шага  $h$  расстановки полок 12. Боковые кромки плит 17 и 18 сверху и снизу с помощью шарниров 19–22 закреплены на концах наклонных двуплечих рычагов 23–26,

которые вместе с плитами 17, 18 и опорной рамой 1 образуют шарнирные параллелограммы. Двуплечие рычаги 23–26 посредством шарниров 27–30 установлены на кронштейнах 31–34 опорной рамы 1 с возможностью поворота в вертикальной плоскости. Нижние рычаги 24 и 26 обоих шарнирных параллелограммов снабжены противовесами 35 и 36, которые размещены на свободных концах двуплечих рычагов 24 и 26, верхние рычаги 23 и 25 каждой плиты 17 и 18 расположены с возможностью их упора в размещенные под ними штоки 37 и 38, которые консольно закреплены на якорях электромагнитов 39 с возможностью смещения штоков 37 и 38 в горизонтальной плоскости. При этом электромагниты 39 электрически (не показано) связаны с электродвигателем приводного барабана 3 ленты второго контура 7. Система растопоривания двуплечих рычагов может быть выполнена в любом другом варианте. В исходном положении рычаги 23 и 24 плиты 17 наклонены вниз относительно горизонтали, а рычаги 25 и 26 нижней плиты 18 – вверх. Электромагниты 39 могут быть установлены как на одном из верхних рычагов 23 и 25, так и на обоих, симметрично относительно оси симметрии 40 обоих контуров 6 и 7.

При нормальной работе конвейера подлежащий транспортированию сыпучий груз 41 после загрузки на конвейер на вертикальном его участке размещается между поперечными полками 12 восходящей грузонесущей ветви 8 ленты контура 6 и восходящей ветвью 10 ленты контура 7. Разгрузка груза 41 осуществляется с приводного барабана 3 при его огибании восходящей ветвью 10 ленты контура 7.

При обрыве ленты контура 6 ее грузонесущая 8 и нерабочая 9 ветви под действием собственного веса и веса транспортируемого груза на грузонесущей ветви 9 начнут двигаться вниз. При этом за счет трения транспортируемого груза о поверхность восходящей ветви 10 ленты контура 7 скачкообразно возрастет мощность, потребляемая электродвигателем приводного барабана 3 второго контура. В соответствии со схемой управления электродвигатель барабана 3 автома-

тически отключится и автоматически сработает нормально замкнутый тормоз, который зафиксирует контур 7. Но перед отключением электродвигателя за счет электрической связи с ним сработают электромагниты 39, благодаря чему их якоря переместят штоки 37 и 38, выведя их из-под двуплечих рычагов 23 и 25. Под действием веса противовесов 35 и 36 двуплечие рычаги 23–26 повернутся относительно шарниров 27–30 по часовой стрелке. При этом верхняя плита 17 прижмется к нерабочей ветви 9 ленты, а нижняя плита 18 – к грузонесущей ветви 8 ленты контура 6. Поэтому поперечные полки 12, находящиеся на нерабочей ветви 9 ленты, начнут взаимодействовать с вертикальной стенкой 15 желоба. За счет сил трения между ними произойдет улавливание нерабочей ветви 9. Аналогичным образом произойдет и улавливание грузонесущей ветви 8 при взаимодействии находящихся на ней поперечных полок 12 с поверхностью восходящей ветви 10 ленты контура 7, противоположная поверхность которой будет прижата к криволинейной направляющей 13. Улавливание грузонесущей ветви 8 ленты контура 6 произойдет как за счет сил трения поперечных полок 12, так и сил трения транспортируемого груза о поверхность восходящей ветви 10 ленты второго контура. При этом за счет того, что высота  $a$  плит 17 и 18 принята больше шага  $h$  расстановки полок 12, при улавливании обеих ветвей 8 и 9 ленты плиты 17 и 18 через ветви 8 и 9 ленты взаимодействуют по крайней мере с одной полкой 12 при любом положении полок 12 на момент обрыва и улавливания лент 8, 9. Таким образом, техническое решение обеспечивает улавливание и фиксацию грузонесущей и нерабочей ветвей ленты первого грузонесущего контура при обрыве ленты.

Параметры улавливающих устройств выбираются следующим образом. В начале определяется скорость движения ленты после ее обрыва на момент срабатывания соответствующего улавливающего устройства при решении дифференциального уравнения

$$mdv/dt - W = 0, \quad (1)$$

где  $m$  – движущаяся масса, кг;  $v$  и  $dv$  – скорость движения ленты (при движении вниз) после ее обрыва и ее приращение, м/с;  $t$  и  $dt$  – время движения после обрыва ленты вниз и его приращение, с;  $W$  – суммарные сопротивления движению ленты, Н.

Перечисленные выше параметры определяются при следующих допущениях: скорость ленты в момент ее обрыва, учитывая движение ленты вверх строго в вертикальном направлении, принимается равной нулю (с запасом), влияние верхнего и нижнего наклонных участков грузонесущего контура не учитывается, так как при достаточно большой высоте вертикального участка конвейера, как показали расчеты, они не оказывают существенного влияния на величины параметров  $m$  и  $W$  и конечный результат.

С учетом принятых допущений для грузонесущей ветви улавливаемого контура

$$m = H(q_l + q_n); \quad W = H[g(q_l + q_n) + p(B_2 f + B_1 w) + q_p w].$$

Соответственно для холостой ветви

$$m = H(q_l + q_n); \quad W = gH(q_l + q_n),$$

где  $H$  – высота вертикального участка конвейера, м;  $q$ ,  $q_l$ ,  $q_n$  – линейные массы соответственно транспортируемого груза, ленты и закрепленных на ленте несущих полок, кг/м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $p$  – средневзвешенное боковое давление транспортируемого груза на ленту второго и первого контуров при заданном расстоянии между полками первого контура, Па. Параметр  $p$  определяется в результате экспериментальных исследований (см. ниже) физико-механических свойств сыпучего груза, транспортируемого моделируемым конвейером;  $B_1$ ,  $B_2$  – ширина ленты первого (грузонесущего) и второго (фиксирующего) контуров, м;  $f$  – коэффициент трения транспортируемого груза о ленту второго контура;  $w$  – коэффициент сопротивления движению ленты первого контура относительно роликовых опор;  $q_p$  – линейная масса вращающихся частей роликовых опор, кг/м.

После интегрирования уравнения (1) находим:

$$\int_0^{v_0} dv = \int_0^{t_0} W/m dt, \quad v_0 = Wt_0/m,$$

где  $v_0$  – скорость движения ленты вниз в момент срабатывания улавливающего устройства, м/с;  $t_0$  – время срабатывания улавливающего устройства, с. При расчетах параметр  $t_0$  определяется в соответствии с принятой схемой включения расцепляющего электромагнита.

Процесс улавливания ветвей оборвавшейся ленты первого контура описывается дифференциальным уравнением

$$m dv/dt = W - W_T = 0, \quad (2)$$

где  $W_T$  – суммарная тормозная сила, развиваемая улавливающим устройством, Н.

Потребное значение тормозного усилия  $W_T$  находится при интегрировании уравнения (2) с учетом найденного значения  $v_0$  и заданной величины тормозного пути  $l_T$  при улавливании ленты. Для этого приращение временной координаты  $t$  выражается через приращение линейной координаты  $x$  и скорость  $v$  при смещении оборвавшейся ленты вниз, т.е.  $dt = dx/v$ :

$$m v dv/dx = W - W_T = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) интегрируется "по частям":

$$\int_{v_0}^0 v dv = (W - W_T) / m \int_0^{l_T} dx,$$

откуда

$$W_T = 0,5 m v_0^2 / l_T = W.$$

В зависимости от высоты  $H$  вертикальной части конвейера он может быть снабжен одним или несколькими улавливающими устройствами, поэтому в общем случае

$$W_T = n_L W_{T0}, \quad (4)$$

где  $n_L$  – число улавливающих устройств;  $W_{T0}$  – тормозное усилие, развиваемое одним улавливающим устройством, Н.

Выбор параметров улавливающих устройств, обеспечивающих надежное улавливание обеих ветвей грузонесущего контура, проводится по уравнению:

$$W_T = 0,5 n_L f_0 G_n l_2 / l_1 \sin 2 \alpha, \quad (5)$$

где  $f_0$  – для грузонесущей ветви ленты первого контура – приведенный коэффициент трения торцов полок и транспортируемого груза о поверхность ленты второго контура; для нерабочей ветви – ее коэффициент трения о направляющую;  $G_n$  – вес противовеса на двуплечем рычаге, Н;  $l_1, l_2$  – плечи двуплечего рычага улавливающего устройства соответственно со стороны тормозной плиты и противовеса, м;  $\alpha$  – угол наклона двуплечего рычага к горизонту в исходном положении перед срабатыванием улавливающего устройства.

Уравнение (5) позволяет подобрать требуемое соотношение веса противовеса и числа улавливающих устройств, обеспечивающих потребную величину тормозной силы  $W_T$  для улавливающих

устройств на грузонесущей и нерабочей ветви первого контура:

$$n_L G_n = 2 W_T l_1 (f_0 l_2 \sin 2 \alpha)^{-1}.$$

При нормальной работе конвейера статическое сопротивление движению грузонесущей ветви ленты первого контура на вертикальном участке конвейера помимо веса ленты с полками и размещенного на полках транспортируемого груза зависит от бокового давления груза на ленту грузонесущего контура и ее деформации за счет нагрузок от прикрепленных к ленте полок с транспортируемым грузом. Сопротивление формируется при взаимодействии грузонесущей ветви с роликовыми опорами.

Сопротивления движению восходящей ветви второго контура помимо веса ленты определяется боковым давлением транспортируемого груза, которое воспринимается восходящей ветвью ленты второго контура с передачей этого давления на неподвижную направляющую, в результате чего возникает дополнительная сила трения.

Для установления закономерностей формирования статических сопротивлений движению лент обоих контуров на вертикальном участке конвейера на кафедре горных транспортных машин СПГГИ (ТУ) проведен комплекс экспериментальных исследований на специально разработанном лабораторном стенде [3]. Стенд (рис. 2) моделирует вертикальный участок грузонесущего контура конвейера и состоит из вертикально ориентированного отрезка ленты  $1$ , к которому прикреплены по крайней мере четыре съемные нормально ориентированные к поверхности ленты перегородки (полки)  $2$  для размещения на них сыпучего груза  $3$ . Полки  $2$  размещены с одинаковым шагом  $h$  друг относительно друга. Наружные кромки полок  $2$  очерчены по дуге окружности и размещены с возможностью их охвата отрезком другой ленты  $4$ . С наружных сторон обеих лент  $1$  и  $4$  размещены установленные на плите  $5$  вертикально ориентированные неподвижные направляющие  $6$  и  $7$  соответственно плоской и цилиндрической формы с возможностью смещения относительно них лент  $1$  и  $4$ . Верхние концы лент  $1$  и  $4$  с помощью кронштейнов  $8$  и  $9$  и прицепных приспособлений  $10$  и  $11$  подвешены к верхней неподвижной опоре  $12$  через винтовые стяжки  $13, 14$  и динамометры  $15, 16$ . Боковые кромки обеих направляющих  $6$  и  $7$  соединены между собой болтами  $17$  и  $18$ , а между боковыми кромками направляющих  $6, 7$  размещены закладные съемные элементы  $19$  и  $20$ . Плоская направляющая  $6$  снабжена ребрами же-

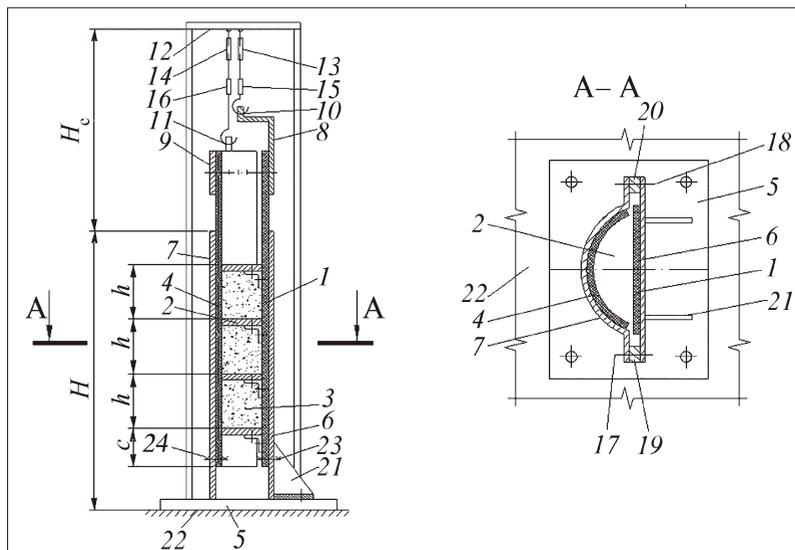


Рис. 2. Схема лабораторного стенда

сткости 21. Плита 5 установлена на нижней опоре 22. При этом плоская направляющая 6 закреплена на плите 5, а направляющая 7 цилиндрической формы размещена на ней свободно. Нижние концы лент 1 и 4 прикреплены к направляющим 6 и 7 съемными приспособлениями, например болтами 23 и 24.

Работа на стенде выполняется следующим образом. Вначале известным методом, например, на трибометре, определяют коэффициенты трения сыпучего груза 3 относительно поверхности ленты 4, а также коэффициенты трения лент 1 и 4 относительно направляющих 6 и 7. Взвешиванием определяют вес ленты 4 с кронштейном 9 и прицепным приспособлением 11. Определяют взвешиванием вес ленты 1 с полками 2 и кронштейном 8 и (отдельно) – вес прицепного приспособления 10 и вес плоской направляющей 6 с плитой 5. Далее закрепленную на плите 5 плоскую направляющую 6 с размещенным на ней отрезком ленты 1 располагают на нижней опоре 22 так, чтобы полки 2 были обращены вверх. Между полками 2 размещают сыпучий груз 3 таким образом, чтобы его поверхность совпадала с профилем полок 2. Для формирования поверхности сыпучего груза 3 между полками 2 ленты 1 можно воспользоваться направляющей 7 цилиндрической формы. Взвешиванием определяют общий вес стенда без прицепных приспособлений 10 и 11, динамометров 13, 14 и опор 12 и 22. Это позволяет в дальнейшем при анализе результатов экспериментов выделить отдельно вес сыпучего груза 3, размещенного на полках 2. На сыпучий груз 3 укладывают вторую ленту 4, которая к грузу 3 и полкам 2 прижимается направляющей 7

цилиндрической формы. Между боковыми кромками направляющих 6 и 7 размещают закладные сменные элементы 19 и 20, а боковые кромки направляющих 6 и 7 соединяют болтами 17 и 18. Плиту 5 с фиксированными на ней направляющими 6 и 7 устанавливают на нижнюю опору 22 так, чтобы направляющие 6 и 7 заняли вертикальное положение. С помощью прицепных приспособлений 10 и 11 кронштейны 8 и 9 соединяют с верхней опорой 12. Снимают болт 23, освобождая ленту 1 от ее крепления к направляющей 6. С помощью винтовой стяжки 13 ленту 1 с полками 2 и находящимся на них сыпучим грузом 3 сдвигают вверх с фиксацией натяжения по динамометру 15. Это натяжение численно равно сумме сопротивлений, определяемых ве-

сом сыпучего груза, весом самой ленты 1 с полками 2, силами трения ленты 1 о направляющую 6 и силами трения груза 3 о ленту 4. После этого ленту 1 возвращают в исходное положение (или оставляют в поднятом положении, так как смещение ленты 1 было невелико) и снова фиксируют ее на направляющей 6 с помощью болта 23. Затем снимают болт 24, освобождая ленту 4 от ее крепления к направляющей 7. С помощью винтовой стяжки 14 смещают вверх ленту 4, фиксируя натяжение по динамометру 16.

Эксперименты проводят при различных значениях шага  $h$  между полками 2 с использованием подлежащего транспортированию вертикальным ленточным конвейером груза 3. Это позволяет построить кривую зависимости натяжений лент 1 и 4 от величины шага  $h$  между полками 2 и оптимизировать шаг расстановки полок 2 по выбранному критерию. Анализ полученных данных позволяет определить величину бокового давления груза 3 и сопротивления движению обеих лент 1 и 4 на вертикальном участке конвейера.

Исследования на стенде выполняются следующим образом. При исследовании на стенде для заданной пробы транспортируемого груза, характеризующегося насыпной плотностью ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ), углом внутреннего трения ( $\alpha$ ) и коэффициентом подвижности (бокового давления)  $\mu = (1 - \sin \alpha) / (1 + \sin \alpha)$ , определяют натяжения  $P_1$  и  $P_2$  отрезков лент первого и второго контуров моделируемого конвейера путем поочередного смещения вверх отрезков лент первого и второго контуров, а также при совместном смещении обоих контуров с определением суммы

натяжений  $P_1 + P_2$ . По измеренным значениям натяжений  $P_1$  и  $P_2$  и экспериментально определенному коэффициенту трения  $f$  пробы транспортируемого груза о ленту второго контура, коэффициентам трения  $f_1$  и  $f_2$  лент первого и второго контуров о их направляющие определяются нормальные усилия  $T_1$  и  $T_2$ , приложенные к лентам обоих контуров за счет бокового давления груза, отнесенные к шагу  $h$  расстановки полок на ленте первого контура, и усилие  $T_3$ , приложенное к ленте первого контура за счет деформации грузонесущей ветви ленты первого контура консольно закрепленной на ней нагруженной полкой. Поскольку усилия  $T_1$  и  $T_3$  действуют совместно в формировании сопротивлений движения ленты первого контура за счет прижатия этой ленты к направляющей, а также учитывая, что  $T_1 = T_3$  из-за увеличенного натяжения ленты первого контура, их значения целесообразно определять как  $T_0 = T_1 + T_3$ . Усилия  $T_2$  и  $T_0$  находятся при решении системы уравнений:

$$P_1 = n_n(T_2 f + T_0 f_1) + G_1 + G;$$

$$P_2 = n_n T_2 (f + f_2) + G_2;$$

$$P_1 + P_2 = n_n(T_2 f_2 + T_0 f_1) + G_1 + G_2 + G,$$

где  $G$  – суммарный вес пробы транспортируемого груза, размещенной на полках первого контура,  $N$ ;  $G_1, G_2$  – вес ленты первого контура с полками и прицепным приспособлением и вес ленты второго контура с прицепным приспособлением,  $N$ ;  $n_n$  – количество полок, загруженных пробой транспортируемого груза.

Из первого уравнения находим

$$T_0 = [P_1 + (G + G_1) + n_n T_2 f] / (n_n f_1),$$

из второго –

$$T_2 = (P_2 + G_2) n_n^{-1} (f + f_2)^{-1}.$$

Третье уравнение позволяет проконтролировать значение  $T_0$ , найденное из первого уравнения.

По найденным значениям  $T_2$  определяются средние значения бокового давления транспортируемого груза на ленту второго контура при различных расстояниях  $h$  между полками (Па):

$$p = T_2 (B_2 h)^{-1}. \quad (6)$$

Вместе с тем параметр  $p$  может быть выражен через физико-механические свойства пробы транспортируемого груза следующим образом:

$$p = g k h, \quad (7)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности между величиной максимального и средневзвешенного бокового давления при заданном расстоянии  $h$  между полками;  $\rho$  – насыпная плотность пробы транспортируемого груза.

Из уравнения (7), в которое значения  $p$  подставляются из уравнения (6), могут быть определены значения коэффициента  $k$ , соответствующие различным значениям  $h$ :

$$k = p (g h)^{-1}. \quad (8)$$

Приведенные зависимости получены для условий, когда в качестве транспортируемого груза использован гранитный щебень фракции 20...40 мм с насыпной плотностью  $\rho = 1370 \text{ кг/м}^3$  и углом внутреннего трения, определяющим коэффициент подвижности (боковое давление) (при  $\sin \alpha = 0,543$ ).

Эти функциональные зависимости могут быть аппроксимированы уравнениями:

$$p = 363,5 e^{1,3h}; \quad (9)$$

$$k = e^{2,7h}. \quad (10)$$

Графики зависимостей (7) и (8) функций  $p(h)$  и  $k(h)$ , полученные в результате экспериментальных исследований на стенде, приведены на рис. 3.

Аналогичным образом определяется зависимость условного давления  $p_0$  за счет усилия  $T_0$  прижатия ленты первого контура к направляющей от параметра  $h$ :

$$p_0 = T_0 (B_1 h)^{-1}.$$

Функция  $p_0(h)$  аппроксимируется уравнением

$$p_0 = 46,5 e^{13,1h}. \quad (11)$$

График зависимости  $p_0(h)$  представлен на рис. 4.

Полученные функциональные связи, определяющие зависимости конструктивных и эксплуатационных параметров конвейера от физико-механических свойств транспортируемого груза, позволяют оценить величину сопротивлений движению первого грузонесущего и второго фиксирующего контуров вертикального ленточного конвейера, вызванные боковым давлением транспортируемого груза на ленты обоих контуров и деформацией ленты первого контура.

С учетом полученных зависимостей при проектировании вертикального ленточного конвейера статические сопротивления грузонесущей ветви первого контура на вертикальном его участке следует определять по формуле

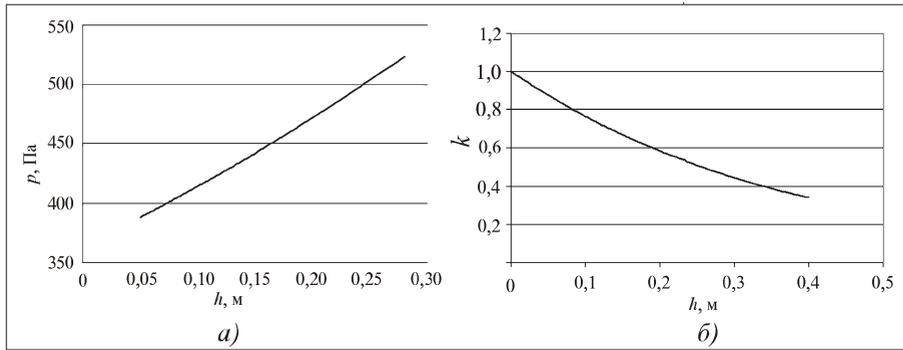


Рис. 3. Зависимость среднего бокового давления транспортируемого груза на ленту второго контура (а) и определяющего его коэффициента пропорциональности  $k$  (б) от шага расстановки полок на ленте первого контура

$$W_1 = H[g(q_{л1} + q_{л2}) + (p_0 B_1 + q_p)w_1],$$

а статические сопротивления второго контура –

$$W_2 = H(gq_{л2} + pB_2w_2),$$

где  $q_{л1}$ ,  $q_{л2}$  – линейные массы лент первого и второго контуров, кг/м;  $w_1$ ,  $w_2$  – коэффициенты сопротивления движению лент относительно роликовых опор для первого контура и опор скольжения – для второго контура.

Исследования с использованием изложенной выше методики могут быть выполнены для любого варианта закрепления полок на ленте первого контура. Например, при наклонном расположении полок с их упором в ленту второго контура, обеспечивающем перераспределение нагрузок между лентами обоих контуров. В этом случае снижается величина бокового давления транспортируемого груза на ленту первого контура за счет уменьшения нагрузок от полок и, соответственно, увеличивается давление ленты второго контура на свою направляющую. Система исходных уравнений для определения параметров, определяющих сопротивления движению лент обоих контуров, для этого способа крепления несущих полок к ленте первого контура будет следующей:

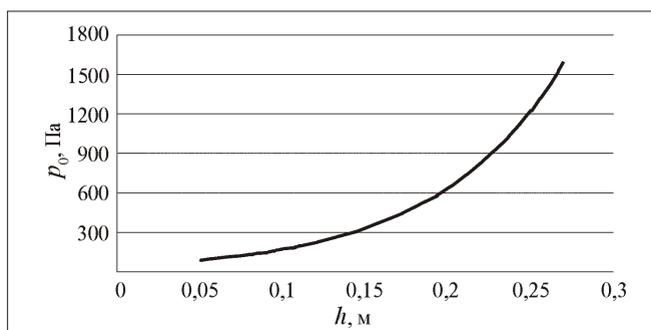


Рис. 4. Зависимость условного среднего бокового давления на ленту первого контура от шага расстановки полок на ленте

$$P_1 = n(T_{21}f + T_0f_1) G_1 G;$$

$$P_2 = nT_{21}f + (T_{21} + T_{22})f_2 G_2;$$

$$P_1 = P_2 = n[(T_{21} + T_{22})f_2 + T_0f_1] G_1 G_2 G,$$

где  $T_{21}$  – сила трения между лентой второго контура и направляющей от нажатия расположенного между полками груза на ленту второго контура, Н;  $T_{22}$  – аналогичная сила трения от нажатия торцевой части полки на ленту второго контура, Н.

Значения  $T_{21}$ ,  $T_{22}$  и  $T_0$  находятся при совместном решении трех уравнений. Далее искомые параметры определяются по приведенной выше методике.

Предлагаемые конструкция лабораторного стенда и методика лабораторных исследований позволяют установить зависимость средневзвешенного бокового давления транспортируемого груза от шага расстановки полок на ленте первого грузонесущего контура, выраженного через коэффициент пропорциональности, связывающий максимально возможное давление для насыпных грузов с идеальной сыпучестью и высотой слоя груза (расстоянием между полками первого контура), для реального насыпного груза с определенными значениями угла внутреннего трения и коэффициента подвижности (бокового давления).

Выполненные исследования позволяют обоснованно выбирать параметры вертикального ленточного конвейера – нагрузки на ленты обоих контуров и соответствующие этим нагрузкам мощности приводов при заданных свойствах транспортируемого груза и выбранном способе крепления полок к ленте грузонесущего контура, а также обеспечивают возможность улавливания обеих ветвей ленты первого контура в случае обрыва ленты с выбором соответствующих параметров улавливающих устройств.

#### Список литературы

1. Тарасов Ю.Д. Расчет и выбор параметров вертикального ленточного конвейера // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 1. С. 13–16.
2. Пат. № 2352510 (РФ). Вертикальный ленточный конвейер / Ю.Д. Тарасов, А.В. Котилевский. Заявл. 12.12.2007, № 2007146526/03. Оpubл. 20.04.2009, МПК В 65 G 15/00. Бюл. № 11.
3. Пат. № 2307778 (РФ). Стенд для исследования параметров вертикального ленточного конвейера / Ю.Д. Тарасов, М.А. Уварова. Заявл. 19.04.06, № 2006113200/03. Оpubл. 10.10.2007, МПК В 65 G 15/00. Бюл. № 28.

## Основные принципы формирования автомобильного парка горно-добывающего предприятия<sup>НГ</sup>

*Приведены основные положения методики формирования парка технологического автотранспорта горно-добывающего предприятия. Рациональная структура парка формируется на принципе поддержания среднего возраста автосамосвалов на уровне, обеспечивающем обязательное выполнение годового объема перевозок горной массы и рентабельность работы автотранспортного предприятия.*

**Ключевые слова:** технологический автотранспорт, рациональная структура парка, объем перевозок, себестоимость транспортирования, средний возраст автосамосвала.

A.V. Glebov, G.D. Karmaev

## Main Principles of Formation of a Motor Pool of a Mine

*In paper the basic stages of a technique of formation of park of technological motor transport of a mine are resulted. The rational structure of park is formed on a principle of maintenance of middle age of tip-lorries at the level providing obligatory performance of annual volume of conveyances of mined rock and profitableness of operation of the motor transportation factory.*

**Keywords:** technological motor transport, rational structure of park, volume of conveyances, the cost price transportation, tip-lorry middle age.

Формирование парка технологического автотранспорта на горно-добывающих предприятиях сводится к отысканию его рациональной возрастной и типажной структур, позволяющих надежно реализовывать производственную программу карьера с экономическими показателями, обеспечивающими рентабельную работу горно-добывающего предприятия.

Выбор структуры автопарка должен проводиться по двум критериям [1]: обязательное выполнение заданного годового объема  $Q_3$  перевозок горной массы или транспортной работы и допустимая удельная стоимость  $C_d$  транспортирования горной массы или транспортной работы, обеспечивающая безубыточность автомобильных перевозок, выраженным следующими ограничениями:

$$Q = f(t_{\text{срв}}) \geq Q_3;$$

$$C = f(t_{\text{срв}}) \leq C_d,$$

где  $Q$  — фактически достигнутый годовой объем перевозок или транспортной работы;  $C$  — фактическая удельная себестоимость транспортирования;  $t_{\text{срв}}$  — средневзвешенный возраст автосамосвала в парке.

Решение задачи обоснования рациональной структуры парка технологического автотранспорта состоит из следующих этапов.

1. Определение грузоподъемности и количества автосамосвалов, необходимых для обеспечения производственной программы в конкретных горно-технических условиях предприятия. Выбор лучшей модели среди автосамосвалов одного класса грузоподъемности различных фирм-производителей.

2. Выбор количества возрастных групп по каждой модели автосамосвалов в парке.

3. Установление эмпирических зависимостей основных технико-экономических показателей эксплуатации автосамосвалов от их возраста.

4. Определение средневзвешенного возраста автосамосвалов в парке, удовлетворяющего заданным критериям.

5. Формирование парка технологического автотранспорта.

Рассмотрим решение задачи поэтапно.

**Этап 1.** Для определенных горно-технических условий карьера в соответствии с заданным годовым объемом перевозок горной массы выбираются грузоподъемность, модель и определяется необходимое количество автосамосвалов.

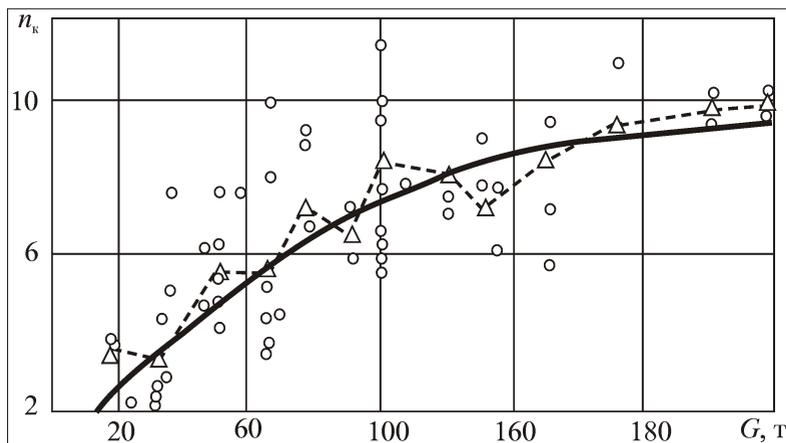


Рис. 1. Зависимость числа ковшей загружаемой горной массы  $n_k$  от грузоподъемности автосамосвала  $G$

Грузоподъемность автосамосвалов выбирается по рациональному соотношению вместимости ковша экскаватора и кузова автосамосвала. Это соотношение определяет степень производительной работы экскаваторно-автомобильного комплекса (ЭАК) и, соответственно, показатели погрузочно-транспортного процесса. Для

этого можно, например, воспользоваться зависимостью числа ковшей загружаемой горной массы от грузоподъемности автосамосвала (рис. 1) [2] или весовым модулем  $\nu$  ЭАК [3], определяемым по выражению

$$\nu = q_a / q_e \cdot 3,$$

где  $q_a$  – грузоподъемность автосамосвала, т;  $q_e$  – масса груза в ковше экскаватора, т.

Лучшая модель среди автосамосвалов одного класса грузоподъемности различных фирм-производителей для конкретных условий карьера выбирается на основе оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности по методике [4] (рис. 2).

Рабочий парк технологических автосамосвалов горно-добывающего предприятия, эксплуатирующего только автотранспорт, рассчитывается по выражению

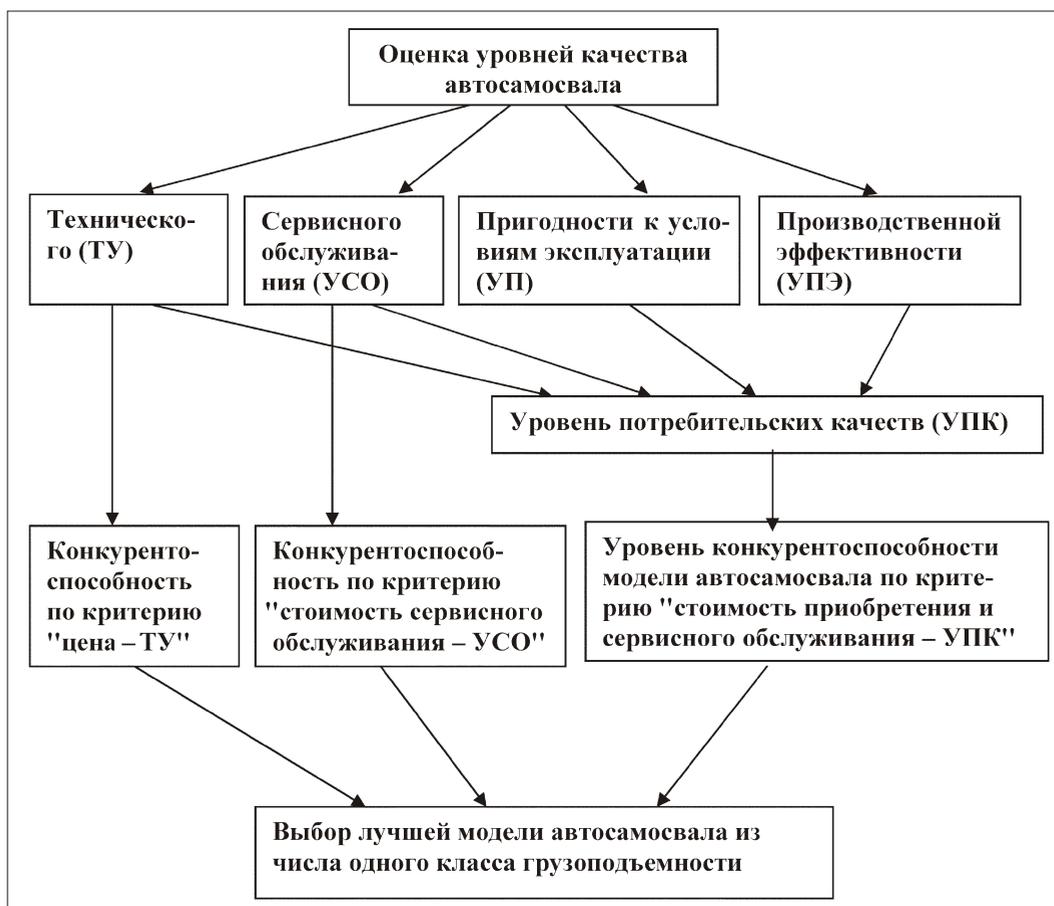


Рис. 2. Структурная схема методики выбора модели автосамосвала

Показатели 90 %-ного ресурса для автосамосвалов РУПП "БелАЗ"

Год выпуска	Грузоподъемность автосамосвала, т	90%-ный ресурс, км	Год выпуска	Грузоподъемность автосамосвала, т	90%-ный ресурс, км
До 01.11.05	27,0...36,0	400 000	После 01.11.05	30,0	450 000
	40,0...65,0	400 000		45,0	450 000
	80,0...140,0	500 000		55,0	600 000
	170,0 и более	550 000		130,0	800 000
				220,0	800 000

$$N_{ар} = \frac{Qk_n}{Q_a T_a k_{и}}$$

где  $Q$  – заданный годовой объем перевозок горной массы, т;  $k_n$  – коэффициент неравномерности работы карьера;  $Q_a$  – техническая производительность автосамосвала, т/ч;  $T_a$  – годовой фонд рабочего времени автосамосвала, ч;  $k_{и}$  – коэффициент использования рабочего времени автосамосвала.

Рабочий парк сборочного технологического автотранспорта в схемах ЦПТ рассчитывается по выражению [5]

$$N_{рпс} = \frac{Q_n}{Q_a k_{а.вн}}$$

где  $Q_n$  – необходимая годовая производительность дробильно-конвейерного комплекса;  $k_{а.вн}$  – коэффициент внутрисменного использования автосамосвалов.

Инвентарный парк автосамосвалов определяется с учетом технического состояния парка, коэффициента использования парка и режима работы автотранспорта.

**Этап 2.** Число возрастных групп в парке технологического автотранспорта ограничивается рекомендуемым заводом-изготовителем сроком службы автосамосвалов, определяемым отношением нормативного 90 % ресурса к среднегодовой наработке. При этом под ресурсом понимается наработка автосамосвала от момента ввода в эксплуатацию до его списания.

Срок службы автосамосвала  $T$  (показатель, характеризующий свойство надежности работы – долговечность) определяется по выражению

$$T = R_n / R_{ср.г.},$$

где  $R_n$  – нормативный 90 %-ный ресурс;  $R_{ср.г.}$  – среднегодовая наработка автосамосвала.

Число возрастных групп не является постоянным. Оно в определенной степени зависит от модели автосамосвалов, условий их эксплуатации и может изменяться вследствие совершенствования конструкции машин и повышения надежности их работы.

Например, показатели ресурса автосамосвалов РУПП "БелАЗ" выпуска позже ноября 2005 г. существенно изменились по сравнению с ресурсом автосамосвалов более раннего выпуска (табл. 1).

В РУ "Уртуйское" ОАО "ППГХО" среднегодовой пробег автосамосвалов БелАЗ-7548 и БелАЗ-7547 за 2000–2008 гг. в условиях угольного разреза существенно изменяется от срока их эксплуатации (табл. 2).

Исходя из данных табл. 2 следует ожидать среднегодовой пробег автосамосвалов БелАЗ-7547 в условиях РУ "Уртуйское" за весь их срок службы 62,0...65,0 тыс. км. При этом нормативный срок службы автосамосвалов составит 5–6 лет. Эксплуатация автосамосвалов за пределами этого возраста существенно повлия-

Таблица 2

Среднегодовой пробег автосамосвалов в РУ "Уртуйское"

Срок эксплуатации автосамосвала, годы	1,0–1,5	2,0–2,5	3,0–3,5	5,0–5,5	6,0–6,5	8,0–8,5
Среднегодовой пробег автосамосвалов, тыс. км:						
БелАЗ-7548	–	–	–	–	53,2	56,3
БелАЗ-7547	76,3	68,3	59,2	57,1	–	–
Нормативный ресурс, тыс. км	336,15*			298,8*		

\*Значения после пересчета заводского нормативного ресурса для условий РУ "Уртуйское".



Рис. 3. Изменение возрастной структуры парка, необходимого для разработки Эльгинского месторождения каменного угля по группам автосамосвалов:

1 – шарнирно-сочлененные автосамосвалы грузоподъемностью 37 т; 2 – автосамосвалы грузоподъемностью 130 т (уголь); 3 – автосамосвалы со стандартной грузовой платформой грузоподъемностью 130 т (вскрыша); 4 – автосамосвалы грузоподъемностью 320 т (вскрыша)

ет на технико-экономические показатели работы автопарка в целом. Поэтому число возрастных групп в парке автосамосвалов БелАЗ-7547 в условиях РУ "Уртуйское" составит 5–6. Структура парка технологического автотранспорта имеет сложную динамику своих параметров, меняющихся во времени под влиянием различных факторов. В любой момент времени в автопарке находятся в эксплуатации автосамосвалы разной грузоподъемности, различных моделей и возрастных групп (рис. 3). Таким образом, число возрастных групп определяется аналогично для всех моделей автосамосвалов, имеющих в парке и эксплуатирующихся в различных условиях эксплуатации.

**Этап 3.** Все необходимые сведения предприятием должны представляться в виде таблиц, в которых приведены данные о работе по каждому автосамосвалу. Ориентировочная форма представления показателей приведена в табл. 3.

В процессе обработки статистической информации строятся графики изменения годовой удельной себестоимости 1 т горной массы или стоимости 1 т км транспортной работы, а также производительности за определенный период времени. На основании этих графиков устанавливается эмпирическая зависимость между удельной себестоимостью 1 т горной массы или стоимостью 1 т км транспортной работы и годами эксплуатации автосамосвала, описываемая функцией  $C = f(t)$ . Аналогично устанавливается эмпирическая зависимость между производительностью и годами эксплуатации автосамосвалов  $Q = f(t)$ .

**Этап 4.** Средневзвешенный возраст автосамосвалов в парке определяется путем решения уравнений аппроксимирующих функций  $C$  и  $Q$  относительно  $t_{срв}$ . Естественно, что для каждого горно-добывающего предприятия зависимости, а следовательно, и аппроксимирующие функции

будут иметь различный вид. Соответственно будут различными уравнения определения допустимого  $t_{срв}$  по выбранным нами критериям. Так, например, для угольного разреза "Уртуйский" ОАО "ППГХО" были получены зависимости вида

$$C_d = at^2 + bt_{срв} + d, \quad \text{при этом}$$

$$t_{срв} = (b \sqrt{b^2 + 4a(d - C_d)}) / 2a,$$

$$Q_3 = at_{срв} + b, \quad \text{при этом } t_{срв} = (b - Q_3) / a.$$

**Этап 5.** Формирование парка автосамосвалов должно осуществляться исходя из принципа поддержания среднего возраста автосамосвалов на уровне, обеспечивающем обязательное выполнение годового объема перевозок горной массы и рентабельность работы автотранспортного предприятия, т.е. когда удельная стоимость транспортирования горной массы не превышает допустимую, при которой гарантируется прибыльность автомобильных перевозок.

На основании показателя  $t_{срв}$  строится план приобретения и списания автосамосвалов.

При достижении средневзвешенного возраста автосамосвалом, эксплуатирующимся в определенных условиях, характеризующихся соответствующим уровнем  $C_d$  и  $Q_3$ , могут быть приняты решения о продаже или передаче в аренду предприятию с более легкими горно-техническими условиями, о переоборудовании для выполнения вспомогательных функций и прочие.

Парк может быть сформирован из новых автосамосвалов и бывших в употреблении, поэтому предложенные критерии позволяют регулировать размер разовых капитальных вложений, а также распределять равномерно их во времени. Кроме того, план формирования парка автотранспорта целесообразно прогнозировать на период не более 5–10 лет. За этот период, как показывает современная динамика развития науки,

Технико-эксплуатационные показатели за \_\_\_\_\_ год автосамосвала модели \_\_\_\_\_, \_\_\_\_\_ года выпуска, шасси № \_\_\_\_\_, гаражный номер \_\_\_\_\_, дата ввода в эксплуатацию \_\_\_\_\_

№	Показатель	Единица измерения	Обозначение	Значение показателя
1.	Время нахождения в хозяйстве	ч	$t_{\text{хоз}}$	
2.	Время простоев по технологическим причинам	ч	$t_{\text{т}}$	
3.	Время нахождения в ремонте, включающее:		$t_{\text{рем}}$	
3.1.	Время простоя на техническом обслуживании и планово-предупредительном ремонте	ч	$t_{\text{об}}$	
3.2.	Время простоя в текущем ремонте	ч	$t_{\text{в}}$	
3.3.	Время простоев из-за отсутствия запасных частей	ч	$t_{\text{озч}}$	
4.	Время в наряде, включающее:	ч	$t_{\text{нар}}$	
4.1.	Время в движении	ч	$t_{\text{дв}}$	
4.2.	Время простоев под погрузкой	ч	$t_{\text{о}}$	
4.3.	Время простоев на разгрузке	ч	$t_{\text{раз}}$	
5.	Время простоя по организационным причинам	ч	$t_{\text{ор}}$	
6.	Время простоя по природно-климатическим условиям	ч	$t_{\text{р}}$	
7.	Коэффициент технической готовности	—	$k_{\text{тг}}$	
8.	Коэффициент использования самосвала	—	$k_{\text{ис}}$	
9.	Коэффициент использования грузоподъемности	—	$k_{\text{гр}}$	
10.	Коэффициент использования пробега	—	$k_{\text{пр}}$	
11.	Среднее расстояние перевозки груза	км	$l_{\text{а}}$	
12.	Средняя высота подъема груза	м	$h_{\text{а}}$	
13.	Средний уклон трассы	%	$i_{\text{ср}}$	
14.	Среднесуточный пробег самосвала	км	$L_{\text{ср.сут}}$	
15.	Среднесуточное время в наряде самосвала	ч	$t_{\text{нар. ср}}$	
16.	Среднетехническая скорость	км/ч	$v_{\text{ср.т}}$	
17.	Среднеэксплуатационная скорость	км/ч	$v_{\text{ср.э}}$	
18.	Грузооборот	тыс.т км	$Q_{\text{груз}}$	
19.	Объем перевозок	тыс.т	$Q_{\text{пер}}$	
20.	Расход топлива	г/(т км)	$Q_{\text{т.уд}}$	
21.	Расход топлива	л/100 км	$Q_{\text{т}}$	
22.	Пробег самосвала за период	км	$L_{\text{а}}$	
23.	Себестоимость 1 т перевезенной горной массы	руб./т		
24.	Себестоимость 1 т км перевезенной горной массы	руб./ткм		

техники и технологий, будут усовершенствованы существующие модели автосамосвалов, а также разработаны новые (большей грузоподъемности, с новыми силовыми установками и т.п.).

#### Список литературы

1. Кармаев Г.Д., Глебов А.В. Обоснование критериев формирования парка технологического автотранспорта горно-добывающих предприятий // Проблемы карьерного транспорта: Материалы X Междунар. науч.-практ. конф. 14–16 октября 2009 г. / ИГД УрО РАН. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН. 2009. С. 95–104.

2. Смирнов В.П., Лель Ю.И. Теория карьерного большегрузного автотранспорта. Екатеринбург: УрО РАН, 2002. 355 с.

3. Кулешов А.А. Мощные экскаваторно-автомобильные комплексы карьеров. М.: Недра, 1980. 317 с.

4. Глебов А.В. Методика оценки уровня потребительских качеств и конкурентоспособности геотехники (на примере карьерных автосамосвалов) // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 5. С. 49–55.

5. Волотковский В.С., Кармаев Г.Д., Драя М.И. Выбор оборудования карьерного транспорта. М.: Недра, 1990. 192 с.

УДК 622.619

**Г.Ш. Хазанович**, д-р техн. наук, проф., Шахтинский институт (филиал) ЮРГТУ (НПИ),  
**Е.А. Ревякина**, канд. техн. наук, доц., Южно-Российский государственный университет экономики и сервиса

E-mail: gmo@itsinpi.ru

## Имитационное исследование влияния основных факторов на формирование выходных характеристик погрузочной машины<sup>НГ</sup>

---

*Излагаются основные результаты имитационного исследования влияния условий погрузки и режимов подачи на формирование выходных характеристик погрузочных машин с нагребающими лапами, позволяющие решить задачу обеспечения максимальных возможностей погрузочных машин.*

**Ключевые слова:** погрузочная машина непрерывного действия, имитационное моделирование, нагрузки в исполнительных органах, производительность машин, режим подачи машины на штабель.

**G.Sh. Khazanovitch, E.A. Revyakina**

## Imitating Investigation of the Main Factors Influence on the Forming the Exit Characteristics of the Loading Machine

---

*The main results of the imitating investigation of the loading investigation of the loading conditions influence and the supply regimes on the forming the exit characteristics of the loading machines with rockers are expounded, it is possible to solve the task to promote the realization of maximum possibilities of the loading machines.*

**Keywords:** loading machine of continuous action, imitative modeling, loads in the performing organs, the machines productivity the regime of the machines supply to the pile.

### Постановка цели и задач исследования

Несмотря на тенденцию применения в мировой практике гидравлических погрузчиков с боковой разгрузкой ковша и телескопической поворотной стрелой, погрузочные машины типа ПНБ имеют широкое распространение не только в России, но и за рубежом (Украина, Эстония, Вьетнам).

Главными характеристиками машин типа ПНБ являются производительность, нагрузки в приводах исполнительных органов, энергоёмкость процесса и показатели надёжности. Основное влияние на перечисленные характеристики машины оказывают горно-технические факторы [1].

Рабочие органы погрузочных машин непрерывного действия – приемная плита, детали редукторов и механизма передвижения погрузочных машин бокового захвата испытывают весьма значительные нагрузки и подвержены интенсив-

ному износу. Наиболее велики действующие усилия в периоды захвата рабочим органом погружаемого материала. Поэтому выбор прочностных характеристик рабочего органа, главного редуктора и мощности двигателей должен проводиться исходя из величины сопротивлений зачерпыванию, которые зависят от физико-механических свойств насыпного груза и качества его подготовки к погрузке (крупность, форма кусков, угол откоса, плотность материала в массиве и разрыхленном состоянии, крепость, влажность и т.д.).

Жизненный цикл погрузочных машин типа ПНБ характеризуется следующими основными проблемами: 1) *в период эксплуатации* – это оценка реальных технологических качеств машины за чистое и общее время погрузки; 2) *в конструкционный период* – выбор параметров при проектировании машины или улучшение параметров машины при ее модернизации.

*Эксплуатационная проблема* — это анализ показателей машины в различных условиях применения, установление критических показателей и ее предельных возможностей. Такая задача решается при выборе машины для конкретного диапазона условий эксплуатации. К числу основных эксплуатационных факторов относятся свойства штабеля: размеры и форма; состав по крупности и форме кусков.

*Конструкционная задача* — это выбор рациональных значений параметров машины, от которых зависит эффективность ее использования. К числу параметров, которые определяют выходные характеристики машины, относятся:

- для *нагребающей части* — диаметр ведущего диска  $d_d$ , который прямо связан с максимальной глубиной внедрения лапы  $S_d$ ; ширина питателя  $B$ ; частота вращения ведущего диска  $n_d$ ; средняя высота лапы,  $h_{л.ср}$ ;

- для *ходовой части* — рабочая максимальная скорость подачи машины на питатель  $v_{х.ч}$ ; энергооборуженность привода  $N_{дв.х.ч}$ ;

- для *системы взаимосвязанного управления подачей машины в функции состояния нагребающей части* — частота подач с учетом совокупности ограничений, определяющих возможность ее изменения.

Общность рассматриваемых задач определяется тем, что ни одну из них нельзя решить в виде конечных соотношений. Это связано со сложным взаимным влиянием факторов, случайным характером формирования процессов во времени и по положению машины относительно штабеля. В настоящее время задача выбора параметров машин решается интуитивно, так как все существующие методы являются приближенными и не позволяют при расчете учитывать всю совокупность влияющих факторов. Поэтому остается путь моделирования рабочего процесса для различных сочетаний параметров и условий применения. Оценивая результаты моделирования, можно получить влияние различных факторов и затем принимать обоснованные решения о целесообразности использования машины или проектирования ее с некоторым сочетанием параметров.

*Цель настоящей работы* — оценить по результатам имитационного моделирования влияние физико-механических свойств разрыхленных горных пород на формирование выходных характеристик погрузочной машины. В качестве выходных характеристик погрузочной машины принимаются теоретическая производитель-

ность  $q$  ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ); нагрузка  $M$  ( $\text{Н м}$ ); мощность привода  $N$  ( $\text{кВт}$ ); энергоемкость процесса погрузки  $\mathcal{E}$  ( $\text{кВт ч}/\text{м}^3$ ).

Для достижения поставленной цели необходимо:

- обосновать совокупность исследуемых факторов и пределы их изменения;
- разработать и реализовать программу численного эксперимента;
- проанализировать полученные результаты и оценить характеристики машины.

### Обоснование исследуемых факторов и пределов их изменения

Конструктивные параметры машины принимаются постоянными. В соответствии с поставленной целью работы эксплуатационная задача решается на примере серийной погрузочной машины 2ПНБ-2, технические характеристики которой приведены ниже.

#### Технические характеристики машины 2ПНБ-2

Суммарная длительная мощность двигателей нагребающей части $N_{дл}$ , кВт	30
Перегрузочная способность двигателя нагребающей части по моменту	1,8
Номинальный момент двигателя $M_{ном}$ , $\text{Н м}^*$	8000
КПД привода нагребающей части $\eta_{н.ч}$	0,8
Частота вращения ведущего диска $n_d$ , $\text{мин}^{-1}$	36,5
Допустимая частота включения фрикционной муфты $n_{п.доп}$ , $\text{ч}^{-1}$	700
Рабочая скорость подачи ходовой части $v_{х.ч}$ , $\text{м}/\text{с}$	0,15
Диаметр окружности ведущего диска $d_d$ , м	0,44
Длина гребка $L$ , м	0,5

\* В программе все моменты приведены к валу ведущего диска.

Разработанная в рамках исследования компьютерная программа имитационного моделирования рабочих процессов погрузочных машин [2] позволяет принципиально изменять любые из приведенных выше эксплуатационных условий и конструктивных факторов. Однако в настоящей работе изучение влияния всей совокупности факторов на основные параметры машины не определяется целями и задачами исследования. Вместе с тем процедура имитационного моделирования требует задания значений всех влияющих факторов, в том числе эксплуатационных, конструктивных, а также режимных условий для формирования выходных характеристик машины.

Отдельно необходимо остановиться на выборе режимных условий. Как известно, машины типа ПНБ, выпускаемые в России и Украине,

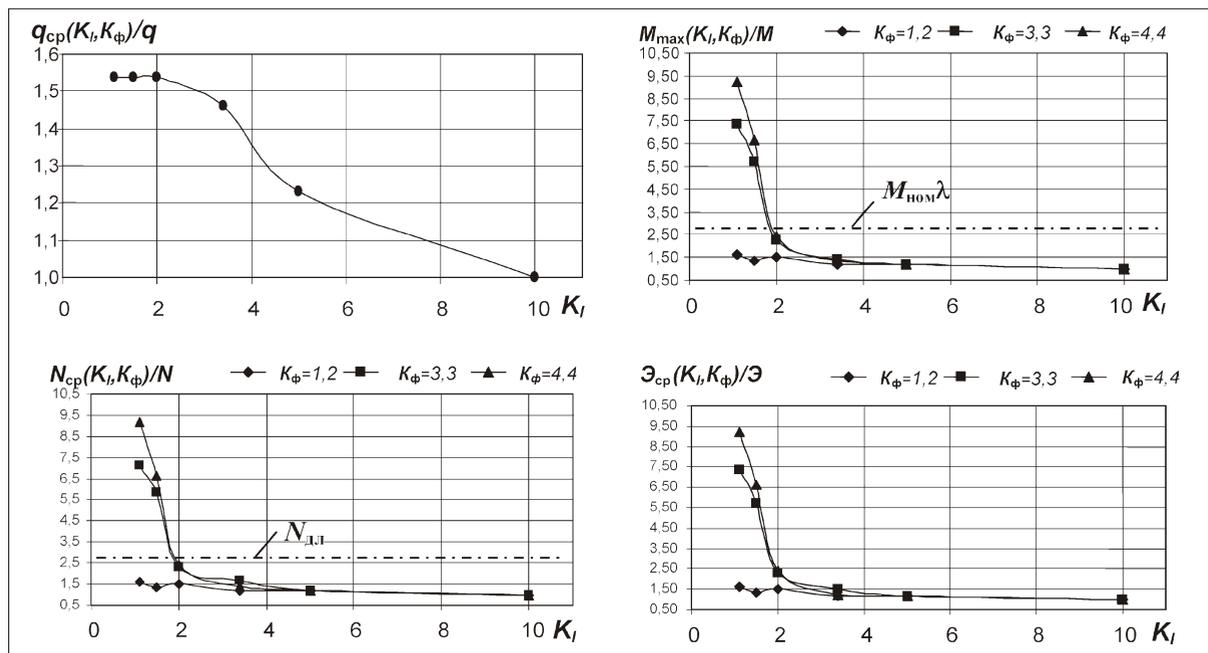


Рис. 1. Зависимости выходных характеристик машины от  $K_l$  и  $K_\phi$  при детерминированном формировании  $d_{cp}$  (режим подачи  $R_1$ )

имеют прерывистую нерегулируемую подачу. Моменты времени начала и прекращения подачи определяются оператором (машинистом) интуитивно по объему горной массы на плите питателя или по нагрузке двигателя нагребающей части.

В структуру программы моделирования введено "виртуальное устройство программного управления" подачей машины на штабель, для работы которого необходимо задать следующие характеристики: рабочую скорость подачи ходовой части  $v_{х.ч}$ ; периодичность включения подачи; ограничения начала и прекращения подачи.

Программное управление предусматривает следующие виды ограничений: по глубине внедрения питателя (или нагребающей лапы)  $L_{min}$

$S_l$   $L$  ( $L_{min}$  определяется по допустимому уровню снижения производительности в период одного цикла подачи); по длительной нагрузке двигателя за период выгрузки заходки  $M_{экв}$   $M_{ном}$  ( $M_{экв}$  – эквивалентный момент); по максимальной нагрузке двигателя  $M_{max}$

$M_{ном}$ ; по допустимой частоте включения фрикционной муфты ходового привода  $n_n$

$n_{п.доп}$ . Совокупность ограничений позволяют реализовать следующие режимы подачи: без ограничения по нагрузкам привода нагребающей части –  $R_1$  (условия реализации:  $L_{min}$   $S_l$   $L$ ;  $n_{под}$   $n_{под.доп}$ ); с ограничением по нагрузкам –  $R_2$

( $L_{min}$   $S_l$   $L$ ;  $n_{под}$   $n_{под.доп}$ ;  $M_{экв}$   $M_{ном}$ ;  $M_{max}$   $M_{ном}$ ).

**Значения постоянных факторов.** К расчету принимаются типичные для региона Восточного Донбасса горно-технические условия работы погрузочных машин: тип горной породы – песчаник; коэффициент крепости  $f = 10$ ; плотность в целике  $\rho_c = 3000$  кг/м<sup>3</sup>; плотность материала в разрыхленном состоянии  $\rho_p = 1300$  кг/м<sup>3</sup>. Форма и размеры штабеля: угол естественного откоса  $\alpha = 37^\circ$ ; высота основной части штабеля  $H_{шт} = 1,9$  м. Кроме того, к постоянным факторам относится состав штабеля по форме частиц погружаемого материала, близкий к реальному:  $K_\phi = 1,2-40\%$ ;  $K_\phi = 3,3-30\%$ ;  $K_\phi = 4,3-30\%$ . Определение параметра  $K_\phi$  дается ниже. К числу постоянных факторов относятся также параметры погрузочной машины.

**Переменные факторы, их базовые значения и пределы изменения.** В качестве переменных факторов приняты:  $d_{cp}$  – средний размер куса,  $K_l$  – масштабный фактор (соотношение базового линейного размера активной зоны рабочего органа погрузочной машины и среднего размера куса горной массы);  $K_\phi$  – коэффициент формы (соотношение длины и толщины куса [3]). Базовые значения переменных факторов:  $d_{cp} = 0,05$  м,  $K_l = 10$ ,  $K_\phi = 3,3$ . При  $K_l = 10$  погружаемый материал условно принят в качестве идеально сыпучего, полученные значения выходных характери-

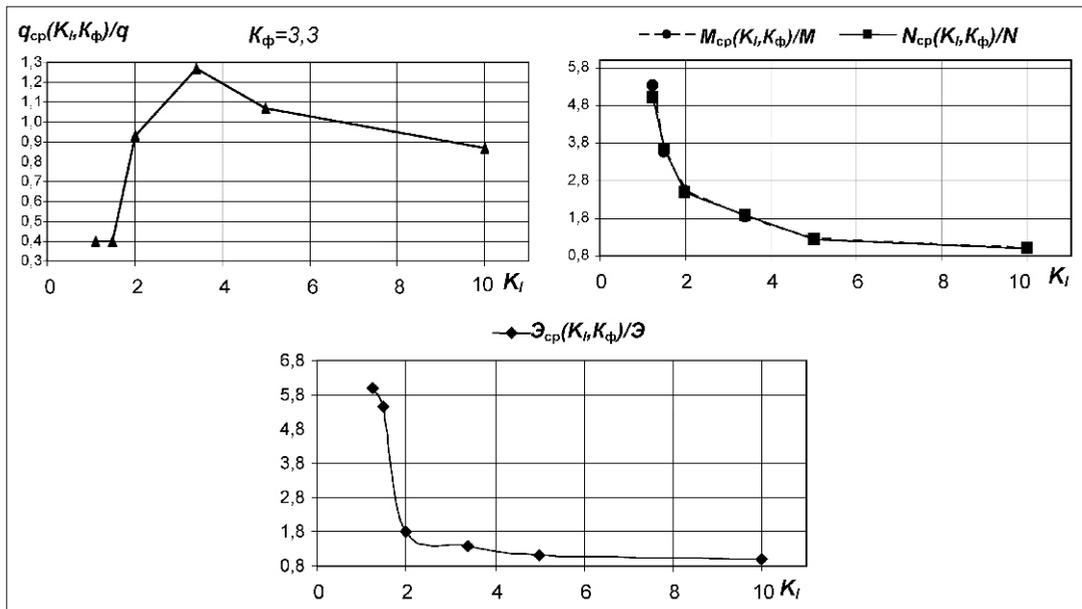


Рис. 2. Зависимости выходных характеристик машины от  $K_I$  и  $K_{\Phi}$  при детерминированном формировании  $d_{cp}$  (режим подачи  $R_2$ )

стик ( $q$ ,  $N$ ,  $M$ ,  $\mathcal{E}$ ) при этом принимаются в качестве базовых на рис. 1–3. Пределы изменения переменных факторов:  $d_{cp} = 0,05 \dots 0,44$  м;  $K_I = 1 \dots 10$ ;  $K_{\Phi} = 1,2$ ;  $K_{\Phi} = 3,3$ ;  $K_{\Phi} = 4,4$ .

Планирование количества численных экспериментов в серии опытов выполнено согласно общепринятой методике. При исследовании влияния случайного формирования среднего размера куска для достижения заданного уровня надеж-

ности результатов моделирования  $\approx 0,9$  в каждом сочетании факторов в серии опытов количество заходов принято не менее шести.

#### Программа численных экспериментов и ее реализация

Программой численного эксперимента исследование делится на два этапа. *Этап I* – исследование влияния физико-механических

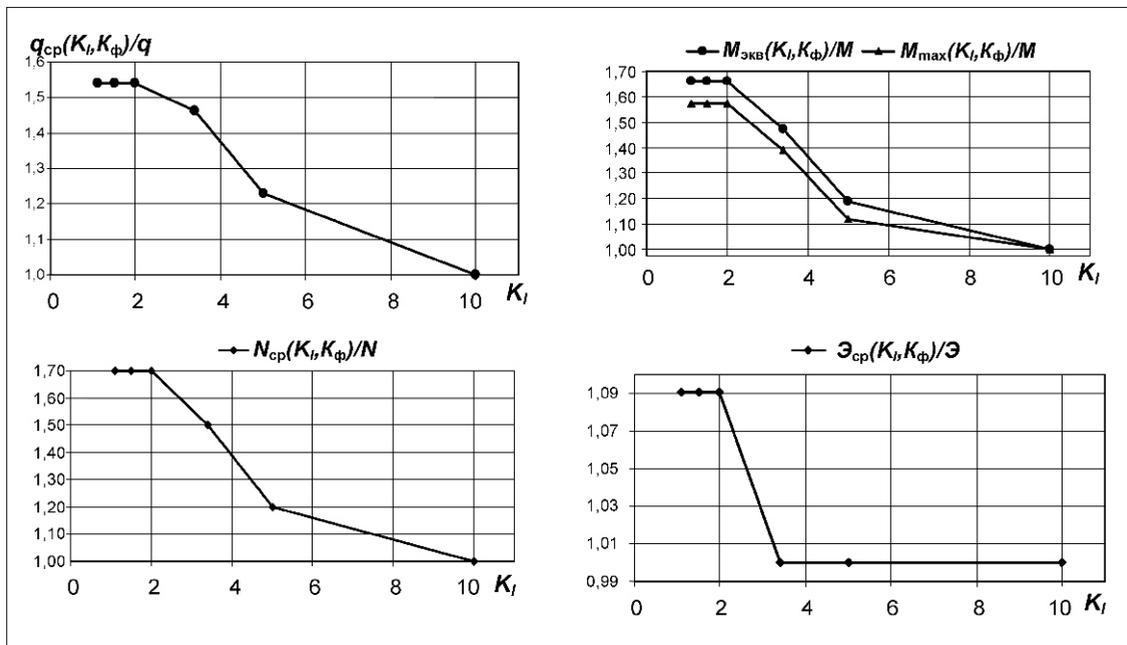


Рис. 3. Результаты моделирования при случайном формировании  $d_{cp}$  (режим подачи  $R_2$ )

свойств горной массы: масштабного фактора и коэффициента формы на формирование выходных характеристик машины; *этап II* – исследование влияния случайной величины среднего размера куска в единичном объеме нагребания. Для второго этапа выполнена реализация процесса поциклового моделирования формирования выходных характеристик машины. Генерирование среднего случайного размера куска в малом выделенном объеме произведено по методике, описанной в статье [4].

### Результаты численного моделирования и их анализ

Наиболее полную характеристику качественной картины изменения характеристик машины в функции влияющих факторов при взаимодействии со штабелем горной массы дает представление всех зависимостей в относительном виде. Для этого получаемые характеристики определяются по отношению к их базовым значениям ( $q = 1,6 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;  $N = 20 \text{ кВт}$ ;  $M = 11,1 \text{ кН м}$ ;  $\mathcal{E} = 0,18 \text{ кВт ч/м}^3$ ).

*Исследование влияния масштабного фактора и коэффициента формы кусков погружаемого материала* (см. рис. 1 и 2). Этот цикл численных экспериментов выполнен в два этапа: 1) в режиме подачи  $R_1$ ; 2) в режиме подачи  $R_2$  при детерминированном и случайном формировании  $d_{\text{ср}}$ .

В результате моделирования при случайном формировании среднего размера куска в единичном объеме нагребания получены зависимости изменения характеристик машины при ее работе в типичных для региона горно-технических условиях (см. рис. 3).

### Оценка выходных характеристик машины по результатам моделирования

Результаты имитационных исследований влияния масштабного фактора и коэффициента формы без ограничения по нагрузкам привода нагребавшей части показали, что при увеличении среднего размера кусков от 0,05 до 0,44 мм происходит увеличение производительности, нагрузок, мощности и энергоемкости в среднем на 45 %. При этом прогнозные значения нагрузок, мощности значительно превышают их номинальные значения.

Реализация процесса поциклового моделирования формирования характеристик машин с режимом подачи  $R_2$  показала, что ограничения по нагрузкам существенно снижают производительность машины в неблагоприятных условиях

погрузки ( $K_l < 2$ ;  $K_{\text{ф}} > 3,3$ ), что должно учитываться при проектировании и оценке эксплуатационных качеств погрузочных машин.

Кроме того, было установлено, что существует предельное значение масштабного фактора ( $K_l = 2$ ), при котором происходит стабилизация производительности. При дальнейшем увеличении  $K_l$  она существенно снижается.

*Формирование среднего размера куска как случайной величины* по нормальному закону распределения снижает реализуемую производительность на 15...20 %. Этот результат подтверждает общую закономерность о влиянии случайных факторов, которая ранее была установлена для ковшовых погрузочных машин [5]. Таким образом, для получения реальных выходных характеристик погрузочных машин необходимо учитывать формирование случайных размеров кусков в каждом цикле черпания, которое может привести к возникновению пиковых нагрузок, оказывающих влияние на величину производительности. При этом средние значения моментов, мощности и энергоемкости за весь период погрузки близки к полученным при детерминированном процессе.

Таким образом, методика имитационного исследования с использованием разработанного программного обеспечения [2] позволяет решить эксплуатационную задачу и выявить влияние диапазона условий погрузки на формирование выходных характеристик машины. При этом возможно установление предельных возможностей машины и критических условий ее применения.

### Список литературы

1. Хазанович Г.Ш., Ленченко В.В. Буровзрывные проходческие системы: учеб. пособие. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. 504 с.
2. Ревякина Е.А., Науменко В.И., Хазанович Г.Ш. Программа имитационного моделирования производительности нагрузок и мощности привода рабочего органа погрузочных машин с парными нагребавшими лапами (с учетом масштабного фактора и формы кусков погружаемого материала): Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006614065. Заявл. 28.10.06; Зарегистр. 27.11.06.
3. Ревякина Е.А., Хазанович Г.Ш., Лукьянова Г.В. Имитационное и математическое моделирование рабочих процессов машин непрерывного действия с учетом физико-механических свойств погружаемого материала. Шахты: ЮРГУЭС, 2009. 172 с.
4. Лукьянова Г.В. Описание гранулометрического состава штабеля для оценки характеристик проходческих погрузочно-транспортных модулей // Горные машины и автоматика. 2004. № 8. С. 53–54.
5. Лукьянова Г.В., Хазанович Г.Ш. Моделирование рабочих процессов как основа для выбора рациональных вариантов проходческих погрузочно-транспортных модулей // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2005. Спец. вып.: Проблемы горной электромеханики. С. 112–117.

## К вопросу анализа риска эксплуатации горного оборудования

*Представлен методический подход к анализу и оценке риска эксплуатации горного оборудования. В основе анализа риска использован принцип "безопасной эксплуатации горной техники по техническому состоянию".*

**Ключевые слова:** горное оборудование, техническое состояние, критичность отказов, ремонтное производство, управление риском.

L.I. Andreeva, O.A. Lapayeva

## To a Question of the Analysis of Risk of Operation of the Mountain Equipment

*Are presented the methodical approach to the analysis and an estimation of risk of operation of the mountain equipment. At the heart of the risk analysis the principle "safe operation of mountain technics on a technical condition" is used.*

**Keywords:** the mountain equipment, technical condition, criticality of refusals, repair manufacture, management of risk.

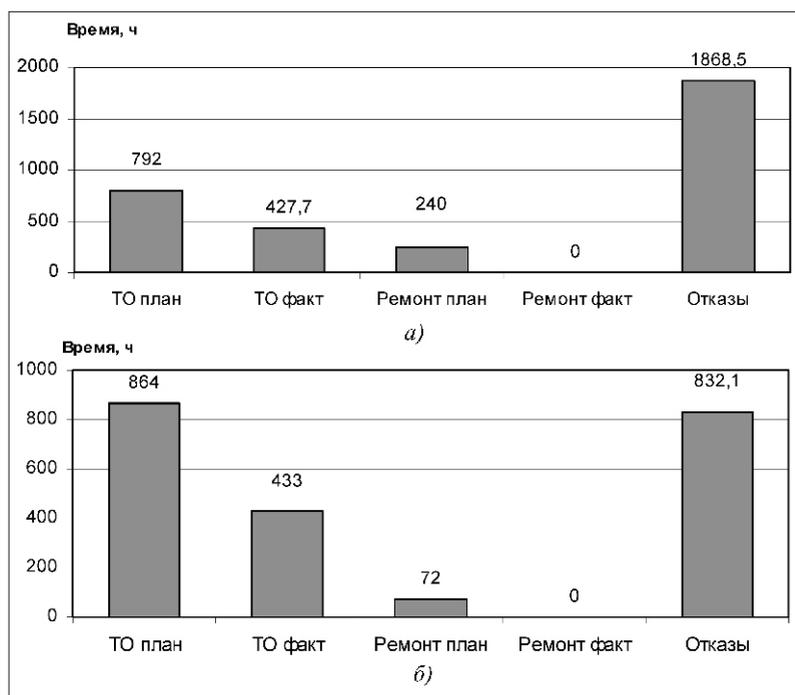
Деятельность ремонтного производства горно-добывающего предприятия как совокупность взаимосвязанных организационных, управленческих, технических и технологических процессов направлена на частичное или полное восстановление ресурса горной техники при приемлемом уровне расхода ресурсов.

Следовательно, эффективное ремонтное производство при любой форме его организации должно обеспечить экономически целесообразный уровень материальных и финансовых затрат, отнесенных на единицу производительной работы горной техники.

При эксплуатации горной техники происходит постепенное изменение параметров всех подсистем, что повышает вероятность внезапного отказа. Кроме того, существенное отклонение фактического объема профилактического обслуживания от планируемого в среднем на 30...60 % по всем видам ТО и по ремонтным воздействиям на 20...80 % приводит к увеличению доли сложных и трудоемких восстановительных ремонтов и длительным простоям в отказах (рис. 1).

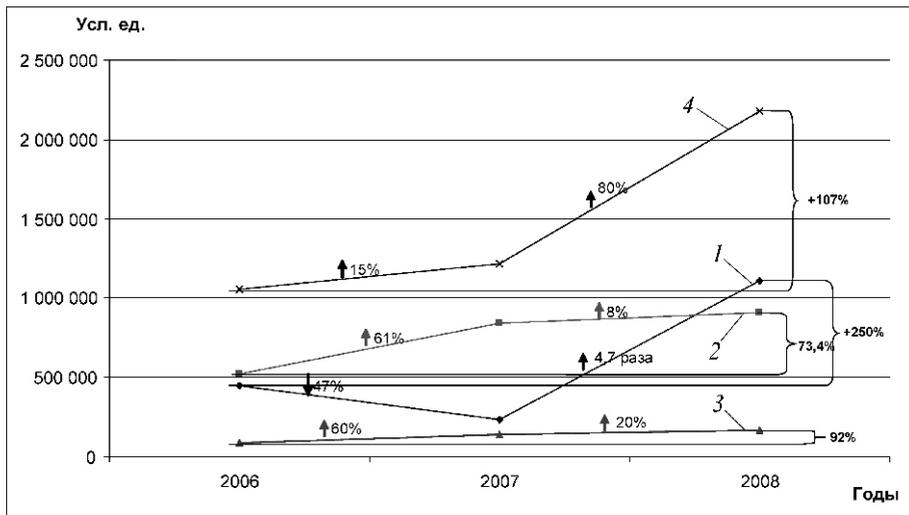
Практика показывает, что невыполнение в полном объеме профилактиче-

ского обслуживания и ремонта связано с неудовлетворительным планированием и организацией ремонтных работ, что приводит к необоснованному уменьшению затрат на ремонт (в среднем в



**Рис. 1.** Выполнение профилактического обслуживания и ремонта экскаваторов горно-добывающего предприятия:

а – экскаватор ЭКГ-12УС (16 лет); б – экскаватор ЭКГ-8И (19 лет)



**Рис. 2. Динамика затрат на ремонт горного оборудования:**  
 1 – затраты на капитальный ремонт; 2 – затраты на текущий ремонт; 3 – затраты на ремонтные работы по замене и восстановлению отдельных элементов оборудования, вышедшего из строя в процессе эксплуатации; 4 – всего затраты на ремонт

1,5–2 раза), отсутствием качественных запасных частей (доля бракованных деталей составляет 20...25 %), несвоевременной остановкой оборудования на ремонт в связи с производственной необходимостью (от 5 до 15 сут).

Следует отметить, что динамика затрат на ремонт оборудования на ряде горно-добывающих предприятий имеет тенденцию к увеличению. В качестве примера на рис. 2 приведена динамика затрат на ремонт горной техники в период с 2006 по 2008 г. на железорудном предприятии России.

Одной из сложных задач является определение вероятного ущерба из-за постепенного изменения базовой и эксплуатационной надежности горной техники. В связи с этим актуальным становится формирование на горно-добывающем предприятии системы внутреннего контроля и управления рисками эксплуатации горного оборудования.

Возрастающий интерес к управлению рисками со стороны менеджмента предприятия обусловлен необходимостью усиления контроля над незапланированными затратами в целях обеспечения финансовой устойчивости предприятия.

Поскольку ни ожидаемый ущерб, ни вероятность возможных отказов, аварий не могут быть приняты равными нулю, то признание приемлемости сопутствующего риска должно основываться на критериях, определяющих природу и закономерности проявления риска при эксплуатации горной техники:

- производственная опасность нахождения функционирующих элементов узлов и агрегатов

техники в неравновесном состоянии (наличие знакопеременных нагрузок);

- неконтролируемый процесс износа, коррозии, деформации узлов и системы в целом, который не позволяет спрогнозировать остановку единицы техники;

- ошибочные действия персонала вследствие недостаточной компетентности и информированности.

В качестве базовой концепции анализа риска эксплуатации горного оборудования необходимо использовать подход, основанный на принципе "безопасной эксплуатации по техническому состоянию". Согласно этому

принципу оценка риска эксплуатации оборудования осуществляется по параметрам его технического состояния, изменение которых (в отдельности или в некоторой совокупности) может привести объект в неработоспособное или предельное состояние.

В зависимости от критериев предельного состояния (когда дальнейшая эксплуатация объекта не целесообразна), условий и режимов эксплуатации объекта (системы) параметрами его технического состояния могут служить:

- технологические показатели (температура, параметры вибрации и шума и т.д.);
- характеристики материалов: пределы текучести и прочности, твердость, трещиностойкость, пределы выносливости, ползучести, химический состав компонентов;
- коэффициенты запасов прочности (по пределам текучести, прочности и ползучести, по числу циклов или напряжениям при расчетах на циклическую прочность).

Для обеспечения полноты и объективности анализа риска эксплуатации технический объект относительно вероятности отказов разбивается на потенциально опасные элементы, узлы и подсистемы, для которых определяются наиболее повреждаемые зоны; вероятные причины повреждения, их природа; методы диагностирования (контроля); периодичность диагностирования контроля.

Затем проводится оценка критичности отказов в целях обоснования, проверки достаточности, оценки эффективности и контроля за реа-

лизацией управленческих решений, направленных на совершенствование правил эксплуатации, системы технического обслуживания и ремонта объекта и обеспечивающих предупреждение возникновения и ослабление тяжести возможных последствий.

Оценка технического состояния парка экскаваторов одного из железорудных предприятий России показала, что по характеру дефектов, их расположению на ответственных узлах, деталях и металлоконструкциях 67 % единиц техники находятся в аварийном, предаварийном состоянии с прогнозируемым отказом по конкретному узлу.

Для расчета критичности отказов подсистем и элементов экскаваторов и в соответствии с задачами организационно-технического аудита ремонтного производства горного предприятия нами был адаптирован расчет критичности отказов, приведенный в ГОСТ 27.310–95 [3]:

$$C = B_1 B_2 B_3,$$

где  $C$  – критичность отказа, балл;  $B_1$  – вероятность возникновения отказа за время эксплуатации машины, балл;  $B_2$  – оценка последствия отказа, балл;  $B_3$  – вероятность обнаружения отказа, балл.

Вероятность возникновения отказа за время эксплуатации  $B_1$ , оценка последствия отказа  $B_2$  и вероятность его обнаружения  $B_3$  по шкале от 0 до 10 баллов были определены на основе визуально-инструментального обследования горных машин и экспертной оценки технического состояния каждого элемента подсистем: рабочее оборудование, механизмы поворотной платформы, опорно-поворотное устройство и ходовая тележка (см. таблицу).

Для простоты восприятия критичность отказа  $C$  приведена в виде коэффициента  $K_{ко}$  ( $1000 \text{ баллов} = 1,0$  – характеризует максимально высокую вероятность отказа подсистемы, узла оборудования).

На основе статистических данных и опытно-экспериментальных исследований отдела технологии и организации ремонта ГТО ОАО "НТЦ-НИИОГР", выполненных за последние 30 лет, применительно к экскаваторному парку горного предприятия значения коэффициента  $K_{ко}$  характеризуют следующие уровни критичности отказа оборудования:

- 0,4...1,0 – высокая критичность;
- 0,3...0,4 – умеренная критичность;
- 0,1...0,2 – допустимая критичность;
- 0...0,1 – низкая критичность.

Анализ данных таблицы выявил высокую критичность отказов по подсистемам экскаватора ЭКГ-10: рабочему оборудованию (седловой подшипник) и ходовой тележке (ведущие колеса, опорные катки, гусеничная цепь).

В результате выполненных работ по оценке технического состояния горной техники, расчета критичности элементов подсистем и анализа риска эксплуатации горного оборудования предложена структура основных задач управления риском эксплуатации оборудования (рис. 3).

#### **Задача 1. Определение зон максимального риска:**

1.1. Анализ напряженного состояния элементов оборудования проводится с учетом статической и усталостной прочности, коррозии, пластических деформаций, нарушений геометрии соединений.

1.2. Диагностика оборудования для определения наиболее повреждаемых и (или) представляющих опасность элементов оборудования и их уязвимых зон.

#### **Задача 2. Идентификация опасностей:**

2.1. Перечень вероятных отказов (аварий) элементов может быть составлен в процессе контроля до начала работы объекта или при техническом обслуживании с применением технических средств или средств, встроенных в конструкцию.

Оценка критичности отказа узлов, деталей и металлоконструкций экскаватора ЭКГ-10

Оборудование	Вероятность отказа $B_1$ , балл	Оценка последствий отказа $B_2$ , балл	Вероятность обнаружения отказа $B_3$ , балл	Критичность отказа $C$ , балл	Коэффициент критичности отказов $K_{ко}$
Рабочее оборудование	8	9	7	504	0,5
Механизмы поворотной платформы	6	5	5	150	0,2
Опорно-поворотное устройство	3	2	4	24	0,03
Ходовая тележка	8	7	7	392	0,4

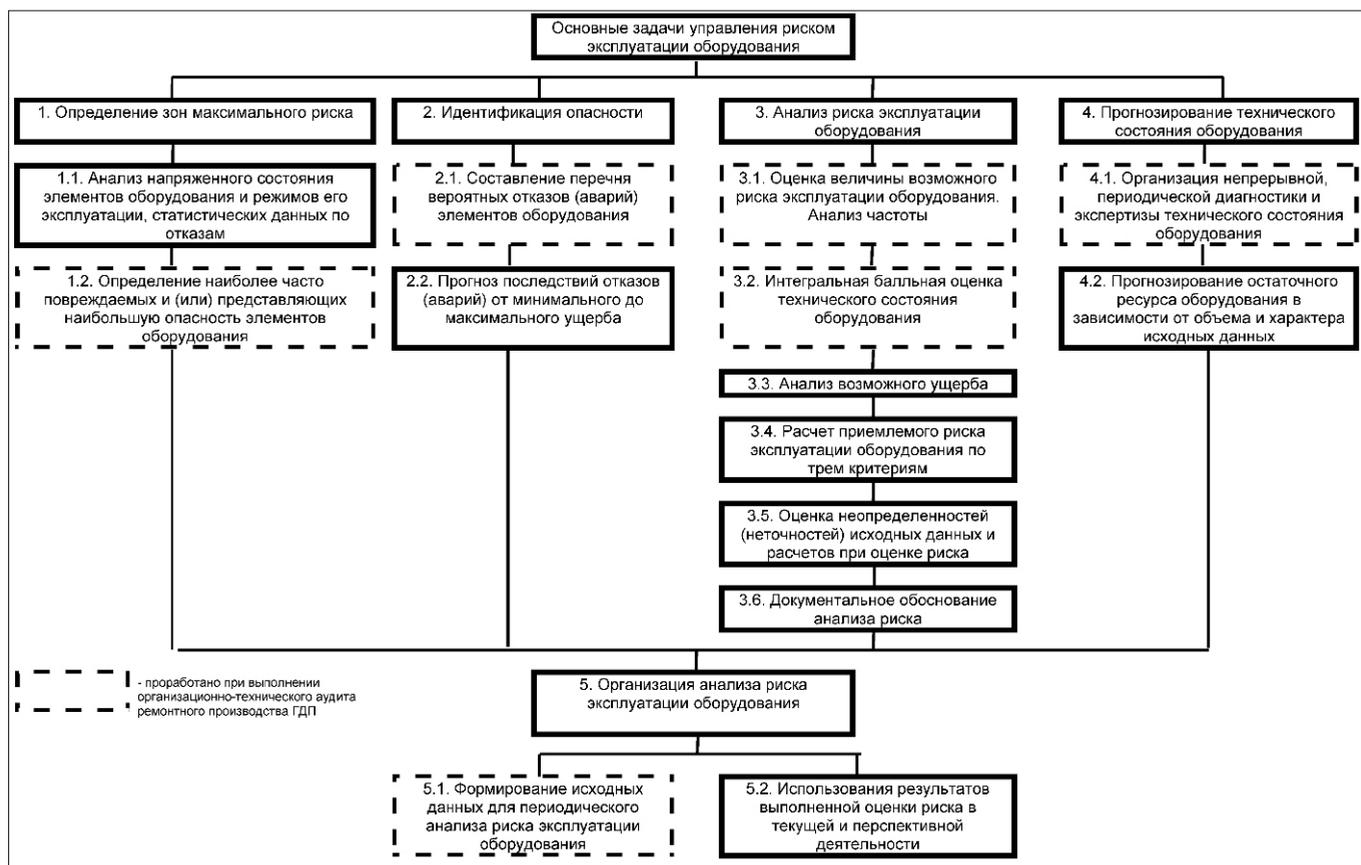


Рис. 3. Структура основных задач управления риском эксплуатации оборудования

2.2. Прогнозирование последствий (в предположении наихудшего развития опасной ситуации и причинения максимально возможного ущерба).

### Задача 3. Анализ риска эксплуатации оборудования:

3.1. Оценка величины возможного риска, при этом необходимо исследовать начальные события или обстоятельства, последовательность потенциально опасных событий, определить природу и частоту возможных последствий.

3.2. Оценка частоты вероятности каждого нежелательного события выполняется на основе: использования имеющихся статистических данных;

прогнозирования частоты событий на основе аналитических методов – диаграммы всех возможных последствий аварии системы ("дерево неисправностей") и диаграммы возможных последствий данного события ("дерево событий");

использования мнений экспертов;

3.3. Интегральная балльная оценка технического состояния оборудования для обоснова-

ния решения о целесообразности дальнейшей эксплуатации, основанная на принципах:

а) техническое состояние оборудования в целом определяется техническим состоянием элемента оборудования, имеющего наиболее низкий балл;

б) основанием для последующего анализа риска является наличие указанного критического элемента оборудования, а также опасность причинения значительного материального ущерба, вызванного его эксплуатацией. В перечень критических элементов включают элементы, возможная тяжесть последствий которых превосходит допустимый для объекта уровень: элементы, отказы которых неизбежно вызывают полный отказ объекта; элементы с ограниченным сроком службы (ресурсом); элементы, по которым отсутствуют достоверные данные об их качестве и надежности;

в) для каждого элемента диагностируемого оборудования устанавливается необходимый и достаточный перечень признаков, по которым техническое состояние этого элемента может быть оценено тем или иным баллом [5].

3.4. Анализ возможного ущерба должен основываться на установленном перечне отказов (аварий), учитывать все наиболее тяжелые последствия, являющиеся вероятным результатом отказа (аварии); учитывать существующие (действующие) меры, направленные на смягчение последствий отказа (аварии); устанавливать по возможности дополнительные критерии, используемые для полной идентификации последствий; рассматривать и учитывать вторичные последствия, распространяющиеся на смежное оборудование и системы; устанавливать по возможности доверительный интервал для оцененной суммы ущерба с выбранной доверительной вероятностью.

3.5. Расчет приемлемого риска эксплуатации оборудования проводится по трем критериям:

- среднее арифметическое ущерба от отказа (аварии) единицы техники, вызванного неисправной работой одного из узлов;
- частота отказа одного из элементов единицы техники;
- средние затраты в год на предупреждение и снижение тяжести последствий отказа (аварии) единицы техники.

3.6. При оценке неопределенностей (неточностей) исходных данных для оценки риска следует определить доверительный интервал и принятую доверительную вероятность выполненных оценок.

3.7. Документальное обоснование анализа риска выполняется специализированной организацией и включает:

- краткое изложение анализа;
- цели и области применения анализа;
- ограничения, допущения и обоснование предложений по использованию методов оценки риска и имитационных моделей;
- описание соответствующего оборудования (технологического процесса);
- результаты оценки вероятного ущерба;
- использованные исходные данные и их источники;
- анализ эффективности возможных мер (материальных вложений), снижающих риск до уровня, устанавливаемого критериями приемлемого риска;
- выводы, рекомендации, ссылки.

**Задача 4. Прогнозирование технического состояния оборудования:**

4.1. Проведение непрерывной, периодической диагностики, экспертиза технического состояния оборудования позволяют выявить механизм возникновения повреждений и спрогнозировать остаточный ресурс.

4.2. При прогнозировании остаточного ресурса элементов оборудования учитываются:

- условия эксплуатации за весь предшествующий срок службы;
- геометрические размеры элементов оборудования и динамика их изменений за предшествующий срок службы;
- механические свойства длительно работающего металла, структурное состояние металла;
- результаты дефектоскопического контроля;
- наличие и глубина коррозионных язв и других дефектов, скорость коррозии.

**Задача 5. Организация анализа риска эксплуатации оборудования:**

5.1. Формирование исходных данных (базы данных), контроль и оценка соответствия данных эксплуатации установленным требованиям.

5.2. Исполнение результатов выполненной оценки риска.

В заключение следует отметить, что проработка с ключевым персоналом горно-добывающего предприятия отдельных задач (№ 1.2, 2.1, 3.1, 3.2, 4.1, 5.1, см. рис. 3) снижения риска эксплуатации оборудования позволила: усилить контроль (каждые 10 дней) особо нагруженных узлов и механизмов; по результатам оценки технического состояния скорректировать маршруты технического обслуживания действующих добычных комплексов; персонифицировать ответственность ремонтного персонала за отклонение от маршрута, объем и качества работ; обосновать целесообразность постепенного вывода из эксплуатации 17 единиц техники.

#### Список литературы

1. **Методика** проведения энергетических обследований предприятий и организаций (Утверждено Главгосэнергонадзором 23.12.98 г.).
2. **ГОСТ Р 51751–2001.** Контроль неразрушающий состояния материала ответственных высоконагруженных элементов технических систем, подвергаемых интенсивным термосиловым воздействиям. Общие требования к порядку выбора методов.
3. **ГОСТ 27.310–95.** Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов. Основные положения.
4. **Тепловые** электрические станции. Методики оценки состояния основного оборудования. Стандарт организации РАО ЕЭС России. Утвержден РАО "ЕЭС России" 28.03.2007 г. приказом № 200.
5. **Андреева Л.И., Лапаева О.А.** К вопросу определения периодичности замены основного горно-транспортного оборудования // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 6. С. 27–30.

## Определение рациональных параметров шнекового погрузчика

Определено влияние диаметра ступицы на производительность шнека. При максимальной производительности шнека отношение диаметра лопасти к диаметру ступицы составляет 3,3, а значение коэффициента заполнения – 0,66.

**Ключевые слова:** производительность, коэффициент заполнения, диаметры лопасти и ступицы шнека.

N.V. Chekmasov, D.A. Sidiyakin

## Efficient Parameters of Screw Estimation

Dependence the diameter of hub on productivity of screw was investigated. The maximum productivity of screw obtains at a ratio of screw diameter to hub diameter equal 3,3 and value of fill factor 0,66.

**Keywords:** productivity, fill factor, screw diameter, diameter of hub.

Шнеки широко используются в качестве отбойно-транспортно-погрузочных органов в горных комбайнах и в качестве транспортных средств в различных технических устройствах.

Производительность шнека по транспортирующей способности при условии, что весь груз перемещается в осевом направлении, равна [1]

$$Q = \frac{1}{4} (D_l^2 - D_c^2) K_3 S \frac{N_3}{\cos \beta},$$

где  $D_l$ ,  $D_c$  – диаметры соответственно лопасти и ступицы шнека;  $S$ ,  $N_3$  – соответственно частота вращения, шаг и число заходов шнека;  $K_3$  – коэффициент заполнения шнека;  $\beta$  –

толщина и угол подъема лопасти шнека;  $\rho$  – насыпная плотность груза.

На расчетной схеме шнекового погрузчика, приведенной на рис. 1, видно, что коэффициент заполнения равен

$$K_3 = \frac{F_k - F_c}{F_k} = F_c / (F_1 + F_2),$$

где  $F_k$ ,  $F_c$  – полная и незаполненная площади кольца, ограниченные диаметрами лопасти и ступицы шнека;  $F_1$ ,  $F_2$  – площади большого (круг диаметром  $D_l$ ) и малого (круг диаметром  $D_c$ ) сегментов, ограниченных хордой АА'ББ'.

Площади сегментов равны:

$$F_1 = \frac{1}{8} D_l^2 (\alpha - \sin \alpha); \quad F_2 = \frac{1}{8} D_c^2 (\beta - \sin \beta),$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  – центральные углы сегментов, равные

$$2 \arccos \frac{D_c - 2h}{D_l}; \quad 2 \arccos \frac{D_c - 2h}{D_c},$$

где  $h$  – координата, показывающая наибольшее расстояние от линии верхней границы груза до поверхности ступицы. При постоянных значениях  $D_l$  и  $D_c$  от величины  $h$  зависит производительность шнека, а при  $h = 0$  верхняя граница груза располагается по касательной к диаметру ступицы.

После определения значения  $K_3$  производительность шнека  $Q$  можно выразить в виде функции двух переменных –  $D_c$  и  $h$ :

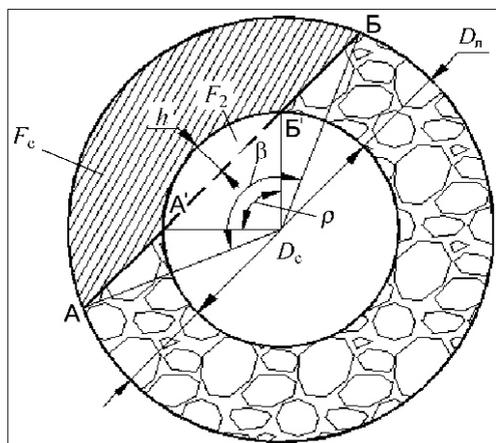


Рис. 1. Расчетная схема шнекового погрузчика

$$Q = P \frac{(D_l^2 - D_c^2) D_l^2 \arccos \frac{D_c - 2h}{D_l} + (D_c - 2h) \sqrt{D_l^2 - (D_c - 2h)^2}}{D_c^2 \arccos 1 + \frac{2h}{D_c} (D_c - 2h) \sqrt{D_c^2 - (D_c - 2h)^2}},$$

где  $P = \frac{1}{4} S \frac{N_3}{\cos}$

Экстремальные значения функций, определяемые по условиям  $\frac{Q}{D_c} = 0$  при  $h = \text{const}$  и

$\frac{Q}{h} = 0$  при  $D_c = \text{const}$ , имеют вид

$$D_c \arccos 1 + \frac{2h}{D_c} \sqrt{D_l^2 - (D_c - 2h)^2} - \sqrt{D_c^2 - (D_c - 2h)^2} = 0;$$

$$\sqrt{D_c^2 - (D_c - 2h)^2} - \sqrt{D_l^2 - (D_c - 2h)^2} = 0.$$

Функция  $\frac{Q}{D_c}$  изменяется по закону, близкому к линейному, имеет положительные и отрицательные значения, что свидетельствует о существовании областей возрастания и убывания производительности шнека при увеличении диаметра ступицы от 0 до диаметра лопасти.

Функция  $\frac{Q}{h}$  корней не имеет. Экстремальные значения функции имеют место на границах интервала, в частности, максимальная производительность шнека обеспечивается при  $h = 0$ . С учетом последнего условия максимальная производительность и коэффициент заполнения шнека равны:

$$Q(D_c) = P \frac{(D_l^2 - D_c^2) D_l^2 \arccos \frac{D_c}{D_l} + D_c \sqrt{D_l^2 - D_c^2}}{(D_l^2 - D_c^2)};$$

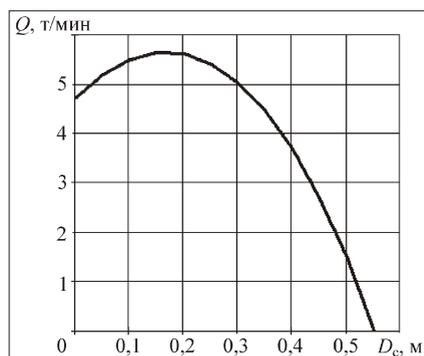


Рис.2. График функции  $Q(D_c)$  при  $h = 0$

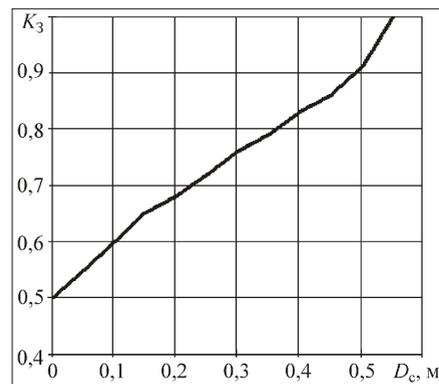


Рис.3. График функции  $K_3(D_c)$  при  $h = 0$

$$K_3(D_c) = 1 + \frac{D_l^2 \arccos \frac{D_c}{D_l} - D_c \sqrt{D_l^2 - D_c^2}}{(D_l^2 - D_c^2)}.$$

Графики функций  $Q(D_c)$  и  $K_3(D_c)$  для шнекового погрузчика комбайна "Урал-20Р" при  $D_l = 0,55$  м приведены на рис. 2 и 3. При изменении  $D_l$  от 0 до  $D_c$  график функции производительности имеет экстремальное значение (5,6 т/мин), а  $K_3$  изменяется от 0,5 до 1 по закону, близкому к линейному.

Производная от функции  $Q(D_c)$  по диаметру ступицы имеет вид

$$\frac{dQ(D_c)}{dD_c} = 2P \left( \sqrt{D_l^2 - D_c^2} - D_c \right).$$

Из условия нахождения экстремумов функций диаметр ступицы

$$D_c = \frac{D_l}{\sqrt{1 - 2}} = \frac{D_l}{3,3}.$$

Таким образом, если принять  $h = 0$ , то при изменении диаметра ступицы от 0 до диаметра лопасти наибольшая производительность шнека обеспечивается при условиях  $\frac{D_l}{D_c} = 3,3; K_3 = 0,66$ .

При работе шнеков с большими значениями коэффициента заполнения повышаются объем циркуляционной массы, вероятность заштыбовки шнеков, энергозатраты на перемещение и повторное дробление груза [2]. Эффективность работы шнеков вблизи экстремальной области также снижается при  $h < 0$ . Поэтому при проектировании шнеков для насыпных грузов следует принимать  $\frac{D_l}{D_c} = 3,3$  и  $h > 0$  с последующей корректировкой значений  $D_l$  и  $B_c$  для обеспечения заданной производительности.

#### Список литературы

1. Сокол В.И. и др. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: учеб. для вузов. М.: Недра, 1982. 350 с.
2. Миничев В.И. Угледобывающие комбайны. Конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 1976. 248 с.

УДК 658.387:622.33.012.2

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

129805, Москва, ул. Павла Корчагина, 22

## Итоги тестирования остаточных знаний студентов горных электромеханических специальностей за последние 20 лет

---

*Рассмотрены результаты тестирования остаточных знаний горных электромехаников заочной и дневной форм обучения. Даются рекомендации по повышению качества подготовки специалистов.*

**Ключевые слова:** тест, уровень знаний, заочное и дневное образование, статистика результатов.

**Yu.D. Krasnikov**

## The Results of Testing of Residual Knowledge of Students of Mining Electromechanical Speciality for Last 20 Years

---

*Results of testing of residual knowledge of mining electromechanics of correspondence and day modes of study are considered, recommendations about increase of quality of study of specialists are made.*

**Keywords:** the test, level of knowledge, correspondence and day modes of study, the statistical of results.

Проводившаяся в 1987–1989 гг. тестовая проверка остаточных знаний студентов, обучавшихся в ВЗПИ–МГОУ по заочной форме по специальностям "Горные машины" и "Электроснабжение" и имевших уже среднетехническое образование, показала следующие результаты. Около 40 % дипломников не имели элементарных знаний по физике, химии, математике, сопромату, не могли выполнять элементарные действия с дробными числами, определить площадь круга, объем цилиндра, размерность, не знали системы СИ; 90 % электриков не знали в полном объеме закона Ома; 90 % механиков и электриков не знали как рассчитать на растяжение стержень или провод, 50 % опрошенных не знали названия столиц республик СССР, не могли назвать фамилии писателей России, Англии, Франции, США, названия произведений российских писателей, фамилии скульпторов, художников.

Почти каждый из десяти опрошенных не мог ответить ни на один из 23 вопросов теста. К этой группе студентов относились прежде всего руководители предприятий или их подразделений, важную роль при назначении которых на должности в то время играли райкомы и горкомы партии.

За прошедшие с той поры 20 лет, сопровождавшихся перестройкой, велась регулярная, но выборочная оценка остаточных знаний на основе разработанных ранее тестов, поэтому студенты в значительной мере уже были ознакомлены с вопросами этих тестов, что в некоторой степени сказалось и на уровне их подготовки и ответа при тестировании. За весь указанный период прошли тестирование несколько сот студентов по тестам, в которых нужно было знать правильный ответ, а не находить как в ЕГЭ правильный, например, из четырех предлагаемых вариантов ответов, что уже заранее предполагает некоторую подсказку, которой в реальной жизни не бывает. В последнем случае возрастает вероятность угадывания, а не знание правильного ответа. Статистическая обработка результатов тестирования показала, что за указанной период студенты-дипломники заочной формы обучения правильно отвечали на 5,9 вопросов из 23. Это составляет 26 %, а при норме 60 % они должны были отвечать на 14 вопросов. Полностью на все вопросы тестов ответили всего несколько студентов. Впрочем студентов, не отвечавших ни на один из 23 вопросов, было очень мало.

Только около 15 % всех участников тестирования выполнили норму, ответили на 14 вопросов из 23.

Студенты-заочники, работавшие на различных предприятиях, показали следующие результаты (число правильных ответов из 23):

ПО "Беларуськалий" (г. Солигорск) – 6,08;

Лебединский и Стойленский ГОК (г. Губкин, Старый Оскол) – 5,92;

ПО "Гранит" (Беларусь, г. Микашевичи) – 5,66;

Михайловский ГОК (г. Железногорск) – 4,08.

Студенты дневной формы обучения по указанным специальностям также проходили тестирование, но в гораздо меньшем объеме и показали результат 8,4 правильных ответов из 23. Этот результат нельзя признать "чистым", так как на тестирование студентов брали не из "потока", а их направляли заведующие кафедрами. Однако и в этом случае были студенты, которые не отвечали ни на один вопрос. Не было выявлено ни одного студента, который бы ответил на все вопросы. Число студентов, ответивших на 60 % вопросов (норма 14 ответов из 23), к сожалению, оказалось малым. Следует отметить нежелание преподавателей вузов принимать участие в тестировании своих студентов.

Проведенное тестирование показало, что студенты завышают свою самооценку, считая свой уровень подготовки и знаний высокими. После

тестирования у студента появляется желание изменить ситуацию, почитать справочник и т.п.

В литературе по тестированию сообщается, что в США после каждого года обучения в школе ведется итоговое тестирование знаний за прошедший учебный год. Таким образом, за весь период обучения учащийся проходит многократное подробное тестирование.

Неоднократные попытки распространить тестирования подобного рода в различных учебных заведениях не нашли поддержки, во-первых, потому, что такой процесс оценки знаний весьма затратный по времени, которого у преподавателей мало, а во-вторых, все заканчивалось тем, что преподаватель заранее давал к вопросам ответы и передавал весь материал студентам, которые не обязательно с ним знакомились.

Существенным фактором, который заставлял бы студентов повысить качество своей подготовки, должно явиться тестирование работодателем специалистов при приеме на работу, а также независимая периодическая проверка профессиональных знаний сотрудников предприятий.

В заключение следует отметить, что применение регулярного прямого тестирования остаточных знаний, а не в форме ЕГЭ, когда нужно выбирать ответ из нескольких предлагаемых ответов, поможет поднять качество подготовки специалистов, их профессиональный и интеллектуальный уровень.

---

## *Внимание читателей!*

### *В августовском номере журнала публикуются статьи:*

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

**Кириченко А.И., Картавий А.Н.** Проблемы создания мощных двухленточных конвейеров для глубоких карьеров;

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

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

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

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

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



## ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА!



Исполнилось 70 лет заведующему кафедрой электротехники и электромеханики Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета) им. Г.В. Плеханова, академику Международной академии электротехнических наук, Международной энергетической академии, члену редакционного совета журнала "Горное оборудование и электромеханика", доктору технических наук, профессору Анатолию Евтихиевичу КОЗЛЯРУКУ.

Научная педагогическая и производственная деятельность Анатолия Евтихиевича многогранна и охватывает горное дело и электротехнику, судостроение и авиационную промышленность. Стаж его научной деятельности – 40 лет, педагогический – более 25.

Являясь одним из ведущих ученых в области математического моделирования и управления электромеханическими системами, он возглавляет научную школу электромеханики и электропривода – одну из ведущих в области векторного управления бесконтактным электроприводом.

Профессор А.Е. Козлярук пользуется заслуженным авторитетом у коллег. Он заместитель председателя УМК по специальности "Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических комплексов" УМО по высшему образованию в энергетике, член УМК по автоматике и электрификации УМО по высшему горному образованию, член ряда диссертационных советов. С 1999 г. А.Е. Козлярук – член экспертного совета ВАК по энергетике.

### ***Уважаемый Анатолий Евтихиевич!***

*Редакционный совет и редакционная коллегия журнала поздравляют Вас с юбилеем, желают крепкого здоровья и новых достижений в профессиональной деятельности.*



---

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

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

Сдано в набор 17.05.10 г. Подписано в печать 14.07.10 г. Формат 60 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,38. Заказ 548. 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.