НАУЧНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

2
2008

Учредитель издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:
КОЗОВОЙ Г.И.
(председатель)
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.
ИВАНОВ С.Л.
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:
ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

Телефоны редакции:
(495) 269-53-97, 269-55-10
Факс (495) 269-55-10
E-mail: gma@novtex.ru
http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Кантович Л.И., Ружицкий В.П., Григорьев С.М., Григорьев А.С. Результаты исследования продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций . . . 2
Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И., Косарев И.В., Никитин С.В. Режимы работы насосных станций типа СНД для механизированных крепей . . . 7
Хорешок А.А., Кузнецов В.В., Борисов А.Ю. Обоснование геометрических параметров дискового инструмента для исполнительных органов проходческих комбайнов . . . 11
Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Воробьев Е.А., Потапов В.Г., Ржавский Э.В., Воскресенский В.С. Установление динамических характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения . . . 13

РАЗРАБОТКА РОССЫПНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Кисляков В.Е., Чустугешев В.М. Выемка обводненных техногенных образований золота устройством шнекового типа . . . 18

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Катанов Б.А. Шнекопневматика как универсальный способ очистки скважин при вращательном бурении . . . 22

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Зедгенизов Д.В. Система автоматического управления воздухораспределением в тоннеле метрополитена . . . 25
Хорешок А.А., Стенин Д.В. Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на их производительность . . . 28

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Сапунков М.Л., Бычин М.А. Особенности выбора характеристик микропроцессорной защиты от замыканий на землю . . . 31
Павленко С.В. Электропривод экскаваторов-лопат для горно-рудного производства . . 34

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Зедгенизов В.Г., Мельников А.В. Моделирование рабочего процесса ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов . . . 39
Красников Ю.Д. Мощная непрерывная сейсмическая и усталостная обработка пластов как один из методов повышения безопасности и экономической эффективности угольных шахт . . . 44

ПОДГОТОВКА КАДРОВ

Прудинский Г.А., Беляев В.В., Журов Г.Н., Маховиков А.Б. Обучение магистрантов и аспирантов компьютерным технологиям. Опыт Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета) . . . 46

ИНФОРМАЦИЯ

Седых Б.Н., Монаков А.С. Эффективное использование полимерных материалов в промышленности . . . 50
Александр Онисимович Спиваковский (к 120-летию со дня рождения) . . . 54
Николаю Григорьевичу Картавому – 75 лет . . . 55

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

© Издательство "Новые технологии", "Горное оборудование и электромеханика", 2008

УДК 622.242(043.3)621.242.002

Л.И. Кантович, д-р техн. наук, проф., **В.П. Ружицкий,** д-р техн. наук, проф., МГГУ,
С.М. Григорьев, канд. техн. наук, директор, ООО "Гидравлика и гидропривод",
А.С. Григорьев, канд. техн. наук, генеральный директор, ООО "Гидрогормаш"

Результаты исследования продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований силовых параметров продавливающих установок. Предложена инженерная методика (алгоритм) статического и динамического расчета гидравлических схем импульсной продавливающей установки с объемным регулированием подачи насоса и с оперативным регулированием частоты и амплитуды импульса усилия подачи, которая может найти применение при модернизации находящихся в эксплуатации и при проектировании перспективных импульсных продавливающих установок.

Введение

В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция увеличения объемов городского и промышленного строительства, реконструкции сложившейся части городов и промышленных предприятий, дальнейшего их развития.

В связи с этим растет потребность в сооружении новых подземных инженерных коммуникаций различного назначения: канализаций, водопроводов, тепловых сетей и т.д.

Прокладка подземных коммуникаций открытым – траншейным – способом в значительной мере осложняет нормальную жизнь города и сопряжена с определенными трудностями. Это и необходимость разборки, а затем восстановления дорожных покрытий (нарушение движения транспорта), и загрязнение окружающей среды. Открытая прокладка трубопроводов практически невозможна под зданиями и сооружениями.

В условиях стремительного развития инженерных коммуникаций строительство новых и реконструкция старых трубопроводов требуют внедрения новых технологий, повышающих эффективность процессов строительства и обеспечивающих экологическую безопасность.

Одним из экологически чистых и эффективных способов прокладки инженерных сетей при пересечении различного рода препятствий (водные преграды, автомобильные и железные дороги, существующие инженерные сети, сооружения и пр.) является способ бестраншейной их прокладки.

Условия городского и промышленного подземного строительства (плотная застройка, дефицит территории и т.д.) накладывают ряд ограничений на возможность ведения работ различными методами бестраншейной прокладки. Так, в значительной степени исключается применение ударного метода, в результате использования которого могут возникнуть повреждения существующих зданий и сооружений, а также близлежащих инженерных коммуникаций.

В последние годы методы бестраншейной прокладки трубопроводов под различными преградами и реализующее эти методы оборудование достигли в мировой практике значительного совершенства. Однако фронт работ настолько велик, что ни одна из фирм, специализирующихся в этой области, в обозримом будущем не останется без работы.

На мировом рынке оборудования для бестраншейного строительства тоннелей лидерство принадлежит фирмам Японии и Германии.

Несмотря на все многообразие комплексов для сооружения трубопроводов методом продавливания с механизированной разработкой грунта, представленных на рынке в РФ, в частности в г. Москве, наиболее широко используется метод ручной разработки грунта в связи с простотой конструкции продавливающей установки и ее низкой стоимостью.

Выбор оптимального способа бестраншейной прокладки определяется геометрическими размерами, назначением и глубиной заложения коммуникаций, расположением, протяженностью, грунтовыми и гидрогеологическими условиями ее трассы, назначением и техническим состоянием пересекаемых сооружений, эксплуатационными требованиями к сооружаемому тоннелю (точностью прокладки, требованиями к изоляции и др.), экономической целесообразностью применения. Вследствие этого наиболее перспективным в практике городского и промышленного подземного строительства является метод продав-

ливания, особенно при строительстве коллекторных тоннелей диаметром 1220...1620 мм.

Так, в настоящее время только в г. Москве этим методом ежегодно сооружаются около десяти километров коммуникаций.

Совершенствование оборудования для проходки тоннелей бестраншейным способом, по нашему мнению, должно идти не в направлении повышения мощности насосно-домкратных установок, а в направлении изыскания способов уменьшения сил сопротивления внедрению в грунт цилиндрической оболочки. Это позволит увеличить диаметр или протяженность прокладываемых трубопроводов при той же мощности установок.

Основные принципы действия продавляющих установок

Определение статического усилия проникновения затупленной кольцевой кромки цилиндрической оболочки в грунт следует выполнять при следующих допущениях (см. также рис. 1):

- внедрение на длину $\Delta l_к$ кольцевой кромки цилиндрической оболочки происходит в изотропный грунт ($\sigma = \text{const}$) при отсутствии внецентренного приложения движущей силы F;
- под действием сжимающих напряжений перед кольцевой кромкой цилиндрической оболочки образуется тор из диспергированного грунта, а под действием сдвигающих напряжений, появляющихся от нормальных сил N, происходит выдавливание грунта в свободный внутренний объем оболочки.

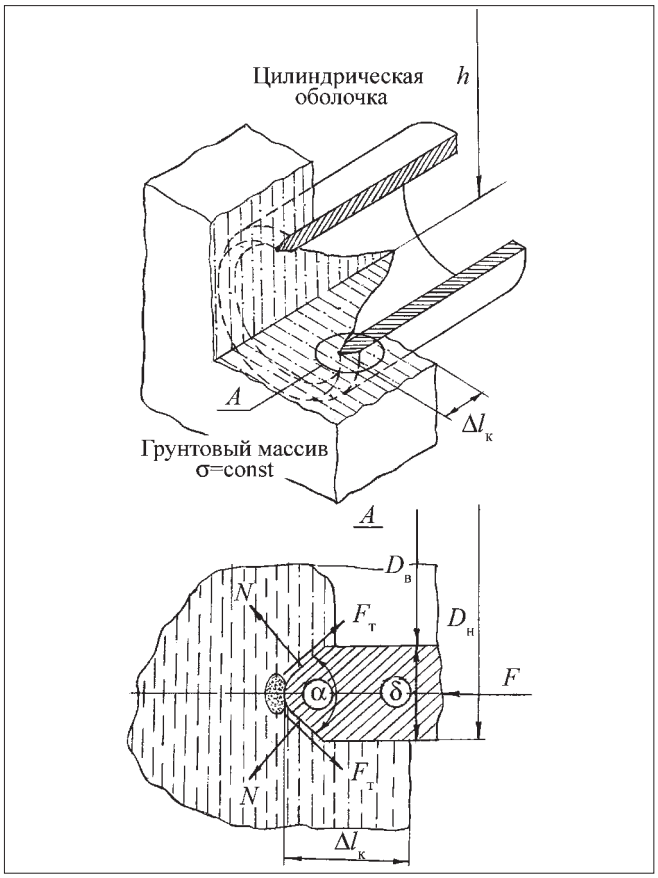


Рис. 1. Схема сил, действующих на кольцевую кромку цилиндрической оболочки

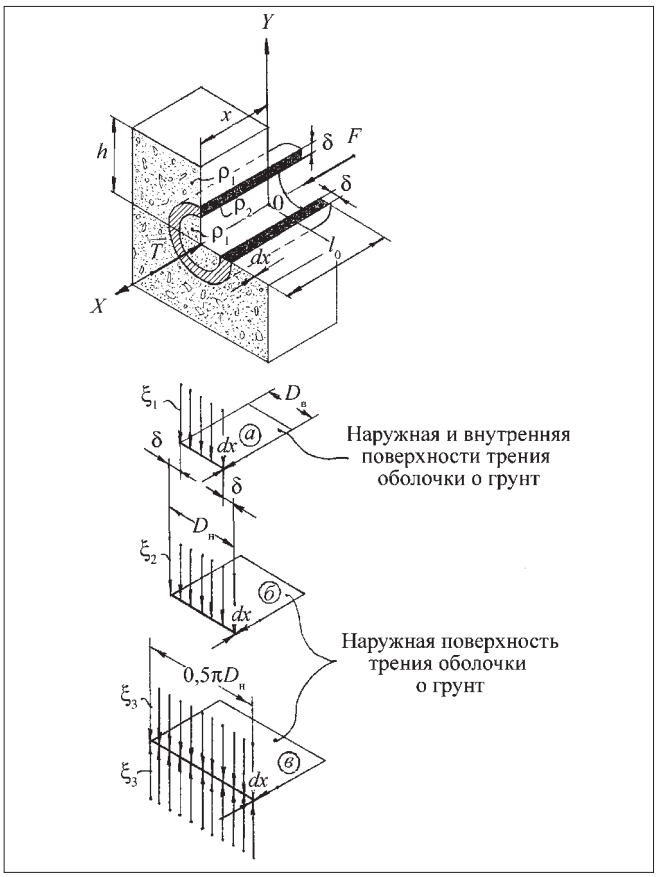


Рис. 2. Удельная нормальная нагрузка в поперечном сечении цилиндрической оболочки:
а – от веса грунтового керна; *б* – от веса оболочки; *в* – от горного давления

Установлено, что сила лобового сопротивления $F_л$, препятствующая внедрению оболочки в грунт, линейно зависит от прочности грунта σ, наружного диаметра цилиндрической оболочки $D_н$, толщины ее стенки δ и не зависит от длины контакта поверхности оболочки с грунтовым массивом:

$$F_л = \pi\sigma D_н \delta k_л , \qquad (1)$$

где $k_л$ – коэффициент увеличения силы лобового сопротивления за счет жесткости грунта ($k_л$ = 1,2...1,3).

Суммарное сопротивление внедрению оболочки T (рис. 2) в грунт за счет преодоления сил трения при действии постоянной движущей силы F можно представить следующим образом:

$$T = f\sum_{i=1}^{3}\xi_i \int_0^{(k_1-1)l_0+x} dx, \text{ Н}, \qquad (2)$$

где f – коэффициент трения поверхностей оболочки о грунт; ξ_i – удельная, нормальная к поверхности

трения, нагрузка, Н/м; k_1 – число циклов наращивания оболочки на длину l_0, ед. (k_1 = 1, 2, 3, ... n).

Нормальная удельная нагрузка на внутреннюю и наружную поверхности цилиндрической оболочки от веса грунтового керна (см. рис. 2, *а*) составляет

$$\xi_1 = 0{,}5\pi\rho_1 g D_н^2, \text{ Н/м}, \quad (3)$$

где ρ_1 – плотность грунтового массива, кг/м^3.

Нормальная удельная нагрузка на наружную поверхность цилиндрической оболочки слагается из:

- нагрузки от веса цилиндрической оболочки с толщиной стенки δ:

$$\xi_2 = \pi\rho_2 g D_н \delta, \text{ Н/м}, \quad (4)$$

- нагрузки от горного давления:

$$\xi_3 = \pi\rho_1 g D_н h, \text{ Н/м}, \quad (5)$$

где ρ_2 – плотность материала оболочки, кг/м^3; h – глубина прокладки инженерной коммуникации, м.

Уравнение (2) с учетом выражений (3)–(5) после интегрирования принимает следующий вид:

$$T(0 \le x \le l_0) = \pi\rho_1 g D_н f \times \times \left\{ \frac{D_н}{2} x + (k_\rho \delta + h)\,[(k_1 - 1) l_0 + x] \right\}, \text{ Н}, \quad (6)$$

где $k_\rho = \rho_2/\rho_1$ – отношение плотности материала цилиндрической оболочки к плотности грунта.

Установлено, что сопротивление внедрению цилиндрической оболочки T под действием постоянной движущей силы F при заданных геометрических ($D_н$, δ, l_0) и силовых (ρ_1, k_ρ, h, f) параметрах оболочки зависит только от пути трения вдоль оси трассы прокладки инженерной коммуникации. Причем в конце каждого элементарного цикла продавливания оболочки ($x = l_0$) происходит уменьшение сопротивления внедрению на величину $\Delta T = 0{,}5\pi\rho_1 g D_н^2 f l_0$, (Н) за счет удаления грунтового керна с длины l_0.

При постоянном по длине оболочки горном давлении (h = const, ρ_1 = const) и сжимающей силе, с учетом того, что радиальная деформация оболочки от действия сжимающего осевого усилия и горного давления имеет противоположную направленность, радиальная деформация цилиндрической оболочки определяется уравнением

$$y(x) = \frac{F(x)}{2\pi E\delta} - \frac{\rho_1 g h}{E\delta}(D_н - \delta)^2, \text{ м}. \quad (7)$$

Следует отметить, что радиальная деформация торца $y(0)$ цилиндрической оболочки, воспринимающего усилие, подачи, находится из уравнения (7) при условии, что $F(x) = F_л + T(k_1, l_0)$, (Н), а радиальная деформация торца оболочки, соприкасающегося с породным массивом, – при условии, что $F(x) = F_л$.

Для отечественного сортамента стальных труб при длине наращивания цилиндрической оболочки l_0 = = 3 м, которую по устойчивости следует считать средней длиной, поскольку всегда при $0 < x < l_0$ соблюдается неравенство

$$0{,}6\sqrt{2\delta(D-\delta)} \le l_0 - x \le 1{,}5\sqrt{\frac{(D-\delta)^3}{2\delta}}. \quad (8)$$

Отметим, что усилие продавливания не должно превышать величины критического усилия, действующего на оболочку,

$$P_{кр} = 5{,}18 E\delta^2, \text{ Н}.$$

Процесс внедрения стальной цилиндрической оболочки в грунт под действием статической силы без потери устойчивости трубы на длине наращивания l_0 ограничен критическим значением осевой сжимающей силы, что существенно уменьшает длину продавливания (или диаметр оболочки) с одного места стояния продавливающей установки.

В связи с этим уместно отметить, что внедрение стальной цилиндрической оболочки в грунт под действием импульсной силы позволит уменьшить эффективный коэффициент сухого трения.

Так как масса стальной цилиндрической оболочки велика, резонансное снижение силы трения потребует чрезмерной мощности вибрационного устройства. Необходимо также учитывать и то, что характеристика колебаний (в основном амплитуда) по нормали к поверхности трения определяется не только контактной жесткостью стыка трущихся тел (жесткостью трения), но и жесткостью стального футляра с приводом продавливающей установки. Поэтому для определения величины снижения трения при нормально направленных вынужденных колебаниях с частотой ω, т.е. когда вектор силы трения направлен против равнодействующей скорости скольжения, составляющей угол φ с вектором скорости V внедрения стального футляра в грунт под действием силы $F = F_О + F_А\cos\omega t$. Выше мы имеем $\varphi = \mathrm{arctg}(V_N/V)$, где V_N – мгновенная скорость поперечных деформационных колебаний стального футляра, м/с; $V_N = \omega y(x)\cos\omega t$; V – мгновенная скорость внедрения стального футляра в грунт, м/с; $F_О$ – постоянная составляющая усилия подачи, Н; $F_А$ – амплитуда переменной составляющей усилия подачи, Н; ω – частота вынужденных колебаний усилия подачи стального футляра, рад/с; $y(x)$ – амплитуда радиальной деформации при действии импульсной силы F, м.

Мгновенное значение силы сопротивления подачи:

$$T = f\cos\left(\mathrm{arctg}\frac{V_N}{V}\right)\sum_{i=1}^{3}\xi_i \int_0^{(k_1-1)l_0+x} dx. \quad (9)$$

При $\cos\omega t = 1$ выражение (9) после соответствующих преобразований примет вид

$$T = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{\omega^2 y^2(x)}{V^2}}} \sum_{i=1}^{3} \xi_i \int_0^{(k_1-1)l_0+x} dx \ . \qquad (10)$$

Анализ выражения (10) свидетельствует, что величину

$$\Phi(\omega t) = \sqrt{1+\frac{\omega^2 y^2(x)}{V^2}} \qquad (11)$$

можно считать функционалом виброреологического эффекта взаимодействия цилиндрической оболочки с грунтовым массивом при ее продавливании, а отношение $f_э = f/\Phi(\omega t)$ – эффективным коэффициентом сухого трения.

Следует отметить, что такую характеристику, как эффективный коэффициент сухого трения (как понятие виброреологическое впервые введено в работе И.И. Блехмана и С.А. Моласяна [3]) нельзя отождествлять с истинным коэффициентом трения Амонтона-Кулона, потому что он существенно зависит от параметров деформационных колебаний цилиндрической оболочки – амплитуды деформации и ее частоты. В свою очередь, рост вынужденной частоты уменьшает силу сопротивления продавливания оболочки в грунт.

Для однозначного выбора рациональной монтажной схемы гидроцилиндров подачи установлена зависимость относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра от длины его рабочего хода. Анализ этой зависимости показал, что относительный коэффициент устойчивости имеет максимальное значение для монтажной схемы, у которой длина продольного прогиба не превышает длины рабочего хода штока гидроцилиндра, а его корпус разгружен от осевого усилия подачи. Кроме того, эта монтажная схема позволяет уменьшить радиальную деформацию корпуса гидроцилиндра. В свою очередь, уменьшение радиальной деформации корпуса гидроцилиндра подачи позволяет несколько снизить перетечки рабочей жидкости из поршневой в штоковую полость за счет улучшения герметичности уплотнения поршня.

Экспериментальные исследования на московских объектах ОАО "Мосинжстрой" прокладки стальных трубопроводов

Экспериментальные исследования выполнялись в 2005–2006 гг. на пяти объектах строительства ОАО "Мосинжстрой" в г. Москве. На указанных объектах осуществлялась прокладка стальных трубопроводов диаметром 1220, 1420 и 1620 мм на длину от 52 до 84 м при глубине заложения от дневной поверхности 2,5...6,0 м. Регистрация усилия продавливания осуществлялась косвенным образом путем замера давления в напорной магистрали насосной установки. Измерение давления проводилось через каждые 15 м прокладки трассы на первом и последнем полуметре продавливания. Длина наращивания стальной оболочки составляла 2900...3100 мм.

Регистрация давления в напорной магистрали насоса продавливающей установки осуществлялась с помощью телеметрического датчика давления типа ТМД-400. Перед проведением испытаний была выполнена его тарировка с использованием магазина сопротивлений 0,5-го класса точности.

Результаты статистической обработки осциллограмм изменения давления при прокладке стальных трубопроводов в ОАО "Мосинжстрой" позволили сформировать массив экспериментальных значений усилий продавливания и получить зависимости математического ожидания сил сопротивления внедрению цилиндрической оболочки в грунт. Установлены величины дисперсии и коэффициентов вариации величин сил сопротивления внедрению для каждого значения математического ожидания.

Анализ экспериментальных зависимостей свидетельствует, что при действии статической силы наблюдаются колебания давления в гидроцилиндрах подачи с вынужденной частотой пульсаций, равной произведению числа поршней в насосе на частоту его вращения. Это приводит к некоторому снижению эффективного коэффициента трения, но не позволяет реализовать максимальную длину продавливания (или максимальный диаметр) без потери устойчивости трубы на длине наращивания l_0 с одного места стояния продавливающей установки. Поэтому для эффективного осуществления процесса внедрения стальной цилиндрической оболочки в грунт нами предлагается применить импульсную систему подачи, т.е. систему, оснащенную импульсатором давления (расхода) с оперативно регулируемой частотой и амплитудой импульса (рис. 3), что даст возможность при одной и той же установленной мощности продавливающей установки при ее работе с одного места стояния существенно увеличить длину или диаметр инженерной коммуникации за счет виброреологического эффекта в зоне фрикционного контакта стальной оболочки с грунтом.

Анализ и систематизация физических явлений, происходящих в элементах продавливающей установки, позволили получить математические модели (системы дифференциальных уравнений) в зависимости от обобщенных координат так, что выходные сигналы этой системы адекватно отражали исследуемые процессы.

К исследуемым процессам отнесены:

- гидромеханические процессы в регулируемом по скорости гидравлическом контуре "насос–гидроцилиндр";
- электромеханические процессы в приводном не регулируемом по скорости электродвигателе;
- деформационные процессы в цилиндрической оболочке;
- виброреологические процессы взаимодействия стальной цилиндрической оболочки с грунтом в зоне фрикционного контакта.

Гидравлическая система подачи продавливающей установки работает в режиме относительно частых пусков и остановок при переменной нагрузке и представляет собой достаточно сложную электрогидроме-

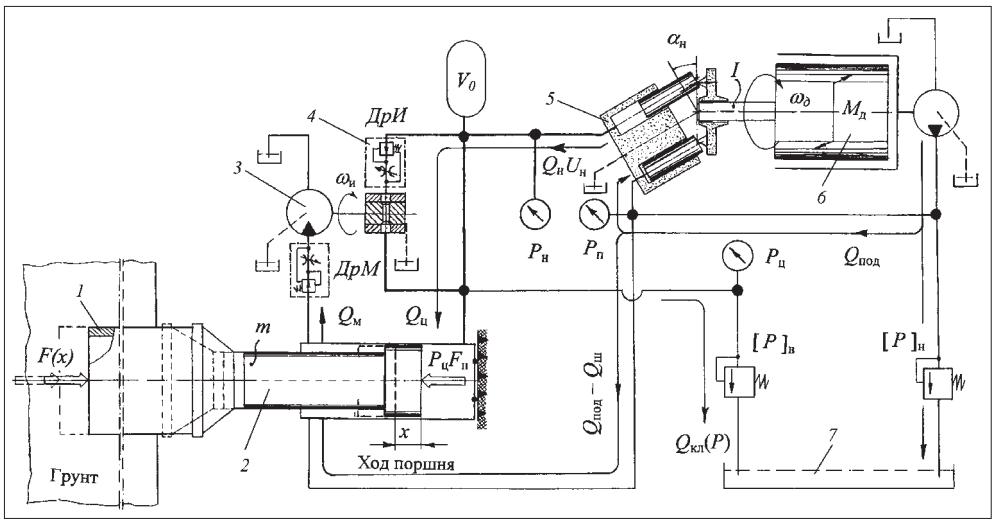


Рис. 3. Принципиальная схема импульсной продавливающей установки с объемным регулированием скорости подачи:
1 – цилиндрическая оболочка; *2* – гидроцилиндр подачи; *3* – двигатель импульсатора; *4* – импульсатор; *5* – насос; *6* – электродвигатель; *7* – гидробак

ханическую динамическую систему с распределенными параметрами.

Уравнение движения поршней гидроцилиндров с присоединенной к ним массой штоков, кеглей и цилиндрической оболочки можно представить следующим образом:

$$F_п\left(P_ц - \frac{P_ш}{\alpha_ц}\right) - F(x) - F_{тр} - m\frac{d^2x}{dt^2} = 0, \qquad (12)$$

где $F_п$ – площадь поршня, м^2; $\alpha_ц$ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра, равный $F_п/F_ш$; $F_ш$ – площадь поршня со стороны штока, м^2; $F_{тр}$ – сила трения при выдвижении штоков гидроцилиндров, Н; m – присоединенная к штокам масса, кг.

Решая уравнение (12) относительно старшей производной от хода штоков поршней, получаем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \left[F_п\left(P_ц - \frac{P_ш}{\alpha_ц}\right) - F(x) - F_{тр}\right]\frac{1}{m}. \qquad (13)$$

С учетом вида функционала виброреологического эффекта (11) следует установить ограничения на силу сопротивления движению:

$$F_л\left(\frac{dx}{dt}\right) = \begin{cases} +F_л & \text{при} \quad \dfrac{dx}{dt} > 0; \\ 0 & \text{при} \quad \dfrac{dx}{dt} \le 0, \end{cases} \qquad (14)$$

$$T\left(\frac{dx}{dt}\right) = \begin{cases} +T & \text{при} \quad \dfrac{dx}{dt} > 0; \\ -T & \text{при} \quad \dfrac{dx}{dt} \le 0. \end{cases} \qquad (15)$$

Тогда система совместных уравнений движения продавливающей установки, приведенная к системе дифференциальных уравнений первого порядка, принимает вид

$$\frac{dP}{dt} = \frac{Q_н(t) - \sum_{i=1}^{k-1} Q_i(P_н)}{k_ц F_п x(t) + V_0} E_ж;$$

$$\frac{d^2\varphi_д}{dt^2} = \frac{M_д(t) - M_н(P,t)}{I};$$

$$\frac{d\varphi_д}{dt} = \omega_д;$$

$$\frac{dM_д(t)}{dt} = \left[2M_к \frac{S_к S}{S_к^2 + S^2} - M_д(t)\right]\frac{1}{T_э}; \qquad (16)$$

$$\frac{dx}{dt} = x_1;$$

$$\frac{dx_1}{dt} = \left[F_п\left(P_п - \frac{P_ш}{\alpha_ц}\right) - F(x) - F_{тр}\right]\frac{1}{m},$$

где $P_н$, $P_п$ и $P_ш$ – давления соответственно нагнетания насоса, в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндров подачи, Па; $Q_н(t)$ – подача насоса, м^3/с; Q_i – утечки в гидросистеме, м^3/с; $k_ц$ – число гидроцилиндров в установке; $F_п$ – площадь поршня гидроцилиндра, м^2; V_0 – начальный объем рабочей жидкости, находящейся под давлением, м^3; $M_д(t)$ – электромагнитный момент двигателя, Н·м; $M_к$ – критический момент двигателя, Н·м; $S_к$ – критическое скольжение двигателя; S – скольжение двигателя; m – масса стальной оболочки (с учетом массы штоков и поршней гидроцилиндров), кг; x_1 – скорость подачи, м/с; $\varphi_д$ – обобщенная угловая координата вала приводного электродвигателя, рад.

Решение системы уравнений (16) – моделирование взаимодействия цилиндрической оболочки с грунтом в процессе ее продавливания – было выполнено методом Рунге-Кутта по разработанному авторами алгоритму как при статическом, так и при импульсном воздействии на хвостовик стальной цилин-

дрической оболочки. Моделированием установлено, что снижение эффективного коэффициента трения обратно пропорционально квадрату отношения скорости деформационных поперечных колебаний к скорости подачи продавливающей установки.

Выводы

1. При действии статической силы экспериментально наблюдаются колебания давления в гидроцилиндрах подачи с вынужденной частотой пульсации, равной произведению числа поршней в насосе на частоту его вращения. Это приводит к некоторому снижению эффективного коэффициента трения, но не позволяет реализовать максимальную длину продавливания (максимальный диаметр) без потери устойчивости трубы на длине наращивания l_0 с одного места стояния продавливающей установки.

2. Для эффективного осуществления процесса внедрения стальной цилиндрической оболочки в грунт следует применять импульсную систему подачи, т.е. систему, оснащенную импульсатором давления (расхода) с оперативно регулируемыми частотой и амплитудой импульса, что дает возможность при одной и той же установленной мощности продавливающей установки при ее работе с одного места стояния существенно увеличить длину или диаметр инженерной коммуникации за счет виброреологического эффекта в зоне фрикционного контакта стальной оболочки с грунтом.

3. Полученные результаты могут найти применение как при модернизации находящихся в эксплуатации, так и при проектировании перспективных импульсных продавливающих установок.

Список литературы

1. **Кантович Л.И., Григорьев А.С.** Влияние вынужденных колебаний усилия подачи на силу трения при продавливании стальных футляров. Горный информационно-аналитический бюллетень. Вып. 11. М.: Изд-во МГГУ, 2005. С. 12–14.

2. **Толстой Д.М., Каплан Р.Л.** К вопросу о роли нормальных перемещений при внешнем трении // В сб.: Новое в теории трения. М.: Наука, 1966. С. 42–59.

3. **Блехман И.И., Моласян С.А.** Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей поверхностью // Известия АН СССР. Сер. Механика твердого тела. 1970. № 4. С. 4–10.

УДК 622.284-523.3:622.53.001.5

В.В. Косарев, канд. техн. наук, **Н.И. Стадник,** д-р техн. наук,
Ю.И. Варшавский, И.В. Косарев, С.В. Никитин, инженеры, ГП "Донгипроуглемаш", Украина

Режимы работы насосных станций типа СНД для механизированных крепей

Приведены основные характеристики насосных станций типа СНД, используемых в составе гидропривода механизированных крепей. Описаны устройство и работа аппаратуры управления насосной станции, проиллюстрированные соответствующими осциллограммами.

Насосные станции, как известно, являются источником гидравлической энергии в составе гидропривода механизированных крепей; они обеспечивают питание всех исполнительных гидроцилиндров крепи рабочей жидкостью с необходимой подачей и заданным давлением (номинальная подача станций типа СНД 100...300 л/мин; номинальное давление до 40 МПа). Станция обычно включена 18...24 ч в сутки, причем 25...40 % этого времени рабочая жидкость подается в гидросистему крепи, а остальное время автоматически компенсируются утечки для того, чтобы давление в гидросистеме находилось на необходимом уровне.

Автоматическое поддержание в гидросистеме крепи регулируемого рабочего диапазона давлений осуществляется встроенной гидроаппаратурой управления. При верхнем значении рабочего давления гидроаппаратура отключает станцию от гидросистемы, при нижнем – включает станцию, которая восстанавливает давление, отслеживая тем самым все без исключения операции с крепью, а также утечки. При действующем нормативном коэффициенте начального распора крепи $K_н \geq 0{,}7$ [4] верхнее рабочее давление в ее гидросистеме должно быть не менее 32 МПа. Коэффициент $K_н$ проверяется по формуле

$$K_н = \frac{P_{раб}}{P_{пк}},$$

где $P_{раб}$ – рабочее давление в гидросистеме, равное 32 МПа;

$P_{пк}$ – давление настройки стоечного предохранительного клапана, равное 39 МПа (исходя из условий прочности).

Вычисленный в соответствии с приведенным выражением коэффициент $K_н$ при верхнем рабочем давлении равен 0,82, что удовлетворяет требованиям стандартов, а исходя из этих же требований нижнее рабочее давление должно быть не менее 27 МПа, т.е. аппаратура должна обеспечивать это важное требование по управлению кровлей, работая примерно в 20 %-ном диапазоне между верхним и нижним рабочими давлениями. Это также способствует повышенной готовности станции к работе и увеличению скорости крепления.

Гидравлическая аппаратура управления станций СНД использует простой, эффективный, надежный и экономичный способ автоматического поддержания давления (регулирования подачи высоконапорного насосного агрегата станции), а именно путем остановки свободных рабочих плунжеров агрегата, механически не связанных с приводным кривошипно-шатунным механизмом. Устройство и работа аппаратуры показаны на рис. 1 и 2 (см. 2-ю стр. обложки). При включении насосного агрегата начинает работать его подпиточный насос *14*, имеющий с агрегатом общий привод. Рабочая жидкость всасывается подпиточным насосом из бака *1* (зеленый канал) и через нормально открытый предохранительный клапан *12* поступает в проточную часть управляющего клапана (автомата разгрузки) *17*, который при запуске открывается, и далее – во всас насосного агрегата *9* (синий канал). Расположенный соосно с всасывающим клапаном *4* плунжер механизма его подъема и удержания в открытом положении *2* отжимается давлением подпитки, освобождая всасывающий клапан для нормальной работы по перекачке рабочей жидкости. Через всасывающий клапан жидкость поступает в рабочую камеру *7* и прижимает свободный плунжер *6* к приводному механизму *5*, совершающему возвратно-поступательные движения. Плунжер выталкивает жидкость (588 двойных ходов в минуту) через напорный *8* и разгрузочный *11* клапаны в гидросистему крепи (красный канал). Плунжер *10* разгрузочного клапана перемещается потоком жидкости и перекрывает поперечное отверстие, соединяющее разгрузочный клапан *11* со всасывающим коллектором *15* подпиточного насоса. Одновременно жидкость подводится к пилотному клапану (пилоту) *16* управляющего клапана, регулировочная пружина *3* которого настроена на заданное рабочее давление. Установленный в напорной линии пневмогидроаккумулятор *13* нужен для накопления энергии при работе насосного агрегата, что позволяет компенсировать утечки в напорной сети гидросистемы крепи и тем самым сократить частоту срабатываний аппаратуры управления (при давлении зарядки азотом 11...12 МПа, верхнем и нижнем значениях рабочих давлений 32 и 27 МПа три установленных на станциях аккумулятора вместимостью по 10 л обеспечивают компенсацию 2,5 л утечек), демпфировать пульсации и пики давления в гидросистеме, что повышает устойчивость и плавность работы аппаратуры управления.

При достижении в гидросистеме заданного рабочего давления по команде пилота управляющий клапан прерывает поступление жидкости от подпиточного насоса *14* во всас насосного агрегата *9*, и подача рабочей жидкости в гидросистему крепи прекращается, т.е. происходит разгрузка.

Важнейшим показателем работы управляющего клапана является время его срабатывания (быстродействие), от которого зависят забросы давления в гидросистеме при разгрузке. Так, если время срабатывания составляет 1 с и более, происходит заброс давления до 40 МПа и более при установленном рабочем давлении 32 МПа, что неприемлемо. Второе требование к управляющему клапану – это обеспечение, как отмечалось выше, примерно 20 %-ной разницы между верхним и нижним значениями рабочего давления. С учетом этих требований и разработан управляющий клапан для насосных станций. Для обеспечения дискретной работы управляющего клапана с требуемым быстродействием используется зависимость давления жидкости от скорости ее протекания через щель, ширина которой с возрастанием управляющего давления уменьшается. На рис. 3 показан принцип работы управляющего клапана.

Рабочая жидкость от подпиточного насоса поступает в управляющий клапан, проходит через нерегулируемый дроссель *6*, далее в пилотный клапан *4* и через автоматически регулируемый дроссель *3* в виде рабочей щели между плоским клапаном *1* и его седлом и возвращается во всасывающий коллектор подпиточного насоса. Возникающий при этом перепад давления на дросселе *6* вызывает открытие конического клапана *5*, через который основной поток рабочей жидкости поступает в насосный агрегат и далее в напорную магистраль, от которой имеется подвод для управления пилотным клапаном. Пружина *2* пилотного клапана настраивается на рабочее давление гидросистемы крепи. При возрастании давления в гидросистеме пилот *4* с возрастающим усилием воздействует на плоский клапан и ширина рабочей щели *l*

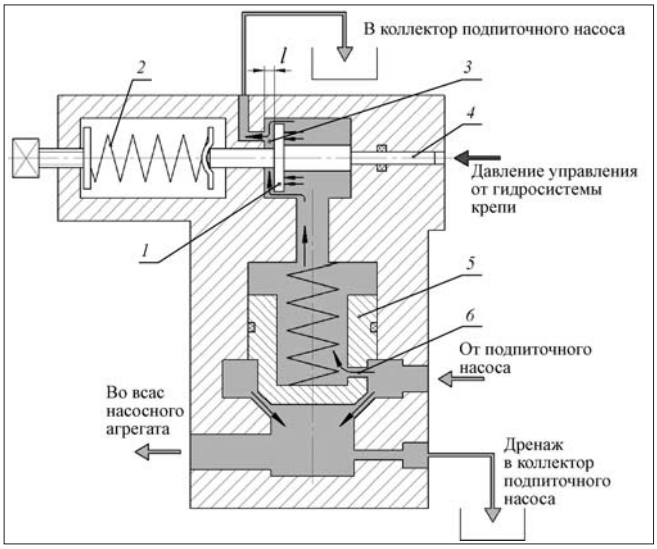


Рис. 3. Принцип работы управляющего клапана:
1 – плоский клапан; *2* – пружина пилотного клапана регулируемая; *3* – переменный дроссель; *4* – пилотный клапан; *5* – конический клапан с пружиной; *6* – дроссель ∅ 3 мм

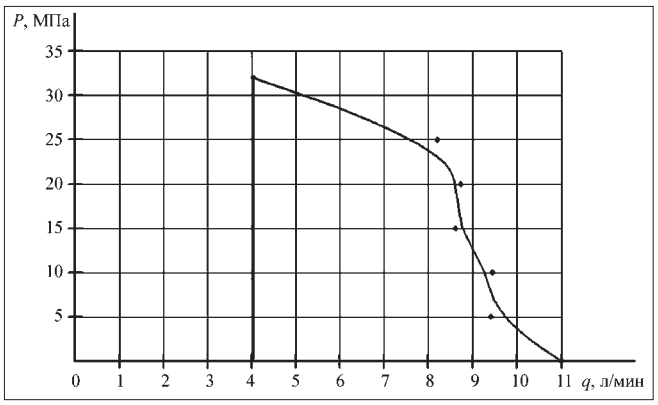


Рис. 4. Расходная характеристика пилотного клапана

уменьшается. Скорость протекания жидкости через щель возрастает, а давление падает. При минимальной ширине щели, соответствующей давлению настройки пилотной пружины, расход, а следовательно, и перепад давления на дросселе *6* падают настолько, что конический клапан под действием пружины закрывается.

Для количественной оценки работы управляющего клапана была снята расходная характеристика его пилотной части в зависимости от давления в напорной сети (рис. 4). При включении станции ширина рабочей щели близка к максимальной (~1 мм), что соответствует расходу 11 л/мин. При возрастании давления в гидросистеме до 25...27 МПа расход через щель уменьшается в сравнительно незначительных пределах – от 9,4 до 8,2 л/мин, а при давлении срабатывания 32 МПа резко падает до 4 л/мин. Потери давления (подпор) прямо пропорциональны квадрату расхода q:

$$\Delta P = Kq^2,$$

где

$$K = \frac{\lambda l}{1{,}22\, g d^5},$$

где λ – коэффициент сопротивления; l – длина проточной части дросселя; d – диаметр дросселя.

Эти величины являются постоянными в данной конструкции.

При расходе 11 л/мин

$$\Delta P = K \cdot 121 \text{ кгс/см}^2 .^*$$

При минимальном расходе 4 л/мин

$$\Delta P = K \cdot 16 \text{ кгс/см}^2 ,$$

т.е. минимальный подпор в 7,5 раза меньше максимального, что и требуется, как сказано выше, для срабатывания клапана и разгрузки станции.

Компьютерное моделирование процесса показывает, что давление под плоским клапаном (синий цвет) при разгрузке может быть в 20 раз меньше, чем над ним, а скорость жидкости в щели (красный цвет) при этом примерно в 10 раз выше, чем перед щелью (рис. 5 и 6 см. на 3-й стр. обложки).

Результаты экспериментальных исследований работы системы управления насосной станции показаны на осциллограммах (рис. 7), из которых следует:

- управляющий клапан обеспечивает перепад давления от верхнего предела не более 0,2 Р во всем диапазоне регулирования ($P_с$ и 0 $P_с$);
- длительность переходного процесса в рабочей камере насосного агрегата при разгрузке $T_{пр}$= 0,7 с и $T_{пн}$ = 0,25 с при нагрузке;
- время срабатывания управляющего клапана $T_{ку}$ не превышает 0,15 с, что практически не приводит к забросу давления более чем на 2 МПа.

Как было сказано выше, с перекрытием управляющим клапаном линии подпитки насосного агрегата прекращается подача рабочей жидкости в гидросистему крепи, однако в рабочей камере насосного агрегата остается жидкость, которая действует на плунжер как гидравлическая пружина и приводит к соударению его с приводным механизмом (см. рис. 1 и 2). Для уда-

* 1 кгс/см^2 ≈ 0,098 МПа.

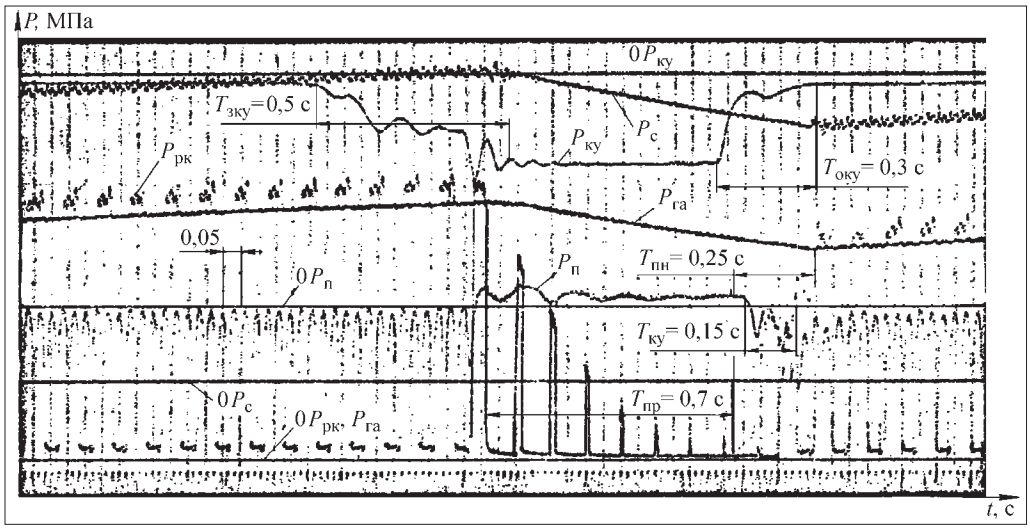


Рис. 7. Осциллограммы рабочего процесса в системе управления насосной станции:
$P_{рк}$ – давление в рабочей камере насосного агрегата; $P_п$ – давление подпитки; $P_с$ – давление в напорной магистрали (сети); $P_{ку}$ – давление в надклапанной полости клапана управления (КУ); $P_{га}$ – давление в газовой полости пневмогидроаккумулятора; $T_{зку}$ – время закрытия КУ; $T_{оку}$ – время открытия КУ; $T_{ку}$ – время срабатывания КУ; $T_{пр}$ и $T_{пн}$ – время переходных процессов в рабочей камере при разгрузке и нагрузке

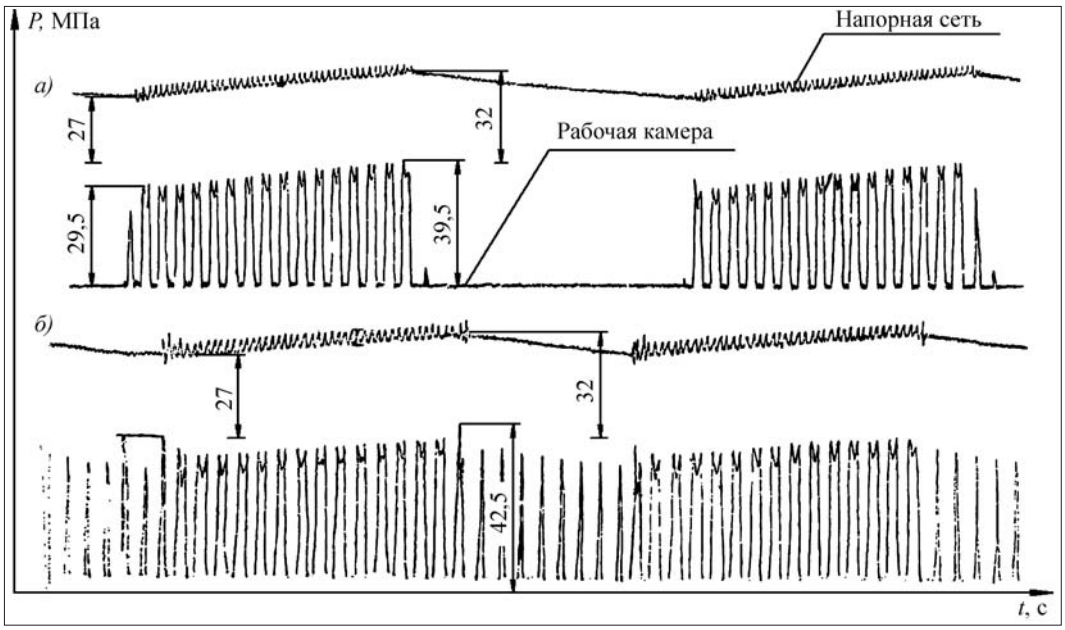


Рис. 8. Осциллограммы процессов в рабочей камере насосного агрегата:
а – аппаратура разгрузки рабочей камеры исправна; *б* – имитация неисправности аппаратуры разгрузки рабочей камеры

ления этой жидкости предусмотрена двойная система разгрузки рабочей камеры насосного агрегата: 1) через разгрузочный клапан *11*, плунжер *10* которого под действием пружины перемещается в исходное положение и соединяет его проточную часть со всасывающим коллектором *15* подпиточного насоса, и 2) через всасывающий клапан *4*, механизм подъема *2* которого под действием пружины также перемещается в исходное положение, поднимает клапан и тем самым соединяет рабочую камеру с коллектором *15* (желтые каналы на рис. 2).

Осциллограммы процессов, происходящих в рабочей камере насосного агрегата, показаны на рис. 8. Измерения выполнены при рабочем давлении 32 МПа, равном номинальному давлению станции.

Станция включается при давлении 27 МПа и разгружается при 32 МПа, т.е. требуемый 20 %-ный диапазон срабатывания, как видно из рис. 8 (осциллограммы *а* и *б*), выдержан. На осциллограмме *а* видно, что при исправном состоянии аппаратуры разгрузки рабочей камеры агрегата пульсации давления в ней имеют место только в период повышения давления в напорной сети, а более высокие по значению пики давления объясняются разницей площадей напорного клапана, что вполне естественно. При разгрузке станции давление в рабочей камере исчезает, чему предшествует кратковременный, плавно затухающий процесс в течение 0,7 с ($T_{пр}$, см. рис. 7). На осциллограмме *б* показана имитация процесса в рабочей камере при неисправной аппаратуре ее разгрузки. При разгрузке напорной сети (управляющий клапан отключен) в рабочей камере сохраняется пульсация давления, достигающая значения 42,5 МПа, что вредно сказывается на надежности насосного агрегата. Вышеописанная аппаратура (клапан разгрузочный и механизм подъема всасывающих клапанов), обеспечивающая двойную разгрузку рабочей камеры, полностью исключила этот вредный процесс и работает безотказно, дублируя друг друга.

Гидравлическая аппаратура управления насосной станцией путем перекрытия линии подпитки и остановки свободных плунжеров насосного агрегата имеет следующие преимущества в сравнении с аналогами:

- управляющий клапан установлен в низконапорной линии подпитки насосного агрегата (у аналогов – в высоконапорной линии), что делает его конструкцию более простой и надежной;
- при разгрузке, которая в машинном времени работы станции занимает не менее 30 % [2], рабочая жидкость не перекачивается, что дает экономию по потреблению электроэнергии; исключает нагрев рабочей жидкости; повышает ресурс клапанов и плунжерных комплектов, которые к тому же не испытывают поперечных сил.

Результатом вышеописанных, отработанных в производстве и в ходе эксплуатации конструкторских решений по управлению насосными станциями типа СНД стала их высокая эксплуатационная надежность, которая подтверждается данными таблицы, где показан суточный хронометраж работы станции на шахте "Краснолиманская".

Смена	Время работы станции		Число включений станции	Выполняемые операции
	Общее	Под нагрузкой		
I	3 ч 20 мин	0 ч 47 мин (23,5 %)	347	Ремонтная смена
II	5 ч 24 мин	2 ч 46 мин (45,4 %)	420	Добычные смены
III	4 ч 04 мин	2 ч 14 мин (55,0 %)	480	
IV	5 ч 30 мин	1 ч 18 мин (23,6 %)	440	
Итого за сутки	18 ч 18 мин	7 ч 05 мин (38,8 %)	1687	

Институт ведет постоянный контроль за работой станций, многие из которых после наработки нормативного ресурса продолжают работать без капитального ремонта (шахты им. В.М. Бажанова, им. Н.И. Сташкова, "Степная", "Новогродовская 1/3" и др.). Например, насосная станция СНД200/32-05, зав. № 20, введенная в работу в мае 2005 г. на шахте "Суходольская-Восточная" ОАО "Краснодонуголь" в составе комплекса 3МКД90, уже имеет суммарную наработку по двум лавам около 13140 ч. Если воспользоваться данными таблицы, то это соответствует примерно 285 суткам работы под нагрузкой, или 481000 циклам срабатывания ее аппаратуры управления. Станция продолжает эксплуатироваться и ее техническое состояние далеко до предельного.

Данная разработка защищена патентами 20294 "Насосная станция", 1275 "Насосная станция", 21519 "Насосный агрегат".

Выводы

1. ГП "Донгипроуглемаш" создана двухступенчатая аппаратура управления для серийных насосных станций типа СНД.

2. По своему быстродействию – 0,15 с и перепаду давления от верхнего предела давления срабатывания не более 0,2 *P* аппаратура обеспечивает требуемый диапазон давлений в гидросистеме крепи.

3. Благодаря установке основного управляющего клапана аппаратуры в низконапорной линии подпитки насосного агрегата (между подпиточным насосом и агрегатом) клапан управляет рабочим потоком малой энергоемкости (0,3...0,7 МПа), что позволило существенно упростить его конструкцию и добиться высокой надежности в работе.

4. Насосные станции типа СНД, оснащенные данной аппаратурой управления, обеспечивают высокопроизводительную и надежную работу современных очистных комплексов.

Список литературы

1. **Горбатов П.А., Петрушин Г.В., Лысенко Н.М., Павленко С.В., Косарев В.В.** Горные машины для подземной добычи угля. Учеб. пособие для высших учебных заведений. Донецк: Норд Компьютер, 2006.

2. **Пономаренко Ю.Ф.** Насосы и насосные станции механизированных крепей. М.: Недра, 1983.

3. **Стадник Н.И., Варшавский Ю.И., Мезников А.В., Олифиренко А.И.** Современные насосные станции для очистных агрегатов и механизированных крепей // Уголь Украины. Сентябрь 2005. С. 19–20.

4. **ГОСТ Р 52152–2003** "Крепи механизированные для лав. Общие технические требования. Методы испытаний".

УДК 622.232.83.054.52

А.А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **В.В. Кузнецов,** канд. техн. наук, доц.,
А.Ю. Борисов, асс., КузГТУ, г. Кемерово

Обоснование геометрических параметров дискового инструмента для исполнительных органов проходческих комбайнов

Представлена информация о выборе геометрических параметров дискового инструмента применительно к исполнительным органам проходческих комбайнов с учетом влияния геометрических и режимных параметров на силовые показатели в условиях различных режимов резания.

Совершенствование исполнительных органов проходческих комбайнов стреловидного типа и проходческо-добычных комбайнов (Continuous Miner) путем рационального сочетания и расположения на них резцового и дискового инструмента для реализации принципа разрушения угля и крепких горных пород крупным сколом является многоцелевой задачей [1]. При этом дисковый инструмент может сочетать в себе разные конструктивные и геометрические особенности, что в свою очередь приведет к расширению области действия этих проходческих комбайнов при механическом способе разрушения крепких и абразивных горных пород.

Исследования, проведенные на кафедре горных машин и комплексов Кузбасского государственного технического университета, позволили установить влияние геометрических и режимных параметров на силовые и энергетические показатели работы комбайна.

Геометрия дискового инструмента является одним из основных факторов, определяющих нагрузку на нем. Здесь необходимо оценивать влияние диаметра *D*, радиуса скругления ρ рабочей кромки и угла заострения φ дискового инструмента на усилия, возникающие в процессе разрушения горного массива (рис. 1).

Увеличение диаметра дискового инструмента *D* на исполнительных органах проходческих комбайнов при отработке пластов с твердыми включениями и пропластками приводит к росту силовых показателей, увеличению динамических нагрузок и конструктивному усложнению самого исполнительного органа. В связи с этим был изменен диаметр *D* дискового инструмента в целях снижения усилия подачи P_y.

Изменение диаметра дискового инструмента *D* от 0,14 до 0,18 м приводит к увеличению усилий подачи

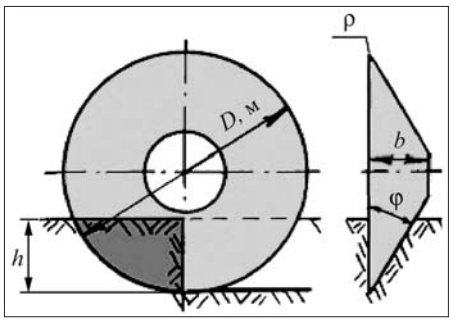


Рис. 1. Геометрия дискового инструмента

P_y для крепких пород ($\sigma_{сж}$ = 70 МПа) на 12, 8%, а для слабых пород ($\sigma_{сж}$ = 30 МПа) – на 12,9...15,6 %. При этом усилие перекатывания P_z от диаметра диска D практически не зависит при изменении диаметра диска D от 0,14 до 0,18 м [2]. Соответственно не зависит от диаметра диска D и удельная энергоемкость разрушения H_W, поскольку она вычисляется по величинам усилия перекатывания P_z и площади сечения снимаемой стружки: $H_W = 2{,}72\ P_z/t_p h$, кВт·ч/м^3 (здесь h – глубина снимаемой стружки, $t_р$ – шаг резания). Однако окончательный выбор диаметра D дискового инструмента определяется размерами и компоновкой исполнительного органа с учетом условий эксплуатации комбайна [1, 2].

Наряду с диаметром диска D необходимо учитывать ширину b дискового инструмента (см. рис. 1). Проведенные исследования показали, что принятое значение ширины дискового инструмента b = 0,03...0,04 м обеспечивает необходимую прочность диска и позволяет получить достаточно компактный и работоспособный узел крепления дискового инструмента на рабочем органе проходческого комбайна.

Необходимо отметить влияние радиуса скругления ρ рабочей кромки дискового инструмента на силовые показатели процесса разрушения горных пород. На основе анализа экспериментальных исследований этот радиус следует принимать минимально возможным, так как с его увеличением усилия P_y и P_z возрастают пропорционально его изменению. При этом отмечается, что радиус ρ влияет на величину усилий в большей степени, чем угол заострения φ дискового инструмента. Учитывая необходимость обязательного применения термообработки, минимальный радиус скругления рекомендуется принимать в пределах ρ = = 0,001...0,0015 м [1].

Изменение угла заострения φ существенно влияет на усилие подачи, поэтому важной задачей является выбор его рационального значения. С увеличением угла φ растут усилия P_y и P_z на дисковом инструменте, независимо от шага резания $t_р$, крепости пород f, глубины внедрения h. Это обусловлено увеличением площади контакта обода диска с разрушаемой средой. Увеличение шага резания $t_р$ с 0,02 до 0,04 м ведет к росту усилий P_z на 18 % и P_y на 13,3 % для крепких пород ($\sigma_{сж}$ = 70 МПа) независимо от угла заострения φ и радиуса скругления ρ диска [2].

Экспериментальные исследования показали влияние переднего φ_1 и заднего φ_2 углов заострения дискового инструмента на силовые показатели процесса разрушения.

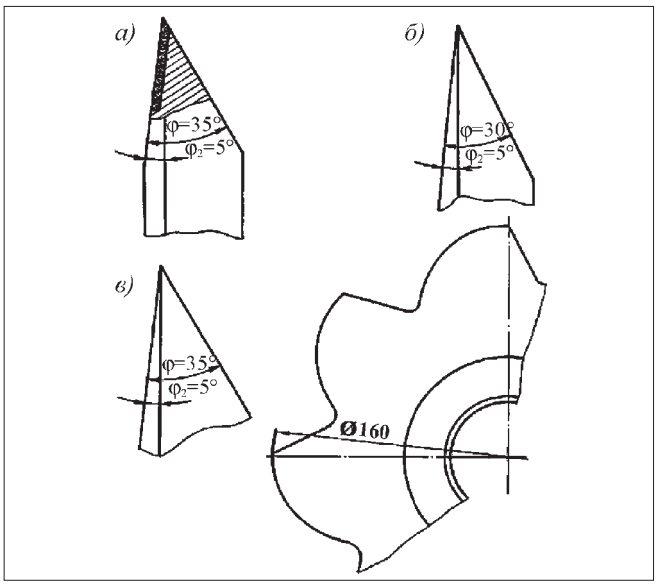


Рис. 2. Конструкции асимметричных дисковых инструментов:
а, *б* – сплошная режущая кромка; *в* – зубчатая режущая кромка с зубьями криволинейного профиля

Изменение углов заострения дискового инструмента от симметричного $\varphi_1 = \varphi_2$ до асимметричного $\varphi_1 > \varphi_2$ (рис. 2, 3) при неизменном угле заострения в целом $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$ влечет к уменьшению (независимо от параметров резания) усилий P_y и P_z на дисковом инструменте в следующих пределах:

– при изменении углов заострения с $\varphi_1 = \varphi_2 = 15°$ до $\varphi_1 = 30°$, $\varphi_2 = 0°$ – на 4 %;

– при изменении углов заострения с $\varphi_1 = \varphi_2 = 30°$ до $\varphi_1 = 60°$, $\varphi_2 = 0°$ – на 13,5 %.

Следовательно, увеличение симметрии дискового инструмента влечет за собой незначительное повышение энергозатрат при разрушении массива.

Выбор угла заострения диска $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, а также заднего угла φ_2 позволяет увеличить зону дробления массива в случае повторно-блокированного реза (см. рис. 3).

Процесс разрушения при повторно-блокированном резе асимметричным дисковым инструментом представлен на рис. 3. При одинаковом соотношении

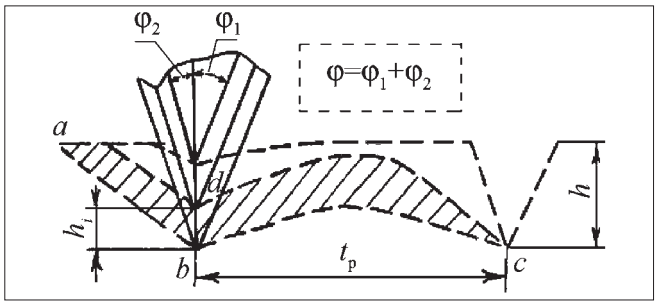


Рис. 3. Повторно-блокированный рез асимметричным дисковым инструментом

$t_р/h$ как для асимметричного, так и конического дискового инструмента можно наблюдать, что при многократном перекатывании асимметричного инструмента на глубину h_i происходит "соединение" линии скола с предшествующим резом, которое связано с наличием заднего угла φ_2 и разупрочнением массива вследствие многократного внедрения инструмента. Зона выкола пород при внедрении режущего диска на глубину h_i находится в области "a, b, c, d".

Поэтому для более рациональной работы дискового инструмента в режимах свободного и повторно-блокированного резания следует принимать дисковый инструмент с углами заострения φ = 30...35° при наличии задних углов φ_2 = 5° (см. рис. 2, 3) [2].

Для получения наименьших значений удельной энергоемкости процесса разрушения диаметр D дискового инструмента, радиус скругления ρ рабочей кромки и угол заострения φ диска должны быть минимальными, но не меньше некоторых величин, перечисленных выше, обусловленных условиями обеспечения прочности инструмента и конструктивными соображениями.

Важным фактором является исследование влияния ориентации дискового инструмента на исполнительном органе при разрушении массива. Поэтому в целях эффективной зарубаемости рабочего органа необходимо учитывать влияние углов наклона β и разворота α диска (отклонение торцевой поверхности диска от вектора скорости перекатывания). Разворот дисковых инструментов на 6° и их наклон на 5...8° приводит к снижению усилий перекатывания P_z на 28 %, усилия подачи P_y на 42 % и бокового P_x в 2 раза (рис. 4) [3].

Кроме того, известно, что для эффективного разрушения хрупких пород (а твердые включения в подавляющем большинстве относятся к хрупким породам) с высокими физико-механическими показателями требуются удельные нагрузки. Увеличение удельных нагрузок, развиваемых рабочим инструментом, можно добиться при использовании дисковых инструментов с зубчатой (прерывистой) режущей кромкой, что по сравнению со сплошной (непрерывной) режущей кромкой обеспечивает улучшение силовых и энергетических показателей (см. рис. 2).

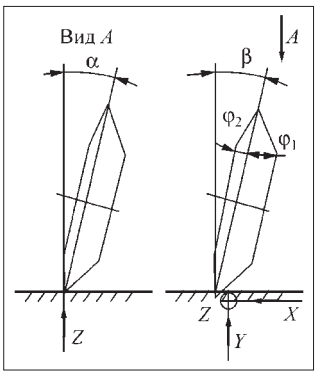


Рис. 4. Ориентация асимметричного дискового инструмента с учетом углов наклона β и разворота α

Список литературы

1. **Хорешок А.А.** Влияние геометрии дискового инструмента на процесс разрушения горного массива применительно к исполнительному органу проходческого комбайна / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Тр. V Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, посвященной 50-летию Юргинского технолог. ин-та (филиала) Томского политехн. ун-та, Юрга, 14–15 сент. 2007 г. Юрга : Изд-во ТПУ, 2007. С. 297–303.

2. **Кузнецов В.В.** Обоснование параметров и разработка исполнительного органа проходческого комбайна, оснащенного дисковым инструментом. Автореф. дис. канд. техн. наук. Кемерово, 1992. 16 с.

3. **Хорешок А.А.** Кинематические особенности работы дисковых инструментов на рабочих органах проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. Кемерово. 2007. № 4. С. 3–5.

УДК 622.24.054:622.232.73.

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., **Н.М. Лысенко,** канд. техн. наук, доц.,
Е.А. Воробьев, инж., **В.Г. Потапов,** канд. техн. наук, доц.,
Э.В. Ржавский, магистрант, ДонНТУ,
В.С. Воскресенский, инж., ГП "Донгипроуглемаш", Украина

Установление динамических характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения

Приведены методика и результаты определения упругих и инерционных характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения с поворотными блоками резания.

Оптимизация динамических свойств очистных комбайнов нового поколения на стадии их автоматизированного проектирования является актуальной научно-технической проблемой, решение которой позволит увеличить надежность и производительность этих машин. Эта проблема предполагает решение ряда задач научного и практического характера. В их числе – задача установления динамических характеристик всех силовых подсистем и, прежде всего, тяжелонагруженных подсистем привода исполнительных органов.

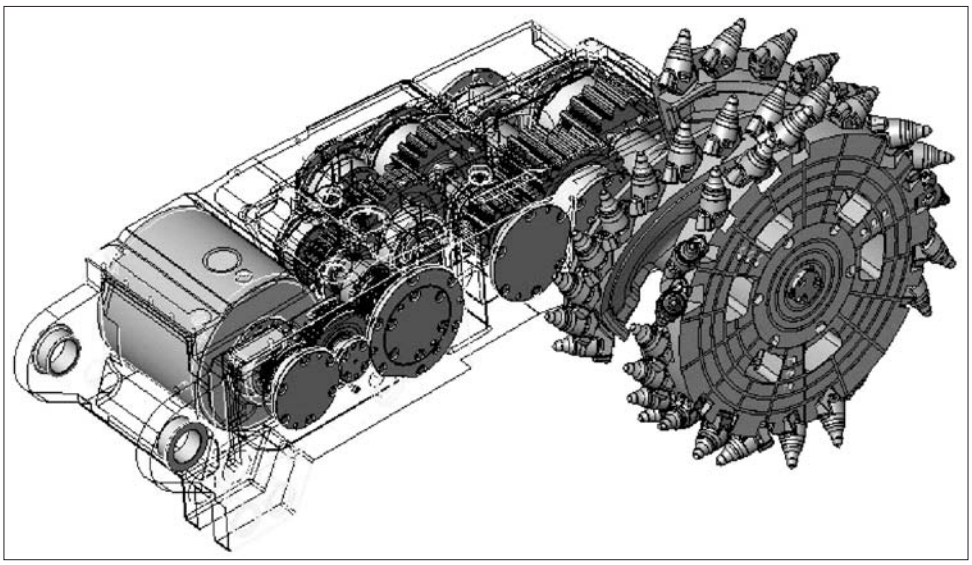


Рис. 1. Трехмерная модель поворотного блока резания комбайна КДК 500 (I типоразмер)

Проведенные к настоящему времени исследования ДонНТУ, ИГД им. А.А. Скочинского и других организаций показывают, что представление подсистем привода исполнительных органов очистных комбайнов в виде упругих валопроводов с дискретными массами является вполне приемлемым при решении большинства задач динамики. В ряде работ ученых этих организаций [1, 2 и др.] также приведены методики экспериментального и расчетного определения динамических характеристик подсистем привода применительно к очистным комбайнам прежних поколений.

Безусловно, более высокую точность результатов обеспечивают экспериментальные исследования при наличии натурных образцов машин. Вместе с тем на стадии автоматизированного проектирования вновь создаваемых очистных комбайнов возможно только расчетное определение рассматриваемых характеристик. Очевидно, что при этом в целом следует широко использовать современные компьютерные технологии, позволяющие оперативно получать достаточно достоверные результаты расчетов при любой степени сложности рассматриваемых объектов исследования, а при определении упругих характеристик необходимо, в частности, учитывать не только крутильные податливости участков валопровода, но и приведенные к крутильным изгибные деформации валов и упругие деформации в опорных узлах корпусов. Поэтому представляет интерес дальнейшее развитие ранее выполненных работ, посвященных определению динамических характеристик подсистем приводов исполнительных органов, применительно к новым объектам – очистным комбайнам новых поколений, отличающихся оригинальным структурным построением в виде поворотных блоков резания, наличием торсионных валов и других конструктивных особенностей.

Решение указанной задачи рассмотрим на примере очистного комбайна КДК 500 (I типоразмер), подсистема привода исполнительного органа (ПИО) которого выполнена в виде поворотного блока резания. Структурно-компоновочное решение подсистемы ПИО наглядно представлено в виде трехмерной модели поворотного блока резания на рис. 1 (корпус редуктора изображен в каркасном виде).

Соответствующая кинематическая схема редуктора подсистемы привода исполнительного органа приведена на рис. 2.

На указанной кинематической схеме основные элементы трансмиссии обозначены следующим образом: *1* – электродвигатель; *2* – торсионный вал; *3–5*, *7–14* – зубчатые колеса; *6* – зубчатая муфта; *15* – эксцентриковая ступица, посредством которой обеспечивается соединение исполнительного органа с выходным валом; *16* – исполнительный орган (трехзаходный шнек диаметром 1,25 м с шириной захвата 0,63 м); *I–VII* – валы и оси. Следует отметить, что специальный торсионный вал *2*, который посредством эвольвентных шлицев соединяется непосредственно с ротором электродвигателя *1* и полым валом *I*, выполняет функцию зубчатой муфты и обеспечивает повышение коэффициента податливости валопровода. Зубчатые колеса *3*, *7*, *11* конструктивно представляют собой вал-шестерни и поэтому номера соответствующих валов *I*, *III* и *V* могут рассматриваться как дублирующие обозначения данных зубчатых колес.

На основании анализа структурно-компоновочного построения рассматриваемой подсистемы ПИО составлена ее структурная формула (рис. 3), наглядно отражающая расположение выделяемых дискретных масс вдоль упругого валопровода.

Здесь $e_{ш}$, e_I–e_{VII}, $e_{(i\text{-}i+1)}$, $e_{зм}$ – соответственно крутильные податливости шлицевого, гладкого участков вала, зубчатой передачи и зубчатой муфты.

Крутильные податливости гладких участков вала, шлицевых соединений, зубчатой передачи и зубчатой муфты определялись по зависимостям, приведенным в работах [3, 4].

Определение приведенной к крутильной податливости зубчатой передачи, обусловленной изгибом валов и деформациями опор качения, выполнено в соответствии с рекомендациями, приведенными в упомянутых работах.

На рис. 4 представлены расчетные схемы вала с действующими на него силами и механической части подсистемы привода. При этом расчетная схема механической части подсистемы ПИО соответствует общему случаю возможного компоновочного решения редуктора (оси любых трех соседних валов не лежат в одной плоскости).

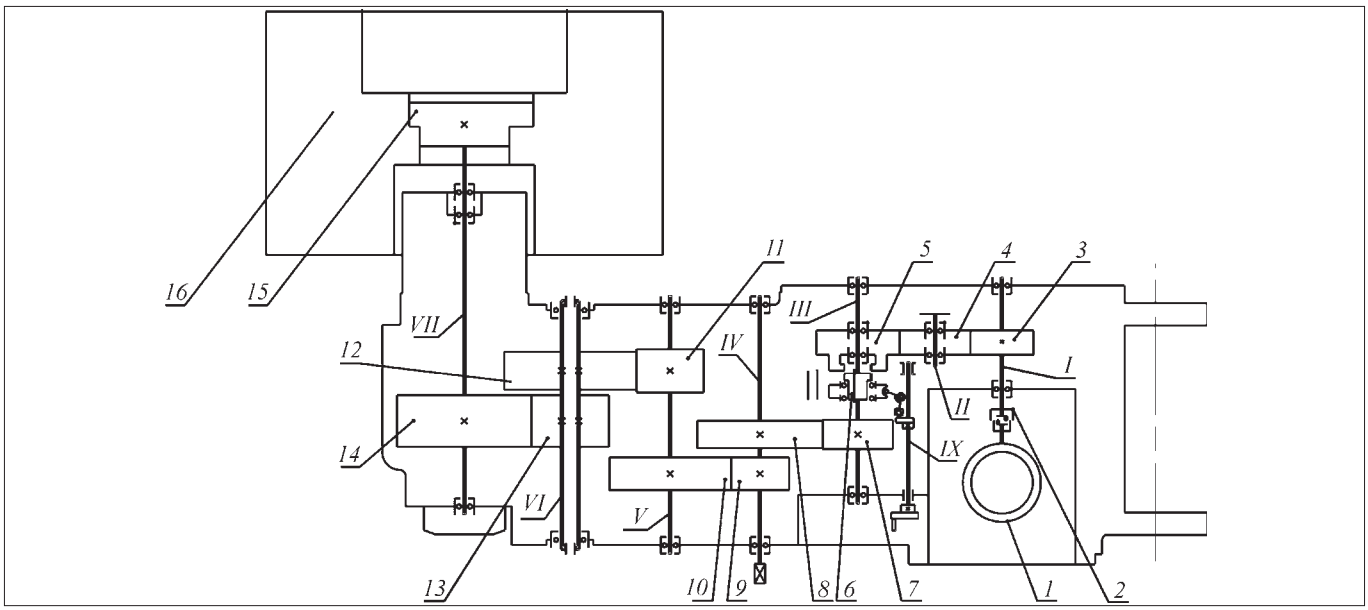


Рис. 2. Кинематическая схема редуктора подсистемы привода исполнительного органа комбайна КДК 500 (I типоразмер)

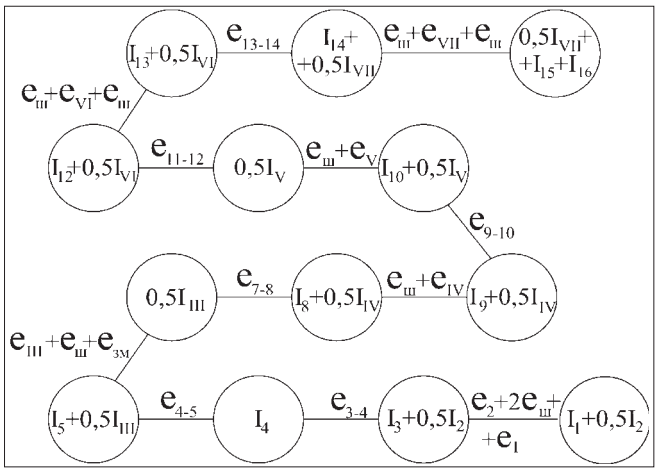


Рис. 3. Структурная формула валопровода

Здесь приведены следующие условные обозначения:

j – номер вала; i – номер колеса; *Б*, *Д* – индекс ближней и дальней опор; x_{ij} – координата расположения i-го колеса на j-м валу; z_{j-1}, y_{j-1} – координаты расположения j-го вала в координатной системе, совпадающей с первым валом – валом приводного электродвигателя; $R_{jБZ}$, $R_{jБY}$, $R_{jДZ}$ и $R_{jДY}$ – проекции полных реакций в подшипниковых опорах j-го вала на координатные оси Z и Y; F_i^Y, F_i^Z – проекции полных усилий, действующих в зацеплении i-го колеса на координатные оси Z и Y; $\alpha_{j-1,j}$ – угол, характеризующий взаимное расположение сопрягаемых валов в редукторе.

Приведенная к крутильной податливость зубчатой передачи за счет изгиба валов и деформации опор находится по формулам:

$$e^u_{i-i+1} = \frac{2\omega_j}{|\omega_j| d_w M_j}[(Y'_{i+1} - Y'_i) + (Z'_{i+1} - Z'_i)\mathrm{tg}(\alpha_{wi,\ i+1})];$$

$$Y'_{i+1} = Y_{i+1}\cos(\alpha_{j,\ j+1}) - Z_{i+1}\sin(\alpha_{j,\ j+1});$$

$$Y'_i = Y_i\cos(\alpha_{j,\ j+1}) - Z_i\sin(\alpha_{j,\ j+1});$$

$$Z'_{i+1} = Y_{i+1}\sin(\alpha_{j,\ j+1}) + Z_{i+1}\cos(\alpha_{j,\ j+1});$$

$$Z'_i = Y_i\sin(\alpha_{j,\ j+1}) + Z_i\cos(\alpha_{j,\ j+1}),$$

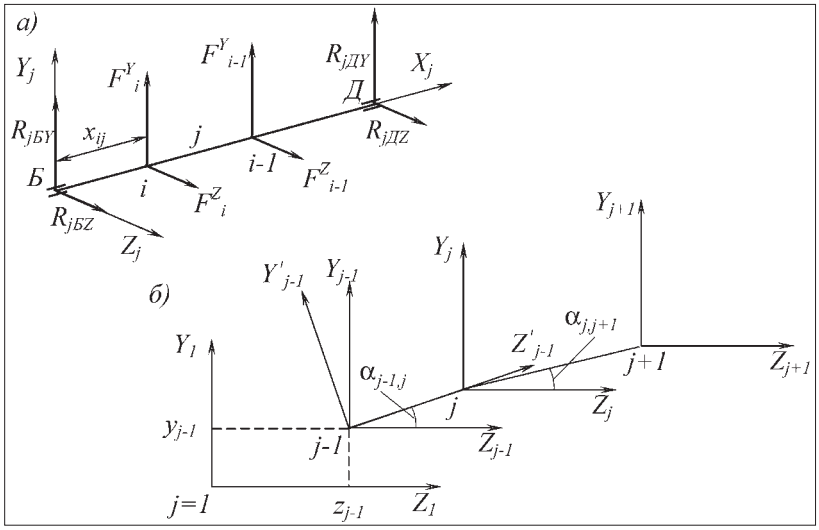


Рис. 4. Расчетные схемы:
а – вала с действующими на него силами; *б* – механической части подсистемы привода

где ω_j – угловая скорость вращения j-го вала; d_w, α_w – диаметр начальной окружности зубчатого колеса и угол зацепления зубчатой передачи; M_j – крутящий момент на j-м валу.

При этом угол $\alpha_{j,\,j+1}$ определяется по формуле

$$\alpha_{j,\ j+1} = \mathrm{arctg}\left(\frac{y_{j+1} - y_j}{z_{j+1} - z_j}\right).$$

Полные перемещения зубчатых колес (в системе X_j Y_j Z_j) вдоль осей Y_j и Z_j соответственно находятся по формулам

$$Y_i = y_i + \delta_i^Y;\ Z_i = z_i + \delta_i^Z,$$

где y_i, z_i – прогибы j-го вала под i-м колесом; δ_i^Y, δ_i^Z – перемещения i-го колеса за счет деформаций опор j-го вала.

Прогибы y_i, z_i находятся по методу конечных параметров или по формуле Мора.

Перемещения за счет деформаций опор находятся по следующим зависимостям:

$$\delta_i^Y = \frac{\delta_{jБ}^Y (L_В^j - x_{ij}) + \delta_{jД}^Y x_{ij}}{L_В^j};\ \delta_i^Z = \frac{\delta_{jБ}^Z (L_В^j - x_{ij}) + \delta_{jД}^Z x_{ij}}{L_В^j},$$

где $L_В^j$ – длина j-го вала.

Деформации опор находятся в соответствии с работой [5].

Силы, действующие на вал в месте установки i-го колеса, можно определить по следующим зависимостям:

1) колесо ведущее

$$F_i^Y = \frac{u_{i,\ i+1}}{|u_{i,\ i+1}|} F_{ri} \sin(\alpha_{j,\ j+1}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\tau i} \cos(\alpha_{j,\ j+1});$$

$$F_i^Z = \frac{u_{i,\ i+1}}{|u_{i,\ i+1}|} F_{ri} \cos(\alpha_{j,\ j+1}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\tau i} \sin(\alpha_{j,\ j+1});$$

2) колесо ведомое

$$F_i^Y = -\frac{u_{i-1,\ i}}{|u_{i-1,\ i}|} F_{ri} \sin(\alpha_{j-1,\ j}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\tau i} \cos(\alpha_{j-1,\ j});$$

$$F_i^Z = -\frac{u_{i-1,\ i}}{|u_{i-1,\ i}|} F_{ri} \cos(\alpha_{j-1,\ j}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\tau i} \sin(\alpha_{j-1,\ j}),$$

где F_τ – окружное усилие зубчатой передачи; F_r – радиальное усилие зубчатой передачи; $u_{i-1,\,i}$, $u_{i,\,i+1}$ – передаточные отношения.

Направления вращения валов считается положительным против хода часовой стрелки.

В табл. 1 приведены рассчитанные абсолютные значения крутильной, изгибной, приведенной к крутильной, и суммарной податливостей выделенных участков упругого валопровода (см. рис. 3). При этом следует отметить, что на этапе определения прогибов валов моменты сопротивления их сечений рассчитывались без учета сопрягаемых с ними деталей (зубчатых колес, дистанционных колец и т.п.), поскольку величины соответствующих прогибов не превышали среднюю величину зазоров в посадочных соединениях указанных деталей с валами.

Таблица 1

Значения податливостей участков упругого валопровода

Участки валопровода	Податливость участков валопровода, рад/(Н·м)		
	крутильная	изгибная, приведенная к крутильной	суммарная
$e_2 + 2e_ш + e_I$	$1{,}69 \cdot 10^{-5}$	–	$1{,}69 \cdot 10^{-5}$
e_{3-4}	$8{,}20 \cdot 10^{-8}$	$1{,}10 \cdot 10^{-7}$	$1{,}92 \cdot 10^{-7}$
e_{4-5}	$2{,}49 \cdot 10^{-8}$	$5{,}10 \cdot 10^{-8}$	$7{,}60 \cdot 10^{-8}$
$e_{III} + e_ш + e_{3М}$	$1{,}14 \cdot 10^{-6}$	–	$1{,}14 \cdot 10^{-6}$
e_{7-8}	$8{,}50 \cdot 10^{-8}$	$7{,}20 \cdot 10^{-7}$	$8{,}10 \cdot 10^{-7}$
$e_ш + e_{IV}$	$4{,}24 \cdot 10^{-7}$	–	$4{,}24 \cdot 10^{-7}$
e_{9-10}	$5{,}20 \cdot 10^{-8}$	$1{,}50 \cdot 10^{-7}$	$2{,}02 \cdot 10^{-7}$
$e_ш + e_V$	$1{,}75 \cdot 10^{-7}$	–	$1{,}75 \cdot 10^{-7}$
e_{11-12}	$3{,}10 \cdot 10^{-8}$	$2{,}50 \cdot 10^{-7}$	$2{,}81 \cdot 10^{-7}$
$e_ш + e_{VI} + e_ш$	$9{,}60 \cdot 10^{-8}$	–	$9{,}60 \cdot 10^{-8}$
e_{13-14}	$1{,}60 \cdot 10^{-8}$	$1{,}50 \cdot 10^{-7}$	$1{,}66 \cdot 10^{-7}$
$e_ш + e_{VII} + e_ш$	$1{,}62 \cdot 10^{-7}$	–	$1{,}62 \cdot 10^{-7}$

При определении инерционных характеристик элементов редуктора подсистемы ПИО (валов, зубчатых колес и т.д.) поэтапно из вышерассмотренной трехмерной модели поворотного блока резания извлекались необходимые сборочные узлы. В качестве примера на рис. 5 приведена трехмерная модель вала III в сборе.

Затем в составе каждого сборочного узла выделялись соответствующие подузлы и детали, моменты инерции которых определялись с помощью прикладных пакетов трехмерного твердотельного моделирования уже как отдельных дискретных масс. Применительно к рассматриваемым сборочным узлам (приводной электродвигатель, все валы в сборе, исполнительный орган) выделялись следующие дискретные элементы (см. рис. 3): ротор электродвигателя *1* (I_1); торсионный вал *2* (I_2); вал-шестерня *3* (I_3); паразитное зубчатое колесо *4* (I_4); зубчатое колесо *5* в сборе с зубчатой муфтой *6* (I_5); вал-шестерня *7* с дистанционными втулками и стаканами (I_{III}); зубчатое колесо *8* (I_8); зубчатое колесо *9* (I_9); вал *IV* с дистанционными втулками и стаканами (I_{IV}); зубчатое колесо *10* (I_{10}); вал-шестерня (см. рис. 3) *11* с дистанционными стаканами (I_V); зубчатое колесо *12* (I_{12}); зубчатое колесо *13* (I_{13}); вал *VI* с дистанционными стаканами (I_{VI}); зубчатое колесо *14* (I_{14}); вал *VII* с деталями уплотнительного узла (I_{VII}); эксцентриковая ступица *15* с деталями

узла фиксации ее в осевом направлении (I_{15}); исполнительный орган *16* (I_{16}). При этом следует отметить, что в состав I_3, I_{III}–I_{VII} также входят внутренние кольца опорных подшипников и тела их качения, а в состав I_4 – наружные кольца опорных подшипников и тела их качения.

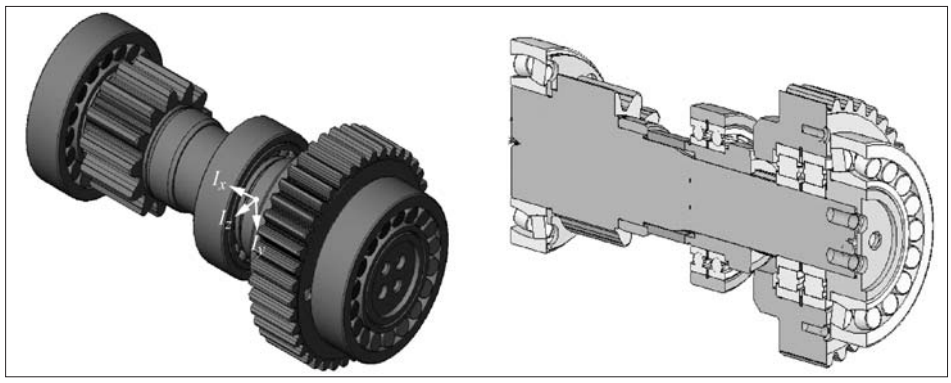


Рис. 5. Трехмерная модель вала III в сборе

Результаты расчета массово-инерционных характеристик вращающихся деталей редуктора подсистемы привода исполнительного органа приведены в табл. 2. При этом следует отметить, что с учетом сложного характера перемещения тел качения подшипников (вращение относительно своей оси и перемещение в составе сепаратора подшипника, обусловленное вращением последнего) рассчитывался их приведенный момент инерции. При этом формула для расчета приведенного момента инерции тел качения подшипников была предложена на основе баланса кинетических энергий, характеризующих соответственно реальное сложное движение тел качения и виртуальное (условное) только вращательное их движение совместно с соответствующим кольцом подшипника с угловой скоростью вала или паразитного зубчатого колеса. Указанная зависимость имеет следующий вид:

$$I_{пр} = KmR_к^2,$$

где K – коэффициент, учитывающий тип подшипника (K = 0,375 для роликового подшипника; K = 0,35 для шарикового подшипника); m – суммарная масса тел качения; $R_к$ – соответствующий радиус вращающегося кольца подшипника (внешний для внутреннего кольца подшипника, установленного на валу, и внутренний для наружного кольца подшипника, установленного на оси).

Разработанная методика определения упругих характеристик подсистем ПИО, отличающаяся, прежде всего, учетом пространственного расположения осей валов, является достаточно общей и может быть применена для ряда характерных конструктивных решений поворотных блоков резания очистных комбайнов нового поколения.

Предполагается дальнейшее использование данной методики на этапе автоматизированного проектирования очистных комбайнов, а рассчитанные значения динамических характеристик подсистемы ПИО очистного комбайна КДК 500 – при имитационном моделировании рабочих процессов рассматриваемого комбайна в целях оптимизации динамических параметров его силовых подсистем.

Таблица 2

Результаты расчета массово-инерционных характеристик вращающихся деталей редуктора

№ позиции дискретного элемента	Масса, кг	Момент инерции, кг·м^2	№ позиции дискретного элемента	Масса, кг	Момент инерции, кг·м^2
1	950	1,95	10	51	0,932
2	18,1	0,008	V	103,1	0,332
3	16,5	0,045	12	85,8	1,848
4	17	0,179	13	36	0,349
5	26,5	0,304	VI	84	0,271
III	42,9	0,091	14	106	2,147
8	43,3	0,841	VII	208	0,858
9	12	0,055	15	66,3	0,825
IV	44	0,109	16	1569	240,5

Список литературы

1. **Методика** исследования динамических характеристик и структур трансмиссий исполнительных органов угледобывающих комбайнов // В.Г. Гуляев, А.К. Семенченко, П.А. Горбатов, В.И. Тарасевич // Известия вузов. Горный журнал. 1973. № 11. С. 106–110.

2. **Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я.** Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. 239 с.

3. **Ривин Е.И.** Динамика привода станков. М.: Машиностроение, 1978. 204 с.

4. **Терских В.П.** Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Л.: Судостроение. Т. 1. 1969. 206 с.

5. **Левина З.М., Решетов Д.Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

УДК 622.271.1

В.Е. Кисляков, д-р техн. наук, проф., **В.М. Чустугешев,** канд. техн. наук, доц.,
Институт цветных металлов и золота СФУ, г. Красноярск

Выемка обводненных техногенных образований золота устройством шнекового типа

Рассмотрены конструктивные решения устройства шнекового типа для выемки обводненных техногенных образований золота и параметры выемки при использовании предлагаемого устройства.

Истощение сырьевой базы россыпного золота и вовлечение в эксплуатацию труднодоступных месторождений со сложными горно-техническими условиями разработки обращает внимание на значительное количество техногенных образований, скопившихся за многие десятилетия. Первичная отработка золотоносных россыпей, как правило, изменяет, а в некоторых случаях улучшает горно-технические характеристики техногенных образований: уменьшает валунистость и глинистость пород, а также характеризуется локальным повышением содержания металла. Однако разработка небольших запасов обводненных техногенных образований традиционными драгами и земснарядами из-за их пространственного рассредоточения, высокой энергоемкости процесса транспортирования песков от забоя до обогатительного оборудования и значительных эксплуатационных потерь металла приводит к снижению экономической эффективности освоения этих объектов.

Высокая энергоемкость процесса транспортирования песков от забоя до обогатительного оборудования обусловлена тем, что пески транспортируются черпаками, масса которых достигает от 600 до 2650 кг, причем в песках находится крупная фракция, не содержащая полезного компонента, которая подается на обогащение, а после транспортируется в отвал; при работе земснарядов на обогащение подается порода с большим объемом воды (на 1 м^3 песков до 18 м^3 воды). Причины эксплуатационных потерь золота: уменьшение всасывающей способности землесоса с увеличением глубины драгирования, благодаря чему поднимаются только легкие частицы, а золото остается на дне разреза; осложнение работы обогатительного оборудования с подачей большого количества воды. Поэтому одной из важнейших задач является технико-технологическое перевооружение отрасли, требующее использование новой системы машин и технологий их применения [1].

Целью работы является повышение эффективности дражной разработки техногенных образований за счет снижения энергетических затрат, а также эксплуатационных потерь полезного компонента за счет адаптации нового многофункционального дражного агрегата шнекового типа к горно-техническим условиям техногенных образований золота.

Анализ энергоемкости процесса транспортирования при применении традиционного оборудования показал следующее. Самая высокая энергоемкость (183,6 кДж/м^{3}п. м) была зафиксирована при использовании бульдозера ДЗ-27С на базе трактора Т-130 [2]. При дражном способе самая высокая энергоемкость (133,2 кДж/м^{3}п. м) характерна для мини-драги МД-50 и для 80-литровой драги (130,89 кДж/м^{3}п. м). К наиболее перспективному решению снижения энергоемкости (до 72 кДж/м^{3}п. м) можно отнести применение на транспортировании песков дражного агрегата шнекового типа, установленного на драге.

В настоящее время с появлением на отечественном и зарубежном рынках нового обогатительного оборудования (концентраторы, сепараторы, гидроциклоны, шлюзы с непрерывной разгрузкой концентрата) появилась возможность извлекать из техногенных образований тонкое и мелкое золото. Основными условиями, необходимыми для эффективной работы этого оборудования, являются подача породы на обогащение определенного класса крупности и технологической воды. Использовать вышеперечисленное оборудование на шнековой драге возможно за счет применения дражного агрегата шнекового типа (рис. 1) [3–5].

Техногенные образования шнековым рабочим органом подаются в дражный агрегат, где происходит их разделение по крупности. Так как крупные классы вмещающих пород техногенных образований не содержат полезных компонентов, галечная фракция отсыпается в отвал на дно разреза на расстоянии от забоя, предотвращающем разубоживание. Подрешетная фракция поступает на обогатительное оборудование, установленное на драге. Хвосты промывки транспортируются по кормовым колодам и складируются на галечный отвал.

Достоинства применения шнековой драги по сравнению с традиционными драгами и земснаряда-

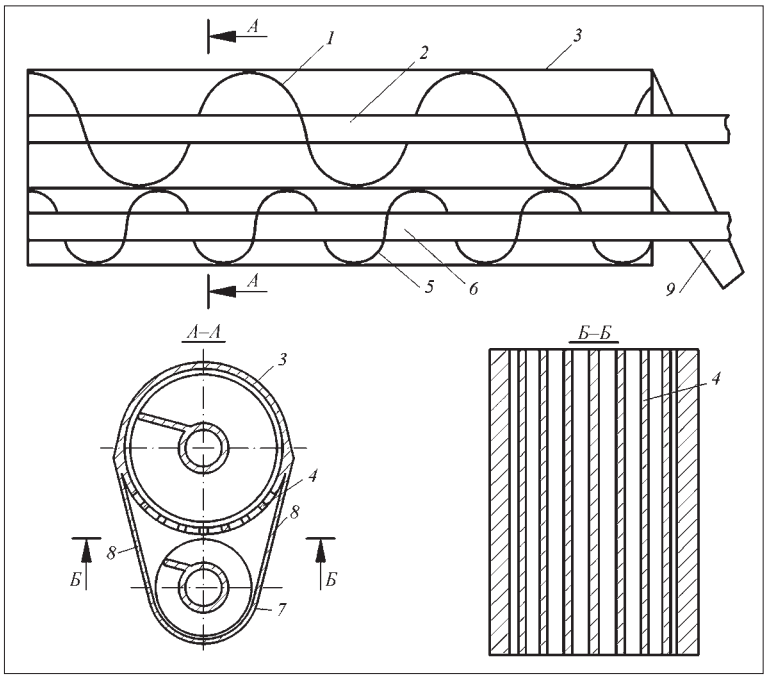


Рис. 1. Дражный агрегат шнекового типа:
1, *5* – спиральные ленты; *2*, *6* – валы; *3* – неподвижный кожух; *4* – колосниковый грохот; *7* – кожух; *8* – пластины; *9* – лоток

ми: одновременное совмещение процессов выемки, транспортирования, предварительного обогащения и галечного отвалообразования; незначительная металлоемкость конструкции; мобильность и автономность; полностью закрытая конструкция дражного агрегата, которая позволяет исключить потери полезного компонента при транспортировании.

Для определения влияния удельной площади просеивающей поверхности, скорости вращения шнека, угла наклона рамы дражного агрегата, содержания подрешетного класса в техногенных образованиях на эффективность просеивания и режимы работы дражного агрегата проведены экспериментальные исследования с применением методов физического моделирования.

В результате обработки экспериментальных данных получена многофакторная математическая модель эффективности просеивания (%):

$$Э_{пр} = \frac{17{,}149 \cdot Q^{-0{,}6476} S}{10{,}15 \cdot 10^{-4} e^{-0{,}021\alpha} N - (0{,}28 \cdot 10^{-4} \alpha^3 - 6{,}48) 10^{-4} + [(0{,}14 \cdot 10^{-2} \alpha^2 - 0{,}16\alpha - 1{,}524) 10^{-6} N + (81{,}62 - 0{,}016\alpha) 10^{-4}] S}, \quad (1)$$

где S – удельная площадь просеивающей поверхности (отношение общей площади неподвижного кожуха к площади просеивающей поверхности), м^2/м^2; N – скорость вращения шнека, мин$^{-1}$; α – угол наклона рамы дражного агрегата, °; Q – содержание в техногенных образованиях подрешетного класса, %; e – основание натурального логарифма.

Например, при исходных данных: S = = 0,035 м^2/м^2, N = 60 мин$^{-1}$, α = 20°, Q = 80 % расчетная эффективность, определяемая по формуле (1), составляет 80 %, что совпадает с результатами эксперимента.

В результате математической обработки экспериментальных данных выявлено, что с увеличением угла наклона рамы дражного агрегата эффективность просеивания техногенных образований растет экспоненциально (рис. 2). Ее модель имеет следующий вид:

$$Э_{пр} = g e^{i\alpha}, \%, \quad (2)$$

где g, i – эмпирические коэффициенты, зависящие от скорости вращения шнека и удельной площади просеивающей поверхности (например, при N = 80 мин$^{-1}$ и S = 0,035 м^2/м^2, g = 39,34, i = 0,012).

Это объясняется тем, что с увеличением угла наклона рамы агрегата транспортируемый материал попадает на винтовую реборду шнека, где при его вращении на частицы транспортируемого материала начинает действовать центробежная сила, под действием которой частицы устремляются по касательной к периферии винтовой реборды. При этом частицы транспортируемого материала, достигнув периферии винтовой реборды, будут прижиматься к стенкам кожуха, а так как нижняя часть кожуха выполнена в виде колосникового грохота, частицы размером меньше ширины щели колосникового грохота проваливаются вниз.

Несмотря на то, что с увеличением угла наклона рамы агрегата происходит увеличение эффективности просеивания, производительность шнековой драги, а также рабочая площадь просеивающей поверхности уменьшаются. Так, например, из таблицы видно, что с увеличением угла наклона рамы дражного агрегата от 0 до 60°, при постоянных скорости вращения шнека и содержании подрешетного класса в техногенных образованиях, происходит снижение производительности на 0,33 м^3/ч, а рабочая площадь просеивающей поверхности при угле наклона 20, 40 и 60° уменьшается соответственно в 2, 2,5 и 7,5 раза по сравнению с площадью при горизонтальном расположении рамы дражного агрегата.

Увеличить рабочую площадь просеивающей поверхности можно за счет экспоненциального повышения скорости вращения шнека, с увеличением угла наклона рамы агрегата, что в свою очередь влечет рост производительности шнековой драги (рис. 3).

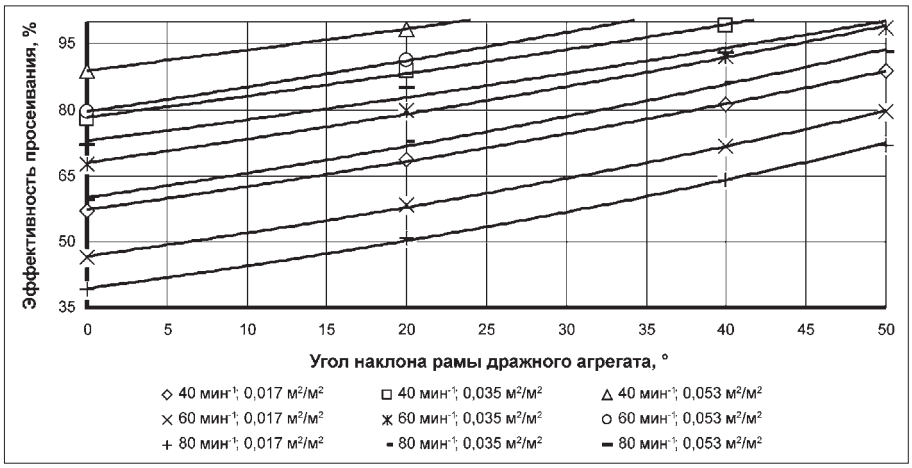


Рис. 2. Зависимость эффективности просеивания от угла наклона рамы дражного агрегата, скорости вращения шнека и удельной площади просеивающей поверхности при 80 %-ном содержании подрешетного класса

Зависимость производительности и площади просеивающей поверхности от угла наклона рамы дражного агрегата при скорости вращения шнека 60 мин$^{-1}$

Показатель	Угол наклона рамы дражного агрегата, °			
	0	20	40	60
Производительность шнековой драги, м^3/ч	3,89	3,87	3,76	3,56
Рабочая площадь просеивающей поверхности, м^2	1,42	0,77	0,59	0,19

Оптимальная скорость вращения шнека определяется из выражения:

$$N = pe^{(\nu\alpha)}, \qquad (3)$$

где p, ν – эмпирические коэффициенты, зависящие от удельной площади просеивающей поверхности и содержания подрешетного класса в техногенных образованиях (например, при Q = = 80 % и S = 0,026 м^2/м^2, p = 8,10, ν = 0,032).

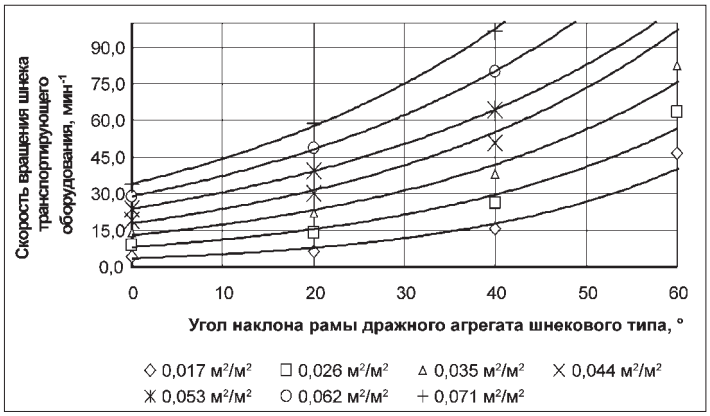


Рис. 3. Зависимость скорости вращения шнека от угла наклона рамы дражного агрегата и удельной площади просеивающей поверхности при 80 %-ном содержании подрешетного класса

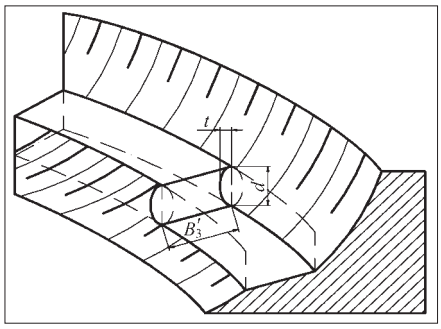


Рис. 4. Параметры отрабатываемого слоя

При послойной отработке забоя выемка производится слоями, начиная с верхней части и постепенно опускаясь на дно разреза.

Основными параметрами отрабатываемого слоя (рис. 4) являются его высота (d), толщина ($B'_з$), а также ширина (t).

Схема послойной отработки забоя шнековой драгой приведена на рис. 5.

Высота отрабатываемого слоя находится в пределах:

$$d = (0{,}5\ldots1)d_ш, \text{ м}, \qquad (4)$$

где $d_ш$ – диаметр шнекового рабочего органа, м.

Толщина отрабатываемого слоя – это расстояние между нижней и верхней поверхностями отрабатываемого слоя, которое зависит от ширины заходки, длины рамы дражного агрегата и угла его наклона, причем с увеличением последнего происходит снижение толщины слоя по параболической зависимости (рис. 6). Толщина отрабатываемого слоя определяется по формуле

$$B'_з = \sqrt{(-L_{р.а}\cos\alpha - x_В)^2 + (-L_{р.а}\sin\alpha - x_В \operatorname{tg}\alpha)^2}, \text{ м}; \qquad (5)$$

$$x_В = -A\cos^2\alpha - \cos\alpha\sqrt{A^2\cos^2\alpha - A^2 + L^2_{р.а}}, \qquad (6)$$

где $L_{р.а}$ – вылет рамы дражного агрегата, м; A – ширина дражной заходки, м.

В результате того, что с увеличением угла наклона рамы дражного агрегата происходит уменьшение толщины отрабатываемого слоя, образуется зазор (M) между забоем и кожухом агрегата, что приводит к просыпям техногенных образований и прекращению их транспортирования. Расстояние M определяется по формуле

$$M = L_ш - B'_з, \text{ м}, \qquad (7)$$

где $L_ш$ – длина рабочего органа шнекового типа, м.

Исключить зазор можно выдвижением кожуха дражного агрегата после отработки каждого слоя на расстояние M.

У шнековой драги отрабатываемый забой в плане серповидный, при этом ширина заходки от про-

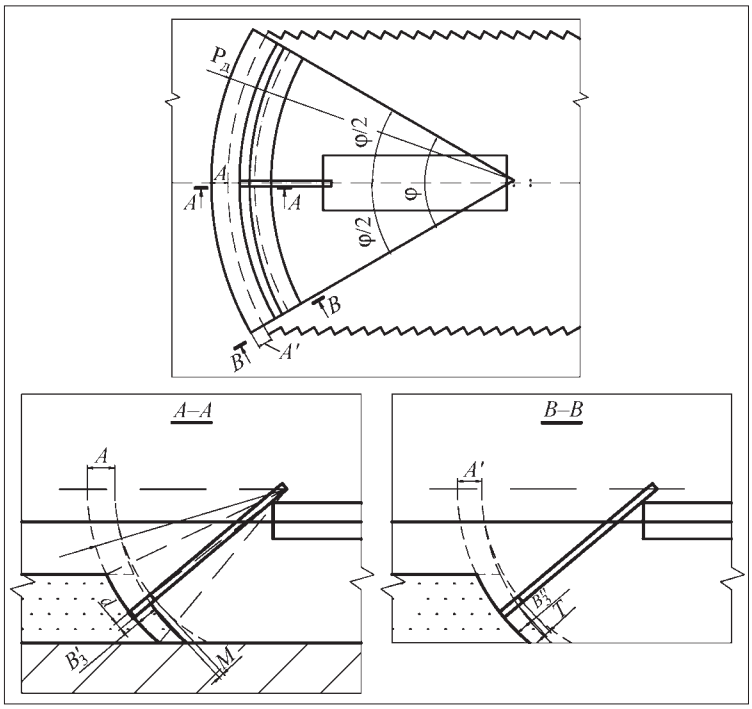


Рис. 5. Схема послойной отработки забоя шнековой драгой

дольной оси драги до торца забоя уменьшается и изменяется по зависимости:

$$A' = \sqrt{\left(-R_ч \cos\frac{\varphi}{2} - x_E\right)^2 + \left(-R_ч \sin\frac{\varphi}{2} - x_E \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\right)^2}, \quad (8)$$

$$x_E = -A\cos^2\frac{\varphi}{2} - \cos\frac{\varphi}{2}\sqrt{A^2\cos^2\frac{\varphi}{2} - A^2 + R_ч^2}, \quad (9)$$

где $R_ч$ – радиус черпания драги, м; φ – рабочий угол поворота шнековой драги в плане, °.

Вследствие этого между забоем и кожухом дражного агрегата образуется зазор T, который определяется по формуле

$$T = L_ш - B''_з, \text{ м}, \quad (10)$$

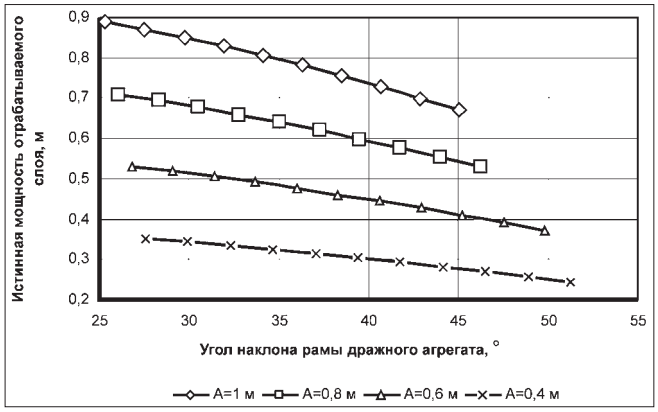


Рис. 6. Зависимость толщины отрабатываемого слоя от угла наклона рамы дражного агрегата

где $B''_з$ – толщина отрабатываемого слоя в торце забоя, м.

Толщина $B''_з$ определяется по формуле (5), только вместо ширины дражной заходки по оси драги A подставляется ширина дражной заходки в торце забоя A', которая определяется по формуле (8).

Исключить зазор можно за счет выдвижения кожуха агрегата на расстояние T.

Ширина отрабатываемого слоя

$$t = S_ш \frac{v_п}{v_{тр}} = S_ш \frac{v_п}{S_ш N} = \frac{v_п}{N}, \text{ м}, \quad (11)$$

где $v_п$ – скорость бокового перемещения драги, м/мин; $S_ш$ – шаг шнека, м; $v_{тр}$ – скорость транспортирования породы рабочим органом, м/мин.

Основные научные выводы и результаты заключаются в следующем.

1. Применение на шнековой драге дражного агрегата позволяет снизить энергоемкость процесса транспортирования техногенных образований от забоя до обогатительного оборудования до 2 раз.

2. Снижение себестоимости добычи золота на 30 % обеспечивается за счет совмещения дражным агрегатом процессов выемки, транспортирования, первичного обогащения и галечного отвалообразования.

3. Эффективность просеивания техногенных образований в дражном агрегате возрастает экспоненциально с увеличением угла наклона рамы агрегата.

4. Увеличение рабочей площади просеивающей поверхности обеспечивается экспоненциальным повышением скорости вращения шнека с увеличением угла наклона рамы дражного агрегата, что, в свою очередь, влечет за собой рост производительности шнековой драги.

5. В процессе отработки забоя шнековой драгой происходит уменьшение толщины отрабатываемого слоя, которая определяется шириной заходки, радиусом черпания драги и углом наклона рамы дражного агрегата.

Список литературы

1. **Кисляков В.Е., Чустугешев В.М., Кузнецов А.Н.** Концепция выемки обводненных техногенных накоплений шнековым рабочим органом // В сб.: Ресурсопроизводящие, малоотходные и природоохранные технологии освоения недр: Материалы Первой международной конференции. Москва. 16–18 сентября 2002 г. М.: Изд-во РУДН, 2002. С. 57–58.

2. **Кисляков В.Е., Чустугешев В.М., Кузнецов А.Н.** Энергосберегающие технологии при разработке россыпных месторождений и техногенных образований // Изв. вузов: Горный журнал. 2004. № 6. С. 3–6.

3. **Свидетельство** на полезную модель № 27158. Добычной комплекс // В.Е. Кисляков, В.М. Чустугешев, А.Н. Кузнецов, Г.В. Студенский. Опубл. 10.01.2003, бюл. № 1.

4. **Пат. РФ № 2213225.** Транспортирующее оборудование драги // В.Е. Кисляков, Д.Ю. Шакин, В.М. Чустугешев. Опубл. 27.09.2003, бюл. № 27.

5. **Пат. РФ № 2250995.** Транспортирующее оборудование драги // В.Е. Кисляков, В.М. Чустугешев, А.Н. Кузнецов. Опубл. 27.04.2005, бюл. № 12.

УДК 622.232.76.016.25:622.235

Б.А. Катанов, д-р техн. наук, проф., КузГТУ, г. Кемерово

Шнекопневматика как универсальный способ очистки скважин при вращательном бурении

Показано, что используемые в настоящее время пневматический и шнековый способы очистки скважин при бурении их как шарошечными, так и режущими долотами имеют принципиальные недостатки, связанные с образованием и удалением пыли. Предлагается использование комбинированной шнекопневматической очистки, обеспечивающей эффективную очистку скважин при вращательном бурении шарошечными, режущими и комбинированными долотами.

Добыча угля открытым способом требует выполнения значительного объема буровых работ, которые в настоящее время в основном осуществляются станками вращательного бурения с шарошечными и частично с режущими долотами.

Процесс бурения скважин состоит из непосредственного разрушения породы на забое и выноса продукта разрушения из скважины. Эффективность разрушения в значительной мере зависит от конструкции долота, а очистка скважины – от работоспособности системы транспортирования буровой мелочи.

При бурении породных массивов возникают проблемы как с разрушением пород на забое, так и с выдачей продуктов разрушения из скважины.

Одним из основных недостатков шарошечных долот является образование на забое скважины значительного количества мелких пылевидных частиц разрушаемой породы, что при очистке скважины продувкой сжатым воздухом вызывает необходимость установки на станке громоздких и ненадежных систем пылеулавливания. Процесс очистки нуждается в совершенствовании наряду с необходимостью сокращения количества мелких частиц, образующихся на забое.

Для этого необходимо искать новые решения как в области породоразрушающего инструмента, так и в области повышения эффективности процесса очистки скважин от буровой мелочи. Проведенные исследования показывают, что существенного снижения количества пыли, выходящей со скважины в составе буровой мелочи, можно достичь, используя шнекопневматическую очистку.

Сущность этого способа очистки заключается в том, что при использовании буровых штанг в виде шнеков в скважину через продольный канал в штангах подается сжатый воздух, который, подхватывая частицы буровой мелочи, находящейся на забое скважины, уносит их в межвитковое пространство спирали шнека (см. рисунок).

При этом основную роль при выдаче из скважины крупных частиц, оказавшихся в межвитковом пространстве, выполняет вращающийся навстречу пылевоздушному потоку шнек. Мелкие же частицы, подхваченные потоком, движутся по межвитковому

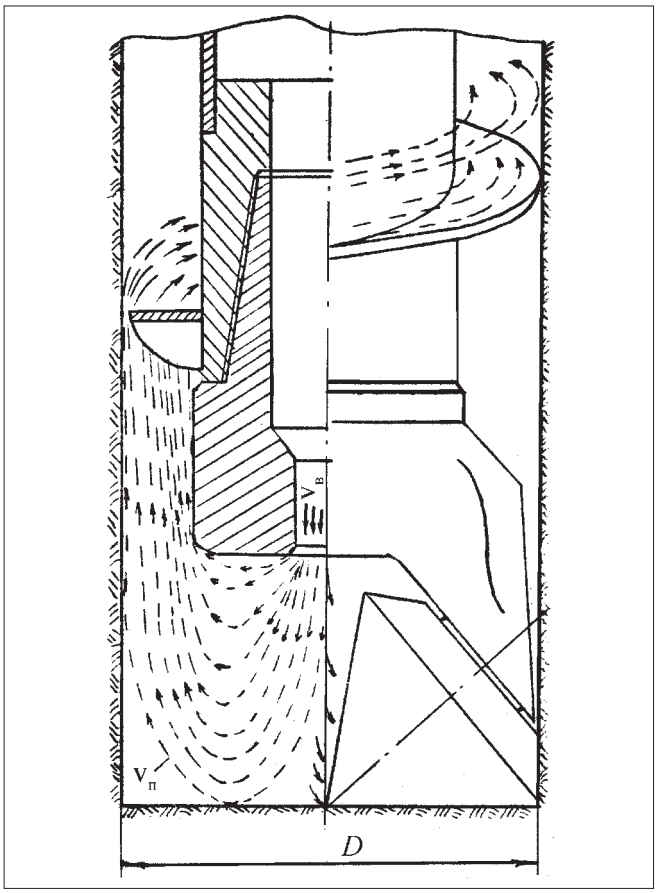


Схема пылевоздушных потоков в призабойном пространстве скважины при ее шнекопневматической очистке:
$v_в$ – скорость воздуха; $v_п$ – скорость пылевоздушного потока; D – диаметр скважины

пространству со значительной скоростью. Будучи отброшены к стенке скважины под действием центробежных сил, они оседают на стенке, а затем соскребаются с нее вращающейся спиралью. При этом они слипаются и образуют более крупные частицы, падающие на витки спирали и транспортируются ею. Количество пыли резко уменьшается. Таким образом, при шнекопневматической очистке буровой став работает как своеобразный пневмоциклон. Одновременно происходит более интенсивное транспортирование и крупных частиц по межвитковому пространству шнека, так как на них, помимо силы трения о стенку скважины, воздействует еще и аэродинамическая сила пылевоздушного потока. Под действием этих сил частица вращается со шнеком, снижает частоту вращения и скользит по спирали вверх к устью скважины. Поскольку скоростью транспортирования частицы вдоль оси скважины является осевая скорость $v_о$ – составляющая ее абсолютной скорости, которая определяется значением шага H спирали и разностью частот вращения частицы n_i и шнека $n_ш$, то $v_о = H(n_ш - n_i)$.

Сжатый воздух, встречаясь с забоем скважины со скоростью $v_в$, меняет направление движения и через зазор между стенкой скважины и долотом проходит в межвитковое пространство шнека. При этом его скорость, снижающаяся до значения $v_п$, должна быть достаточной для захвата с поверхности забоя и выноса на шнек частиц буровой мелочи. При этом долото разрушает породу на практически очищенном, как и при пневматической очистке, от частиц буровой мелочи забое. Это делает возможным применение шнекопневматической очистки при бурении скважин не только режущими, но и шарошечными и комбинированными режуще-шарошечными долотами.

Постоянный пылевоздушный поток в межвитковом пространстве шнековых штанг создает подпор в зазоре между спиралью шнека и стенкой скважины и не позволяет частицам буровой мелочи, соизмеримым с величиной этого зазора, проваливаться через него вниз или заклиниваться и разрушаться в нем. Это не только увеличивает производительность шнекового транспортирования, но и значительно снижает трение торца спирали о стенку. Снижение мощности, затрачиваемой на вращение штанг, позволяет бурить скважины на бо́льшую глубину, чем при шнековой очистке, а износ шнековых штанг по наружному диаметру при бурении абразивных пород снижается в 6–8 раз. Количество пыли при этом уменьшается, так как нет истирания.

К достоинствам шнекопневматической очистки можно отнести ликвидацию или существенное сокращение длины перебуров. Скорости транспортирования буровой мелочи могут быть увеличены в 3–5 раз по сравнению со шнековой очисткой. При этом техническая скорость бурения может составить 120...180 м/ч. При создании станка современной конструкции можно достигнуть скорости бурения 210 м/ч, что в 2–2,5 раза больше, чем у лучших моделей станков как со шнековой, так и с пневматической очисткой.

Применение шнекопневматики позволяет даже при бурении легким станком вращательного бурения (СБР) по породам с $f < 6$ увеличить его производительность в 1,5–2 раза, а максимальную глубину буримых им скважин – в 2–3 раза, увеличивая одновременно срок службы режущих и комбинированных буровых долот, а эффективная транспортирующая способность шнековых шланг сохраняется при их износе по наружному диаметру до 10...15 мм.

В связи с уменьшением на 20...25 % мощности, потребляемой двигателем вращателя, появляется реальная возможность бурить легким станком (СБР) скважины диаметром до 180...200 мм.

Расчеты, выполненные применительно к условиям бурения по породам с $f = 4...6$, показывают, что удельные затраты на 1 м скважины при шнекопневматической очистке по сравнению со шнековой сокращаются в 1,4 раза. За счет значительного сокращения расхода сжатого воздуха на очистку скважины существенно уменьшается и стоимость бурения скважин шарошечными долотами, и по сравнению с чисто пневматической очисткой (продувкой скважины сжатым воздухом).

Шнекопневматическую очистку целесообразно использовать также при бурении скважин режущими долотами с прерывной режущей кромкой.

В этом случае при разрушении породы на забое скважины образуется значительно больше крупных частиц и меньше пыли, чем при бурении не только шарошечными, но и режущими долотами со сплошной режущей кромкой.

Прерывистая режущая кромка наиболее рационально может быть обеспечена при оснащении режущих долот съемными стержневыми резцами, применяемыми на добычных и проходческих шахтных комбайнах, так как изготовление специальных резцов связано с известными трудностями, а их себестоимость довольно высока.

Применение прочных и износостойких резцов делает оправданным их использование для оснащения режущих долот, предназначенных для станков вращательного бурения тяжелого типа (СБШ).

Проведенные испытания показали, что упомянутыми резцами вполне возможно резание песчаника с временным сопротивлением одноосному сжатию до 77,3 МПа и абразивностью 15 мг, т.е. с коэффициентом крепости $f = 5...8$.

На кафедре горных машин и рудничного транспорта ИрГТУ налажено мелкосерийное изготовление режущих долот по заказам угольных разрезов, которые используют их вместо серийных шарошечных долот на станках СБШ [1].

Освоение серийного выпуска режущих долот позволило бы по-новому оценить номенклатуру выпускаемых промышленностью карьерных буровых станков. Использование шнекопневматической очистки скважин при бурении их режущими долотами существенно снизит количество пыли, выдаваемой из скважины, и позволит упростить системы пылеулавливания станков.

При бурении перемежающихся по абразивности пород могут быть с большей степенью эффективности использованы комбинированные режуще-шарошечные долота различных типов, предложенные ИрГТУ, КузГТУ и рядом других организаций. Они также позволят использовать не только преимущества режущих и шарошечных породоразрушающих элементов, но и шнекопневматической очистки скважин [2].

Освоение серийного выпуска режущих и комбинированных долот для тяжелых станков вращательного бурения и широкое внедрение в практику бурения шнекопневматической очистки позволит существенно улучшить использование выпускаемых промышленностью станков вращательного бурения тяжелого типа (СБШ), а также создать более совершенные модели универсальных станков с широким регулированием параметров, необходимость создания которых назрела и достаточно обоснована.

Недостаточное внимание промышленных предприятий и ряда ведущих научных центров к разработке принципиально новых конструкций породоразрушающего бурового инструмента для карьерных бурстанков и явно недостаточное финансирование этого прогрессивного направления не вызывает оптимизма. Такое положение дел можно объяснить прежде всего естественным нежеланием изменять установившийся процесс изготовления серийной продукции и осваивать новые виды бурового инструмента, особенно не ими предложенные.

Другим аргументом служит ссылка на зарубежные фирмы, которые такого оборудования не изготавливают. Здесь сказывается многолетняя привычка не предлагать оригинальные решения, а копировать конструкции и изделия зарубежных фирм.

Отсутствие заказов на новые конструкции бурового оборудования со стороны производственных предприятий можно объяснить их неосведомленностью, а также установившимся взглядом, что буровой инструмент зарубежных фирм лучше, чем отечественный.

Список литературы

1. **Техника,** технология и опыт бурения скважин на карьерах // под ред. В.А. Перетолчина. М.: Недра, 1993. 285 с.

2. **Проектирование** буровых инструментов для открытых горных, земляных и строительных работ: монография / В.Д. Буткин, А.В. Гилев, С.В. Доронгин [и др.]. М.: МАКСПресс, 2005. 240 с.

УДК 62-543.2:624.191.94

Д.В. Зедгенизов, канд. техн. наук, ИГД СО РАН, г. Новосибирск

Система автоматического управления воздухораспределением в тоннеле метрополитена

Представлены результаты расчетов изменения расхода воздуха в тоннеле в зависимости от аэродинамического сопротивления регулятора воздухораспределения. Приведены математическая модель регулятора воздухораспределения метрополитена как объекта автоматического управления, а также результаты численного эксперимента.

Для осуществления эффективного управления проветриванием станций метрополитенов мелкого заложения следует обеспечить совместное регулирование производительности станционного вентилятора и расхода воздуха, поступающего из тоннелей на станцию [1, 2]. Изменение расхода может быть достигнуто применением регуляторов воздухораспределения, устанавливаемых в местах тоннелей, непосредственно примыкающих к платформе.

Система автоматического управления вентиляцией на каждой станции должна обеспечивать требуемые параметры микроклимата в пассажирских и служебных помещениях путем отработки управляющих воздействий, поступающих от контроллера верхнего уровня автоматизированной системы управления проветриванием.

Система содержит две локальные подсистемы автоматического управления: САУ ВР, предназначенная для управления воздухораспределением, и САУ В, которая осуществляет регулирование производительности станционного вентилятора. Функциональная схема системы автоматического управления вентиляцией приведена на рис. 1.

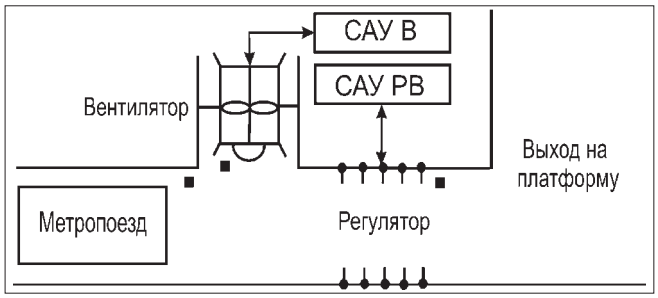


Рис. 1. Функциональная схема системы автоматического управления вентиляцией станции метрополитена мелкого заложения

Система САУ ВР автоматического управления воздухораспределением

Расход воздуха, проходящего через тоннель на платформу станции, изменяется локальной системой путем перемещения створок регулятора воздухораспределения. При этом воздухообмен на платформе определяется количеством воздуха, поступающего из всех примыкающих к станции тоннелей, эскалаторных и пассажирских спусков.

Установка регулятора непосредственно вблизи выхода на платформу позволит регулировать общий расход воздуха, поступающего из тоннелей на станцию, что обеспечит одновременный учет поршневого эффекта движущихся поездов, изменения вентиляционных режимов соседних станций, переменной естественной тяги и регулирования производительности станционного вентилятора. Система управления должна быть астатической для устранения статической ошибки, перерегулирование при отработке позиционного задания должно быть не более 20 %, время регулирования – не более 30 с.

На рис. 2 показана схема установки регулятора воздухораспределения при полностью закрытом положении в момент прохода поезда. Конструктивно регулятор состоит из створок *1*, электропривода *2* и передаточного устройства *3*, соединенного с приводом трансмиссионным валом. Створки регулятора закрывают бо́льшую часть живого сечения тоннеля и

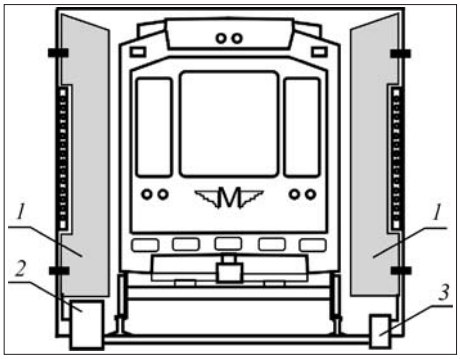


Рис. 2. Схема установки регулятора воздухораспределения в тоннеле

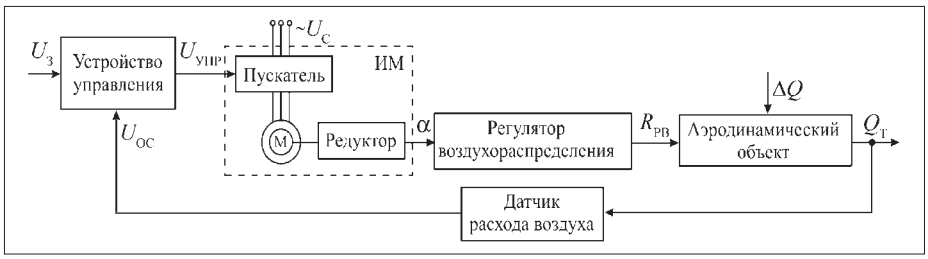


Рис. 3. Функциональная схема системы автоматического управления воздухораспределением

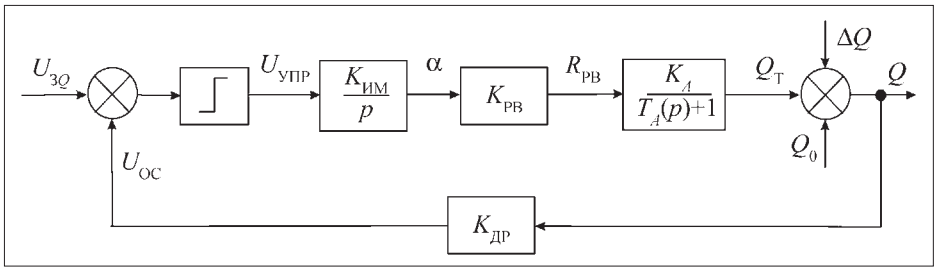


Рис. 4. Структурная схема системы автоматического управления воздухораспределения в тоннеле метрополитена

имеют вырезы под кабельные кронштейны, благодаря чему есть возможность полного открытия створок.

На основе справочных данных [3], а также результатов экспериментов [4, 5] была проведена оценка изменения сопротивления регулятора, установленного в тоннеле, при повороте его створок регулятора от 0 до 90°. При этом установлена почти линейная зависимость расхода воздуха в тоннеле $Q_т$ от сопротивления регулятора $R_{РВ}$. Для типового участка вентиляционной сети Новосибирского метрополитена при установке одного регулятора расход воздуха в тоннеле может быть снижен на 30 %.

Для решения поставленной задачи разработана одноконтурная САУ ВР, функциональная схема которой показана на рис. 3. Сигнал задания требуемого расхода воздуха в тоннеле $U_З$ формируется в контроллере верхнего уровня на основе заложенных алгоритмов, либо по командам диспетчера. Устройство управления по $U_З$ и сигналу обратной связи с датчика расхода воздуха $U_{ОС}$ формирует сигнал управления $U_{УПР}$ электромеханическим исполнительным механизмом, который изменяет угол установки створок регулятора α. При увеличении угла α растет сопротивление регулятора $R_{РВ}$. Расход воздуха в тоннеле $Q_Т$ изменяется обратно пропорционально изменению его сопротивления и контролируется соответствующим датчиком. Для дальнейших исследований в аэродинамический объект необходимо ввести возмущение ΔQ, которое учитывает совместное действие поршневого эффекта, взаимное влияние вентиляционных режимов соседних станций и прочие возмущения вентиляционного режима.

На этом основании составлена математическая модель объекта управления "регулятор воздухораспределения – участок вентиляционной сети метрополитена" в виде структурной схемы, которая изображена на рис. 4, где $U_{ЗQ}$ – задание по расходу; Q_0 – внешнее возмущение; передаточные функции: $\frac{K_{ИМ}}{p} = \frac{\alpha(p)}{U_{УПР}(p)}$ – исполнительного механизма; $K_{РВ} = \frac{R_{РВ}(p)}{\alpha(p)}$ – регулятора воздухораспределения; $\frac{K_A}{T_A(p)+1} = \frac{Q_Т(p)}{R_{РВ}(p)}$ – аэродинамического объекта; $K_{ДР} = \frac{U_{ОС}(p)}{Q_Т(p)}$ – датчика расхода воздуха.

Включение механизма поворота створок регулятора воздухораспределения осуществляется подачей напряжения ±24 В на пускатель исполнительного механизма, поэтому модель исполнительного механизма принята в виде последовательно соединенных реле и интегрирующего звена. Регулятор воздухораспределения принят пропорциональным, а модель тоннельного участка – в виде инерционного звена. Объект управления не испытывает возмущающих воздействий.

Такое упрощенное модельное представление позволило решить задачу синтеза в квазиоптимальном по быстродействию виде на основе организации скользящего режима. На основе предложенного математического описания было проведено численное моделирование переходных процессов, возникающих в системе при изменении управляющего воздействия. Результаты численного эксперимента приведены на рис. 5.

При выдаче управляющего воздействия $U_{упр}$ на исполнительный механизм происходит открытие створок регулятора на угол α от 90 до 0°, что приводит к увеличению расхода воздуха, проходящего через регулятор на 50 % (с 27 до 40 м^3/с). Перерегулирования выходной координаты не происходит, время регулирования расхода воздуха составляет 35 с и ограничивается быстродействием механизма поворота створок регулятора.

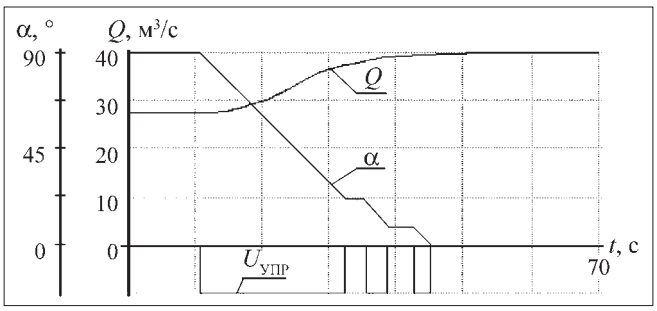


Рис. 5. Переходные процессы САУ ВР

Система САУ В автоматического управления воздухораспределением

Система обеспечивает управление вентиляционным режимом станций метрополитена мелкого заложения [1], имеет одноконтурную функциональную структуру, изображенную на рис. 6.

Система испытывает возмущения ΔQ со стороны вентиляционной сети при прохождении поезда по тоннелю, в который вентилятор нагнетает воздух. Эти возмущения вызваны поршневым эффектом движущихся поездов, который характеризуется периодическими импульсами давления и изменением аэродинамического сопротивления тоннеля при прохождении поезда.

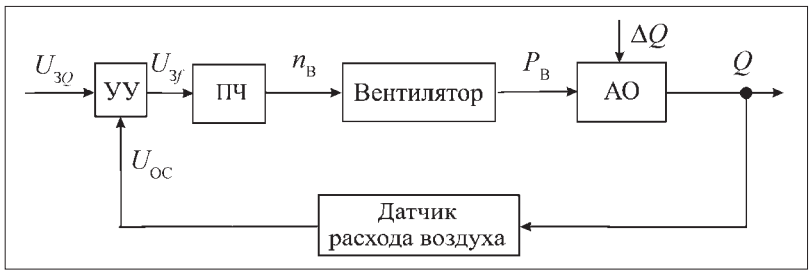


Рис. 6. Функциональная схема САУ В:
УУ – устройство управления; ПЧ – преобразователь частоты питающего напряжения; АО – аэродинамический объект – вентиляционная сеть; $U_{ЗQ}$ – сигнал задания требуемого расхода воздуха; $U_{Зf}$ – сигнал управления; $n_В$ – частота вращения вала электродвигателя вентилятора; $P_В$ – статическое давление, создаваемое вентилятором; Q – расход воздуха в сети; $U_{ос}$ – сигнал обратной связи

Регулирование производительности вентилятора осуществляется изменением частоты вращения электропривода. В работе принята модель частотно-управляемого вентилятора в виде инерционного звена:

$$W_{ПЧ}(p) = k_{ПЧ}\frac{k_1}{T_1(p)+1},$$

где $k_{ПЧ}$ – коэффициент передачи преобразователя частоты; k_1 – коэффициент передачи электродвигателя; T_1 – постоянная времени, характеризующая инерционность разгона вентилятора.

Семейство аэродинамических характеристик вентилятора при номинальной частоте вращения представлено на рис. 7.

Кривые *1–3* представляют собой характеристики участка вентиляционной сети при различных аэродинамических сопротивлениях: характеристика *2* соответствует режиму с номинальным аэродинамическим сопротивлением, характеристики *1* и *3* – режиму при изменении аэродинамического сопротивления вентиляционной сети вследствие поршневого эффекта. При регулировании частоты вращения вала электродвигателя семейство аэродинамических характеристик вентилятора смещается по характеристике сети *2* к началу координат.

Аэродинамический объект – вентиляционная сеть характеризуется моделью, связывающей расход воздуха в тоннеле с изменением давления на участке.

Передаточная функция такого объекта принята в виде

$$W_{АО}(p) = \frac{k_2}{T_2(p)+1},$$

где k_2 – коэффициент усиления; T_2 – постоянная времени участка вентиляционной сети.

Основными возмущающими воздействиями, определяющими необходимый воздухообмен, являются тепловыделения от поездов с пассажирами и аэродинамические возмущения – перекрытие поездами сечения тоннеля, возникновение циркуляционных потоков от поршневого действия движущихся поездов и т.п.

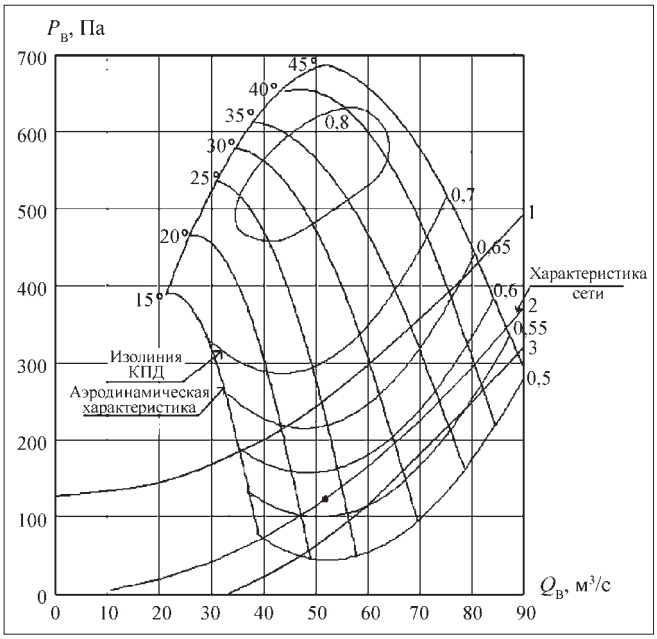


Рис. 7. Аэродинамические характеристики вентиляторного агрегата ВО-21ВК:
$P_В$ – статическое давление вентилятора, Па; $Q_В$ – производительность вентилятора, м^3/с

Структурная схема САУ В приведена на рис. 8.

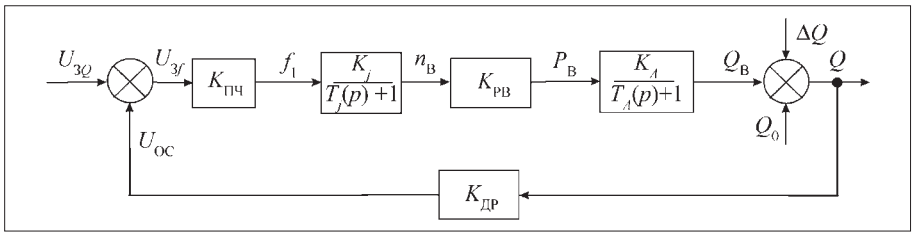


Рис. 8. Структурная схема системы автоматического управления производительностью станционного вентилятора

Список литературы

1. **Зедгенизов Д.В.** Новый подход к управлению проветриванием метрополитенов мелкого заложения // Горный информационно-аналитический бюллетень. Тематическое приложение "Безопасность". М.: МГГУ. 2005. С. 312–323.

2. **Зедгенизов Д.В.** Пути повышения эффективности управления проветриванием метрополитенов // Четвертая научно-практическая конференция с участием иностранных ученых "Наукоемкие технологии добычи и переработки полезных ископаемых". Новосибирск: ИГД СО РАН, 2005. С. 202–209.

3. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик / под ред. М.О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

4. **Экспериментальное** исследование воздухораспределения на станции "Октябрьская" Новосибирского метрополитена / Институт горного дела СО РАН: Руководитель Е.Н. Шер. Новосибирск, 1993. 97 с.

5. **Исследование** на АЦВК и в натурных условиях переходных процессов и частотных свойств вентиляционных систем перегонов, получение математического описания / Институт горного дела СО РАН: Руководитель Н.Н. Петров. № 493-15. Новосибирск, 1989. 109 с.

6. **Зедгенизов Д.В.** Формирование алгоритмов управления воздухораспределением в вентиляционной сети метрополитена // Материалы VIII школы-семинара молодых ученых "Математическое моделирование и информационные технологии", Иркутск, 2006. С. 64–68.

УДК 622.684

А.А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **Д.В. Стенин,** асп., КузГТУ, г. Кемерово

Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на их производительность

Приведены результаты исследований, выполненных в целях определения оптимальной степени загрузки карьерных автосамосвалов с учетом динамических нагрузок. Получена зависимость годовой производительности автосамосвалов от степени их загрузки.

Автотранспортные расходы от общей стоимости добычи полезных ископаемых составляют около 50 % [1] и увеличиваются по мере углубления карьеров. Одним из основных путей снижения этих расходов является повышение производительности большегрузных автомобилей. Первое направление в достижении этой цели – увеличение их грузоподъемности. Однако для освоения производства автомобилей особо большой грузоподъемности требуется значительное время. Второе направление – улучшение использования большегрузных автомобилей-самосвалов, эффект от которого получается сразу.

Огромные резервы снижения себестоимости транспортирования горной массы имеются в организации оптимальных режимов работы автосамосвалов, т.е. в повышении их производительности.

Производительность карьерного автотранспорта можно повысить как путем увеличения грузоподъемности автосамосвалов, так и за счет улучшения всей системы эксплуатации, технического обслуживания и ремонта автомобилей. С увеличением массы груза в кузове автосамосвалов возрастает их часовая и сменная производительность. А снижение степени загрузки позволит увеличить годовую производительность.

Часовая или сменная производительность автосамосвала прямо пропорционально зависит от степени загрузки при любом расстоянии транспортирования горной массы (рис. 1).

Степень загрузки автосамосвала $C_з$ в данном случае рассматривается как отношение фактического количества загружаемых ковшей ($n_ф$) к потенциально возможному количеству ковшей ($n_{п.в}$):

$$C_з = \frac{n_ф}{n_{п.в}}. \quad (1)$$

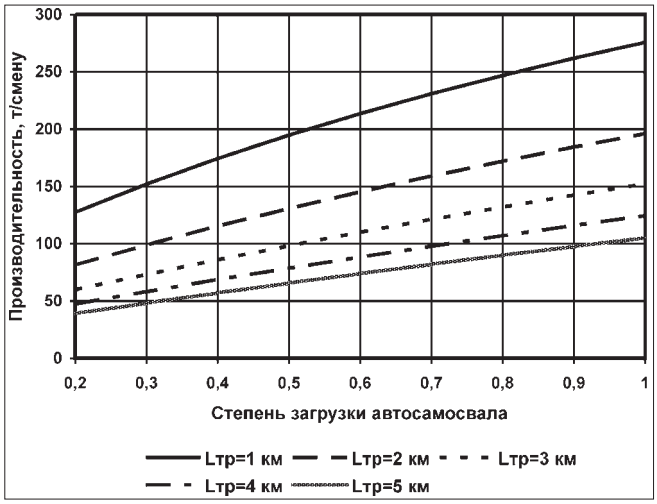


Рис. 1. Влияние степени загрузки автосамосвала БелАЗ-75213 на его сменную производительность при различных расстояниях транспортирования

При этом потенциально возможное количество ковшей – это отношение вместимости кузова автосамосвала ($V_а$) и ковша экскаватора ($V_э$):

$$n_{п.в} = \frac{V_а}{V_э}. \quad (2)$$

Одним из факторов, влияющих на производительность автосамосвала, является масса перевозимого груза:

$$m = \frac{n_ф V_э k_{нк} \rho_ц}{k_р}, \quad (3)$$

где $k_{нк}$ – коэффициент наполнения ковша; $\rho_ц$ – объемная масса (плотность) горной породы в целике, т/м^3; $k_р$ – коэффициент разрыхления горной массы.

При увеличении степени загрузки автосамосвала (т.е. числа загружаемых ковшей) возрастают динамические нагрузки на его несущую систему, что приводит к снижению ресурса (рис. 2) и увеличению простоев автосамосвала в ремонте.

Величина динамических нагрузок D и фактический ресурс несущей системы $L_ф$ автосамосвалов всех моделей можно определить по известным формулам [2]:

$$D = 135{,}9 + 4{,}5m + 5{,}9V + 8{,}1H - 5{,}7i - 0{,}4R, \text{ МПа}, \quad (4)$$

где m – масса груза в кузове автосамосвала, т; V – скорость движения автосамосвала, км/ч; H – средняя высота неровностей дорожного полотна, см; i – продольный уклон дороги, %; R – радиус поворота, м,

$$L_ф = 3333{,}5 \cdot e^{-0{,}0052 \cdot D},^{*} \text{ тыс. км}. \quad (5)$$

Из формул (4) и (5) видно, что при увеличении массы груза в кузове автосамосвала возрастают нагрузки на опорные металлоконструкции и снижается их ресурс. А это в свою очередь влечет за собой появление сверхнормативных простоев автосамосвалов в ремонте, увеличение затрат на ремонт, повышение себестоимости транспортирования и, как следствие, снижение производительности.

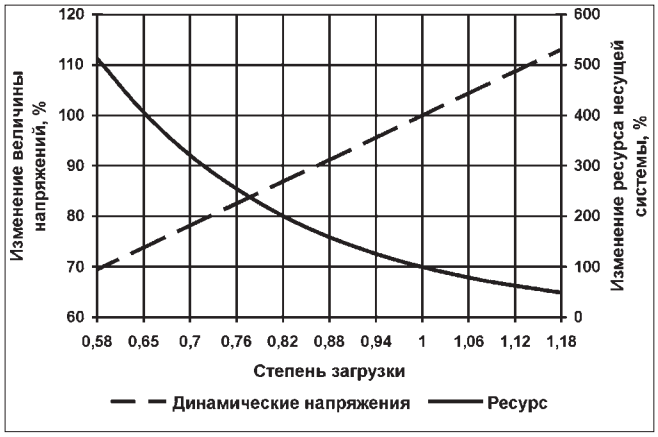


Рис. 2. Зависимость интенсивности напряжений и ресурса несущей системы автосамосвала БелАЗ-75213 от степени его загрузки

*Редакция полагает, что формула (4), в первую очередь ее численные коэффициенты, относится к конкретному типу автосамосвала.

Оценить отклонение фактического ресурса несущей системы $L_ф$ от нормативного $L_н$ можно с помощью коэффициента K_L:

$$K_L = \frac{L_ф}{L_н}. \quad (6)$$

А так как продолжительность простоя автосамосвала в ремонте прямо пропорционально зависит от его ресурса, то определить фактическое количество дней простоя в ремонте можно с помощью этого же коэффициента K_L:

$$Д^{ф}_{рем} = Д^{н}_{рем} / K_L, \quad (7)$$

где $Д^{ф}_{рем}$, $Д^{н}_{рем}$ – соответственно фактическое и нормативное число дней нахождения автосамосвалов в ремонте за год.

Отсюда следует вывод, что оценивать эффективность работы карьерных автосамосвалов с помощью одной только загрузки нельзя. Действительно, повышение степени загрузки приводит не только к увеличению производительности, но и к снижению ресурса, и в какой-то определенный момент простои в ремонте увеличатся настолько, что повлекут за собой резкое снижение годовой производительности автосамосвала.

Таким образом, годовая производительность является более сложным показателем, так как на ее величину влияют не только грузоподъемность автосамосвала и продолжительность его простоя в течение рейса, но и продолжительность простоя в техническом обслуживании и ремонте за год. В этом случае большое значение имеет ресурс несущей системы автосамосвала. Поэтому, приняв производительность в качестве критерия эффективности эксплуатации карьерных автосамосвалов, можно для каждого конкретного случая или конкретных условий эксплуатации разработать такие рекомендации, которые позволят получить максимальную эффективность при минимальных затратах.

Годовая производительность была определена из выражения:

$$W_{год} = W_{час} T_{раб.год}, \quad (8)$$

где $W_{час}$ – часовая производительность автосамосвала, т/ч (ткм/ч); $T_{раб.год}$ – продолжительность работы за год, ч

$$T_{раб.год} = Д_{раб.год} t_{см} c_р, \quad (9)$$

где $Д_{раб.год}$ – число рабочих дней в году; $t_{см}$ – продолжительность одной рабочей смены, ч; $c_р$ – число рабочих смен

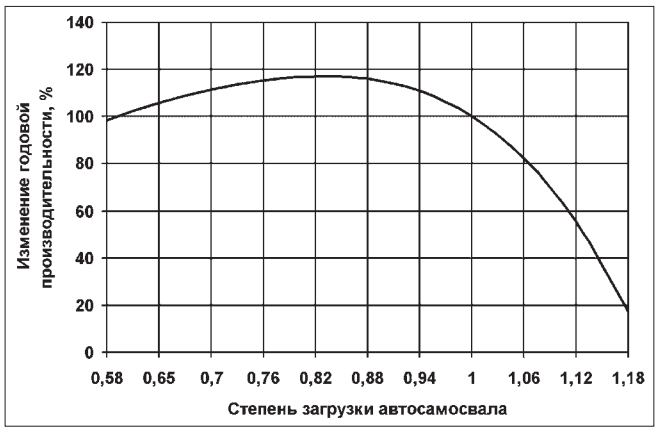


Рис. 3. Зависимость годовой производительности автосамосвала БелАЗ-75213 от степени его загрузки

$$Д_{раб.год} = Д_{кал} - Д_{вых} - Д_{ТО,\ Р}, \qquad (10)$$

где $Д_{кал}$ – число календарных дней в году; $Д_{вых}$ – число выходных дней в году; $Д_{ТО,\ Р}$ – число дней нахождения автосамосвала в техническом обслуживании и ремонте.

Продолжительность нахождения автосамосвала в техническом обслуживании и ремонте будет зависеть от времени обслуживания $Д_{обсл}$ и продолжительности простоя в ремонте $Д^{ф}_{рем}$:

$$Д_{ТО,\ Р} = Д_{обсл} + Д^{ф}_{рем}. \qquad (11)$$

Расчеты показали, что планируемая годовая производительность, например автосамосвала БелАЗ-75213, значительно зависит от степени загрузки и имеет некоторый экстремум, при котором соотношение производительности и ресурса автосамосвала будет оптимальным (рис. 3). Представленная зависимость является функцией годовой производительности от степени загрузки автосамосвала $W_{год} = f(C_з)$. Условие оптимизации при этом можно записать следующим образом:

$$(W_{год} = \max) \rightarrow C_з = \mathrm{opt}.$$

В соответствии с расчетом (см. рис. 3), уменьшив степень загрузки автосамосвала БелАЗ-75213 с 1,0 до 0,75...0,9 и снизив, тем самым, динамические нагрузки в несущей системе на 8...15 %, можно получить рост годовой производительности автосамосвала на 11...16 %.

Список литературы

1. **Казарез А.И., Кулешов А.А.** Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией. М.: Недра, 1988. 264 с.

2. **Зырянов Н.В.** Методика определения влияния условий эксплуатации на долговечность конструкций карьерных автосамосвалов // Цветная металлургия. 1994. № 11–12. С. 22–23.

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

4. **Смирнов В.П., Лель Ю.И.** Теория карьерного большегрузного автотранспорта. Екатеринбург, 2002. 355 с.

УДК.622.012:621.3.03

М.Л. Сапунков, канд. техн. наук, проф., **М.А. Бычин,** асп., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Особенности выбора характеристик микропроцессорной защиты от замыканий на землю

Рассмотрены проблемы повышения надежности электроснабжения распределительных сетей среднего напряжения поверхностного комплекса горных предприятий ОАО "Уралкалий" и "Сильвинит" верхнекамского месторождения калийных удобрений при возникновении однофазных коротких замыканий. Приведена методика расчета параметров и уставок защиты от ОЗЗ с использованием нелинейных характеристик вида RXIDG при применении трансформаторов тока нулевой последовательности. Определены предельно допустимые величины кратности наибольшего собственного тока линии, при котором будет обеспечиваться достаточная чувствительность действия защиты.

В электрических сетях напряжением 6–35 кВ поверхностного комплекса горных предприятий широко применяется токовая защита от однофазных замыканий на землю (ОЗЗ), реагирующая на действующее значение тока нулевой последовательности промышленной частоты. Эта защита обычно работает с независимой характеристикой срабатывания и имеет следующие особенности.

1. Ток срабатывания защиты $I_{ср.з}$ необходимо отстраивать от собственного емкостного тока линии $I_{л.собст}$. А с условием необходимой чувствительности защиты его значение регламентируется следующим двойным неравенством [1, 2]:

$$\frac{I_{C\Sigma}^{(1)} - I_{л.собст}}{k_ч} \geq I_{ср.з} \geq k_н k_{бр} I_{л.собст}, \qquad (1)$$

где $k_н$ = 1, 2 – коэффициент надежности; $k_{бр}$= 3...5 – коэффициент "броска", учитывающий бросок емкостного тока в момент возникновения ОЗЗ, а также способность реле реагировать на него; $k_ч$ = 1,5...2 – коэффициент чувствительности; $I_{C\Sigma}^{(1)}$ – полный емкостной ток сети; $I_{ср.з}$ – ток срабатывания защиты (первичный).

2. Область применения ограничена, так как защиту можно успешно применять только в сетях с количеством линий больше двух и с соизмеримыми по величине емкостными токами линий.

Область применения этой защиты можно оценить, воспользовавшись выражением (1), отношением собственного тока линии к значению общего тока замыкания на землю:

$$I_{C\Sigma}^{(1)} - I_{л.собст} \geq k_ч k_н k_{бр} I_{л.собст} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow \frac{I_{л.собст}}{I_{C\Sigma}^{(1)}} \leq \frac{1}{k_ч k_н k_{бр} + 1}. \qquad (2)$$

Например, в тех случаях, когда в качестве измерительного органа защиты от ОЗЗ используется электромеханическое токовое реле типа РТ-40 ($k_ч$ = 1,5, $k_н$ = 1,2, $k_{бр}$ = 3), селективная работа этой защиты может быть обеспечена лишь при кратности токов в сети $\frac{I_{л.собст}}{I_{C\Sigma}^{(1)}} \leq \frac{1}{1{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 3 + 1} \leq 0{,}15$, т.е. предельное значение доли собственного тока линии в общем токе сети может составлять не более 15 %. Это существенно ограничивает область применения защиты от ОЗЗ на базе электромеханических реле.

С появлением в последние годы современных цифровых защит, например серии SPACOM (SPAC 800 и SPAC 810), расширилась область применения защит, улучшились их функциональные возможности [3]. В данных терминалах защита от ОЗЗ основана на том же принципе действия и может быть реализована либо с независимой характеристикой, либо с использованием специальных нелинейных характеристик срабатывания.

При использовании независимой характеристики срабатывания выбор тока срабатывания защиты проводят по общепринятой методике с учетом условий несрабатывания защиты при внешнем ОЗЗ и достаточной чувствительности в соответствии с (1). Однако в этом случае расширяется область применения защиты за счет уменьшения для цифровых реле коэффициента броска до значения 1,5 [4]. Допустимая кратность токов по (2) при этом будет составлять:

$$\frac{I_{л.собст}}{I_{C\Sigma}^{(1)}} \leq \frac{1}{1{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}5 + 1} \leq 0{,}27.$$

При использовании нелинейных характеристик срабатывания вида RXIDG (рис. 1) расчет уставок за-

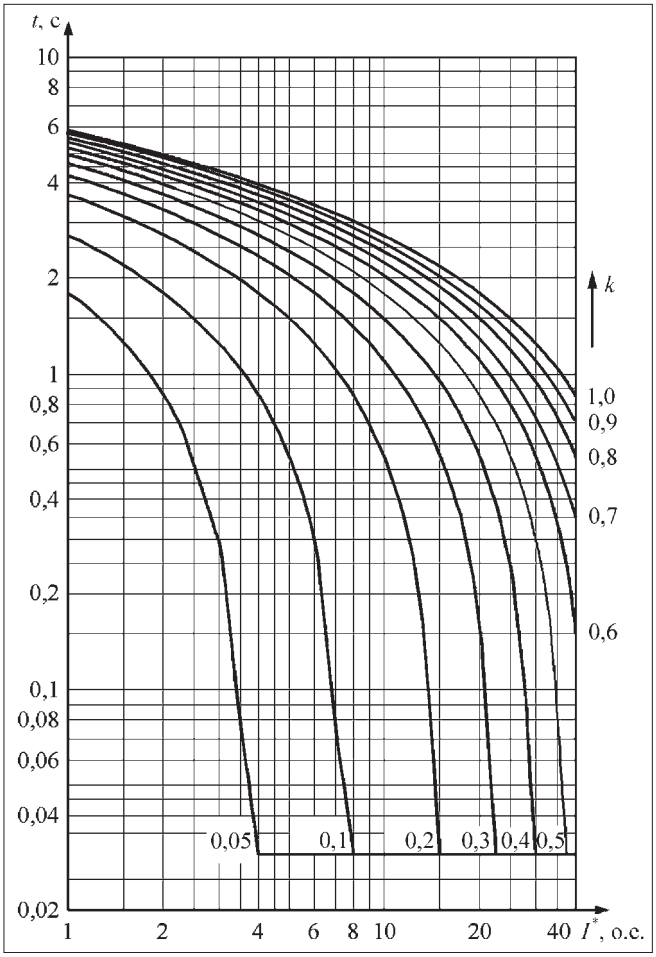


Рис. 1. Характеристики вида RXIDG

щиты несколько усложняется. Зависимость времени срабатывания защиты от кратности входного тока в защищаемой линии по этим характеристикам основывается на следующем математическом выражении:

$$t_{\text{ср.з}} = 5{,}8 - 1{,}35 \ln\left(\frac{I_{\text{ОЗЗ}}}{k I_{\text{ср.з}}}\right), \qquad (3)$$

где $t_{\text{ср.з}}$ – время срабатывания защиты, с; k – выставляемый коэффициент времени; $I_{\text{ОЗЗ}}$ – входной ток защиты от замыканий на землю при ОЗЗ.

Под величиной тока $I_{\text{ОЗЗ}}$ надо понимать $I_{\text{ОЗЗ}} = I_{C\Sigma}^{(1)} - I_{\text{л.собст}}$, т.е. ток, контролируемый трансформатором тока нулевой последовательности (ТТНП).

Временной коэффициент k может быть задан в диапазоне 0,05...1,0 [4]. Он определяет из семейства характеристик конкретную характеристику срабатывания, в соответствии с которой устройство срабатывает с необходимой выдержкой времени в зависимости от кратности входного тока по отношению к уставке. Воспользовавшись выражением (3), можно получить значение временного коэффициента k:

$$k = 0{,}0137 I^{*} e^{0{,}74 t_{\text{ср.з}}}, \qquad (4)$$

где $I^{*} = \dfrac{I_{\text{ОЗЗ}}}{I_{\text{ср.з}}}$ – кратность входного тока.

Рассмотрим на примере упрощенной принципиальной схемы электроснабжения (рис. 2) методику расчета параметров и уставок защиты от ОЗЗ с использованием нелинейных характеристик вида RXIDG. Для настройки защиты необходимо рассчитать для каждой линии: ток срабатывания защиты $I_{\text{ср.з}}$ и временной коэффициент k.

Для их определения необходимо предварительно знать значение полного емкостного тока сети $I_{C\Sigma}^{(1)}$ и далее руководствоваться следующим.

По выражению (1) для каждой линии необходимо рассчитать ток срабатывания защиты и затем найти кратность тока (I^{*}). После чего задать для защит всех линий выдержку времени $t_{\text{ср.з}}$ и, воспользовавшись выражением (4), определить коэффициент k также для защит каждой из линий. Найденные значения коэффициента k и тока срабатывания $I_{\text{ср.з}}$ необходимо выставить на соответствующих терминалах защиты от ОЗЗ.

В результате такой настройки защит при возникновении ОЗЗ в сети будет запускаться и срабатывать защита только на поврежденной линии. В случае изменения параметров электрической сети и тока, контролируемого ТТНП, значения выдержки времени будут также изменяться в определенном диапазоне в соответствии с выбранной характеристикой, вплоть до крайнего случая – отказа защиты на запуск.

Однако с использованием нелинейных характеристик вида RXIDG имеется возможность дополнительно расширить область применения защиты от ОЗЗ. Для этого ток срабатывания всех защит группы линий следует рассчитывать не по собственному току линий, а по минимальному значению собствен-

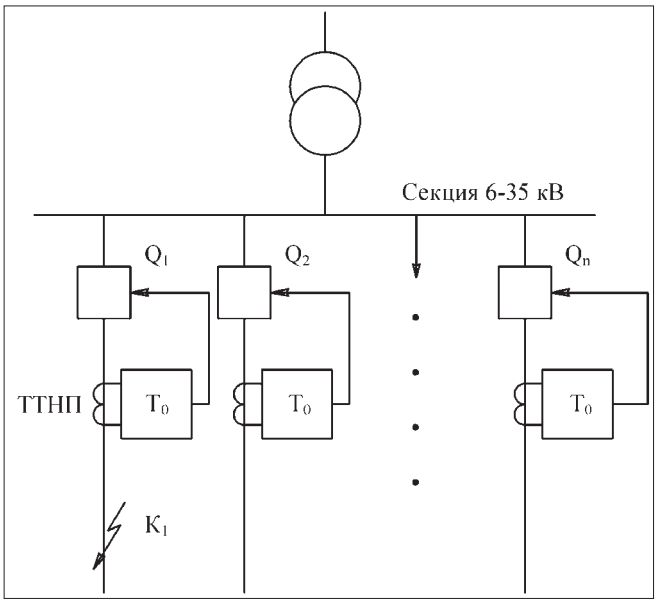


Рис. 2. Схема защиты от замыканий на землю группы линий

ного емкостного тока одной из линий $I_{л.собст.min}$. Кроме того, и в ином порядке следует рассчитывать и задавать временной коэффициент k. В таком случае при возникновении ОЗЗ в сети все защиты группы линий будут запускаться одновременно. Но первой будет срабатывать защита на поврежденной линии. Защиты на других линиях будут автоматически отстроены по времени срабатывания.

Для обеспечения селективности работы защиты с расширением области ее применения ток срабатывания защит группы линий надо также рассчитывать с учетом двойного неравенства (1), но с условием, что $I_{л.собст} = I_{л.собст.min}$. Далее, для защиты линии с наименьшим собственным током $I_{л.собст.min}$, например первая линия на рис. 2, необходимо задать время срабатывания защиты $t_{ср.з1}$. Затем, зная полный емкостной ток сети $I_{C\Sigma}^{(1)}$, необходимо рассчитать кратность тока (I_1^*) и по выражению (4) вычислить значение временного коэффициента k_1. Рассчитанные значения тока срабатывания защиты $I_{ср.з1}$ и временного коэффициента k_1 необходимо выставить на всех терминалах защиты группы линий 1...n, т.е. задать одну одинаковую характеристику срабатывания.

Такая методика расчета уставок и выбора характеристик защиты будет обеспечивать селективную отстройку по времени срабатывания защит в сети по схеме рис. 2 потому, что кратность входного тока (I^*) на поврежденной линии всегда будет больше, чем на неповрежденных линиях. Однако следует отметить, что это будет справедливо также при некоторых ограничениях допустимой доли собственного тока линии в общем токе замыкания на землю сети.

В этом случае для обеспечения селективной работы защиты с достаточной чувствительностью на линии с наибольшей долей собственного тока должно выполняться условие:

$$\frac{I_{C\Sigma}^{(1)} - I_{л.собст.max}}{k_ч} \geq I_{ср.з.min}$$

или

$$I_{л.собст.max} \leq I_{C\Sigma}^{(1)} - k_ч k_н k_{бр} I_{л.собст.min}. \qquad (5)$$

Введя обозначения: $n_{min} = \frac{I_{л.собст.min}}{I_{C\Sigma}^{(1)}}$ и $n_{max} = \frac{I_{л.собст.max}}{I_{C\Sigma}^{(1)}}$, можно получить зависимость долевого участия линии с наибольшим собственным током в общем токе ОЗЗ от наименьшего для микропроцессорных терминалов защиты ($k_ч = 1{,}5$, $k_н = 1{,}2$, $k_{бр} = 1{,}5$, рис. 3)

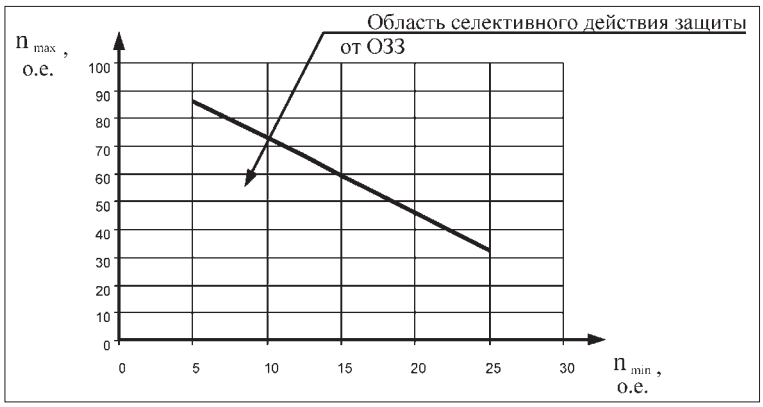


Рис. 3. Зависимость коэффициентов долевого участия с наибольшим собственным емкостным током в общем токе ОЗЗ от наименьшего при условии обеспечения селективности срабатывания защиты

$$n_{max} I_{C\Sigma}^{(1)} \leq I_{C\Sigma}^{(1)} (1 - k_ч k_н k_{бр} n_{min}). \qquad (6)$$

По данной зависимости можно определить предельно допустимую величину кратности наибольшего собственного тока линии, при котором защита будет срабатывать при достаточной чувствительности, а также определить область селективного действия защиты при возникновении ОЗЗ.

Из зависимости, приведенной на рис. 3, следует, что за счет выбора тока срабатывания группы защит по наименьшему собственному току линии данной сети и путем соответствующего выбора характеристики срабатывания действительно можно расширить область применения защиты от ОЗЗ с нелинейными характеристиками вида RXIDG. Применять такую защиту при правильной настройке можно в сетях с большой неоднородностью конфигурации по величине собственного тока линий.

Однако при условиях постоянно изменяющейся конфигурации сети – по длине и количеству линий – добиться полной селективности можно только при условии использования данных характеристик в совокупности с изменением режима заземления нейтрали с изолированной на резистивное.

Список литературы

1. **Федосеев А.М.** Релейная защита электрических систем. Учеб. для вузов. М.: Энергия, 1976.
2. **Шабад М.А.** Расчеты релейной защиты и автоматики распределительных сетей. СПб.: ПЭИПК, 2003.
3. **Нудельман Г.С., Шевелев В.С.** Избирательная защита от замыканий на землю для распределительных сетей 6–35 кВ / Энергетик. № 3. 2001.
4. **Шабад М.А.** Защита от однофазных замыканий на землю в сетях 6–35 кВ. Учеб. пособие. СПб.: ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003.

УДК 622.271.4:621.316.34

С.В. Павленко, канд. техн. наук, начальник электроцеха РУ, ОАО "Лебединский ГОК"

Электропривод экскаваторов-лопат для горно-рудного производства

Предложена конструкция кабельного канала для НКУ любого отечественного производителя экскаваторов ЭКГ-8, ЭКГ-10. Проанализирована работа задатчика интенсивности в электроприводе поворота карьерного экскаватора. Рассмотрена работа автоматического задатчика интенсивности.

Размещение низковольтных кабелей на экскаваторе

Добычу полезных ископаемых путем открытых разработок на горно-рудных предприятиях ведут одноковшовыми экскаваторами средней и большой производительности.

В систему управления приводами экскаватора, предназначенную для управления приводами главных механизмов экскаватора, вспомогательных приводов, а также для питания цепей управления, относится кроме необходимых шкафов управления, размещенных на поворотной платформе, командоконтроллеров и пульта (кресла-пульта) в кабине машиниста, комплект кабельной продукции, который для каждого НКУ включает в себя определенное число кабелей.

При монтаже экскаватора Ижорского завода низковольтный кабель НКУ (на экскаваторах применяется кабель типа КГ, который имеет срок службы 4 года) прокладывается в станине, предназначенной только для крепления шкафов НКУ. Конструкция станины имеет острые края, она полностью продуваемая с боковых сторон.

При работе экскаватора в кабельный канал попадает пыль, ветошь. Со временем это все накапливается. Спрессованные с рудной пылью кабели при работе экскаватора двигаются, трутся об острые края станины. Возникает "утечка на землю". Этот процесс повторяется. В результате кабель воспламеняется. Подсосы воздуха мгновенно раздувают пламя.

Разводка кабельной продукции на поворотной платформе экскаватора ЭКГ-10 с НКУ Ш3801.У2 с указанием пожароопасных зон представлена на рис. 1.

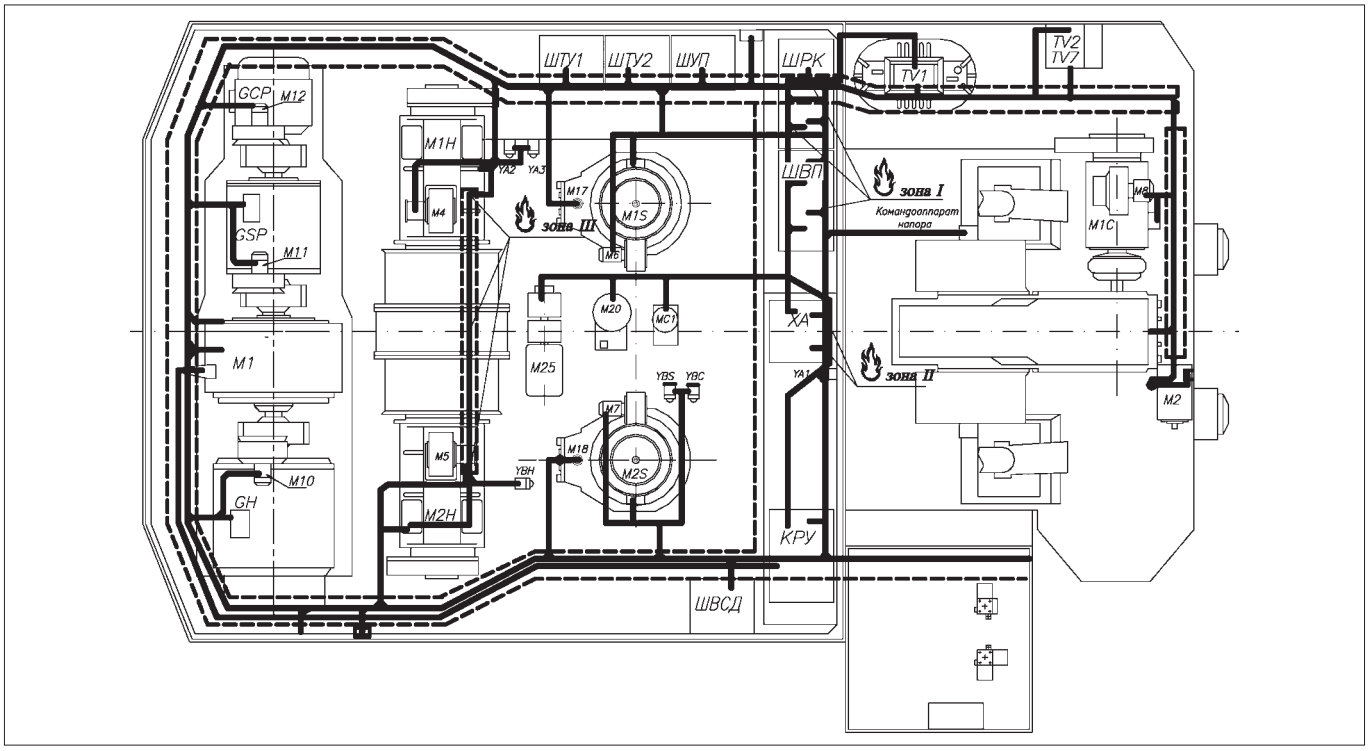


Рис. 1. Поворотная платформа экскаватора ЭКГ-10

Рис. 2. Кабельный канал, установленный на экскаваторе ЭКГ-10 № 132

Пожароопасность зоны *I* обуславливается высокой концентрацией кабельной продукции под шкафами ШРК и ШВП, зоны *II* – высокой степенью спрессовывания кабельной продукции в узком переходе возле центральной цапфы, которая нагревается при работе экскаватора, зоны *III* – пропиткой кабельных перемычек маслом, которое очень часто в результате течи подъемного редуктора заливает кабельный канал под подъемным редуктором.

Специалистами ОАО "Лебединский ГОК" разработана конструкция кабельного канала для НКУ любого отечественного производителя [4], которая может быть установлена как на экскаватор ЭКГ-10, так и ЭКГ-8.

Кабельный канал под НКУ (рис. 2) изготавливается в форме прямоугольного параллелепипеда, состоящего из двух внутренних областей. Кабельная продукция прокладывается в верхней области, нижняя область как накопитель пролива масла, воды. Верхняя часть кабельного канала съемная, состоит из нескольких частей.

В результате использования предложенной конструкции:

1) кабели вынесены из-под станины, что исключает вероятность пожара при работе электрооборудования (в шкафы НКУ кабели заходят только для подключения, на клеммники);

2) существенно облегчен ремонт и обслуживание кабельной продукции НКУ;

3) кабели убраны из узкого перехода возле комбинированного кольцевого токоприемника (без исполь-

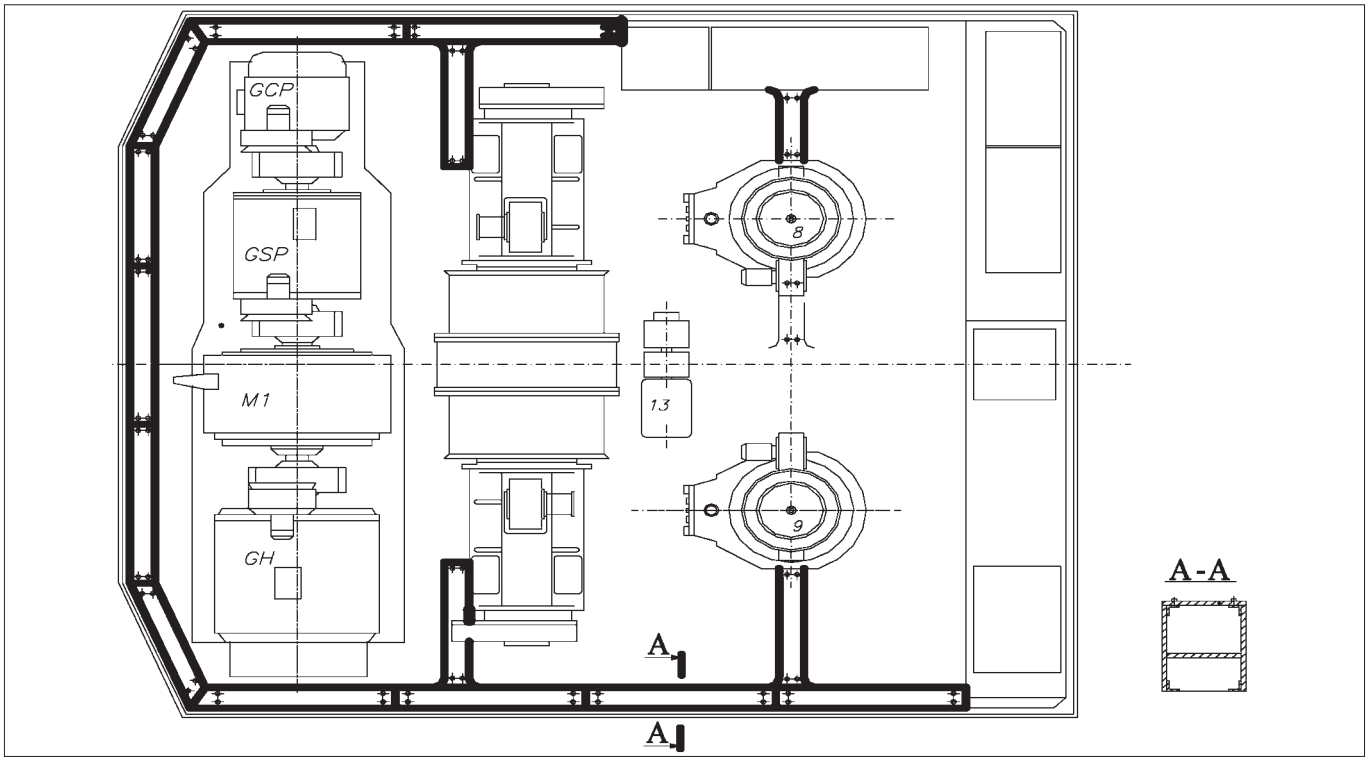


Рис. 3. Поворотная платформа экскаватора ЭКГ-10:
расположение кабельного канала в кузове экскаватора

зования кабельного канала при работе экскаватора, в результате нагрева центральной цапфы оболочка расположенных рядом кабелей подвергается высыханию и в дальнейшем разрушению);

4) кабельный канал может служить подставкой для обслуживания персоналом шкафов НКУ.

После обращений к конструкторам Ижорского завода на всех новых экскаваторах, поставляемых на ОАО "Лебединский ГОК", конструктивно заложен предложенный нашими специалистами кабельный канал.

В настоящее время на современных карьерных экскаваторах низковольтная кабельная продукция прокладывается снаружи кузова экскаватора в специальном коробе открытой конструкции. Изоляция этих кабелей под действием климатических условий и перепада температур высыхает, трескается, что приводит к возникновению утечек, ненужному срабатыванию защит и вызывает аварийные простои экскаватора. При работе экскаватора в забое этот короб часто разбивается скатившимся бутом и кабели перебиваются, что также приводит к аварийным простоям экскаватора.

Специалистами ОАО "Лебединский ГОК" предлагается размещать низковольтные кабели внутри кабельного канала, который будет устанавливаться на поворотной платформе вдоль боковых и задней стенок кузова и подходить к левому и правому двигателям вращения и подъема (рис. 3).

В результате использования этого предложения:

1) низковольтные кабели размещаются внутри кабельного канала, который устанавливается на поворотной платформе вдоль боковых и задней стенок кузова;

2) намного облегчаются их качественный ремонт и обслуживание;

3) повышается срок службы изоляции низковольтных кабелей.

Задатчик интенсивности для электроприводов экскаватора

При работе главных электроприводов экскаватора очень большое значение имеет работа задатчика интенсивности, который должен обеспечивать ограничение ускорения в легких переходных процессах и ограничение момента при больших нагрузках. В НКУ ОАО "Рудоавтоматика" применяется двухступенчатый зависимый задатчик интенсивности, который имеет два участка (рис. 4): первый ($0 - t_1$) – низкий темп нарастания задания, необходимый для ограничения рывка ρ и производной тока $\frac{\partial I_я}{\partial t}$ – плавный выбор слабины канатов и зазоров в передаче, которая не должна превышать величины 10...15 $I_{ном}$/с и второй участок ($t_1 - t_2$), обеспечивающий максимально допустимое ускорение привода ε_{max}, которое регламентировано техническими условиями на экскаватор. Таким образом, регулируемый задатчик интенсивности позволяет независимо и раздельно ограничивать величину рывка ρ_{max}, производной $\frac{\partial I_я}{\partial t}$ max, максимальное ускорение привода ε_{max}, задавая определенный темп изменения управляющего воздействия и уровень сигналов на первом, втором участках своей характеристики и ограничивая быстродействие привода по управляющему воздействию в любой необходимой степени. В случае тяжелых переходных процессов, при вступлении в действие токоограничения, темп нарастания задания на втором участке задатчика интенсивности понижается (кривая *3*) и как бы отслеживает ускорение электропривода. При подаче оператором команды на реверс в момент времени t_3 электропривод практически мгновенно начинает реверсировать (кривая *2'*), а не продолжает разгоняться, как если бы задание было по кривой *1*. По сути это параметрический задатчик интенсивности.

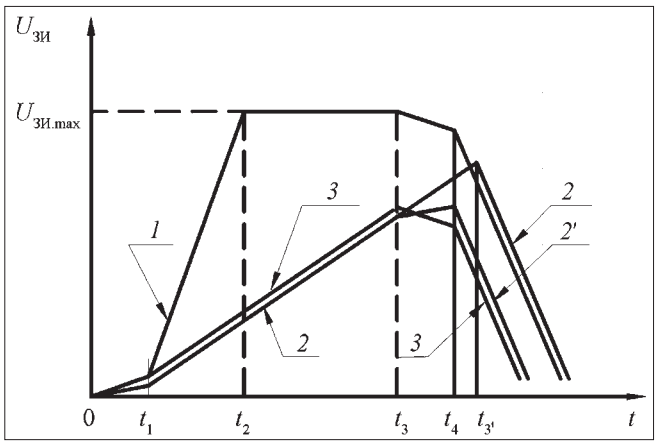


Рис. 4. Характеристики двухступенчатого зависимого задатчика интенсивности:

1 – задающий сигнал задатчика интенсивности; *2*, *2'* – управляющие сигналы электропривода; *3* – задающий сигнал задатчика интенсивности в тяжелых переходных процессах

При длительной работе экскаватора из-за износа зубьев венцовой и моторной шестерен механизма поворота временного интервала первой ступени задатчика интенсивности оказывается недостаточно и возникают удары, приводящие еще к большему износу этих шестерен. Чтобы исключить эти удары, предлагается применить в электроприводе поворота автоматический задатчик интенсивности, характеристика которого зависит от тока зацепления шестерен механизма поворота. Зависимость $E_Г$ от времени при пуске для электропривода поворота при работе автоматического задатчика интенсивности (рис. 5) формируется алгоритмом работы автоматического задатчика интенсивности (рис. 6).

Проведем расчет тока зацепления шестерен механизма поворота автоматического задатчика интенсивности для экскаватора ЭКГ-8И.

Для электропривода поворота карьерного экскаватора ЭКГ-8И применяются два двигателя поворота типа ДЭВ 812 (рис. 7). Технические данные электро-

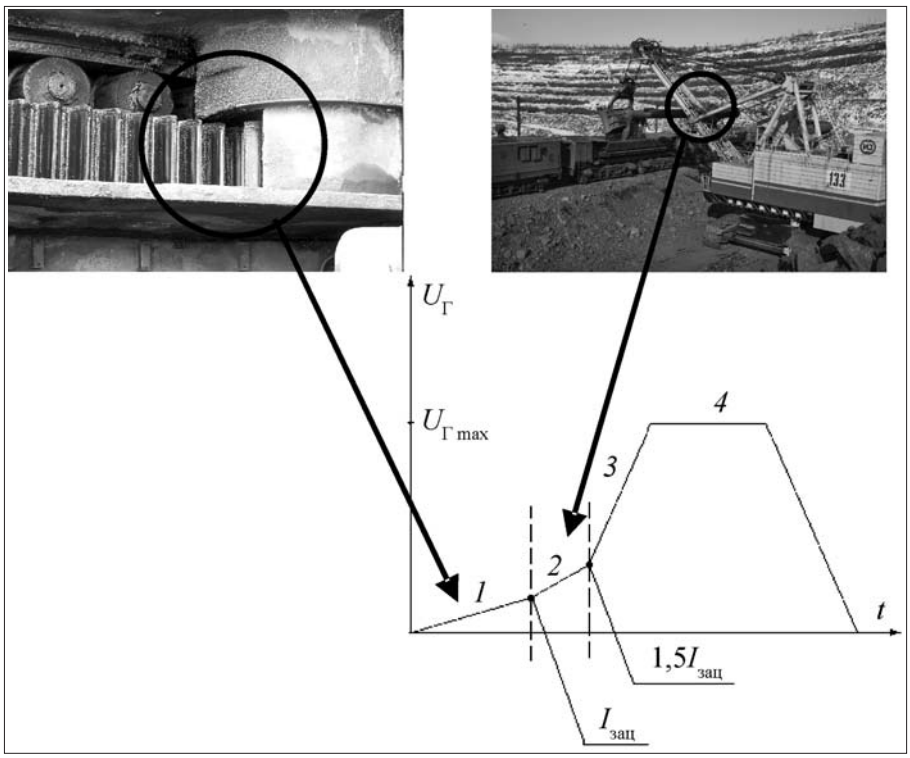


Рис. 5. Зависимость $E_Г$ от времени при пуске для электропривода поворота при работе автоматического задатчика интенсивности:
1 – участок выбора зазора в шестернях механизма поворота; *2* – участок выбора зазора в седловом подшипнике; *3* – участок разгона привода поворота с максимально допустимым ускорением; *4* – участок установившегося движения

двигателя: $P_{ном}$ = 100 кВт; $\omega_{ном}$ = 750 мин$^{-1}$; $U_{ном}$ = 305 В; $I_{ном}$ = 360 А; $I_{нез.\,возб}$ = 17,2 А, 2p = 4.

Ток механических потерь (трение в подшипниках, шестернях редуктора поворота) электродвигателя составляет 10 % от номинального и равен $I_с$ = 0,1·360 = 36 А. Примем ток зацепления $I_{зац}$ шестерен равным 50 А.

Методами структурного моделирования с использованием математического пакета Matlab v6.5 и его расширения для моделирования динамических процессов Simulink проведено исследование переходных процессов пуска электропривода поворота карьерного экскаватора ЭКГ-8И с применением автоматического задатчика интенсивности на ЭВМ.

На основании структурной схемы применения автоматического задатчика интенсивности в электроприводе поворота (рис. 8) получены осциллограммы ω и $I_Я$ (рис. 9).

Применение автоматического задатчика интенсивности позволяет обеспечить необходимый темп разгона электропривода поворота карьерного экскаватора при выборе зазоров в механизме поворота независимо от износа зубьев шестерен этого механизма.

В данной статье рассмотрены лишь некоторые, отдельные проблемы экскаваторного электропривода и предложены пути возможного их решения. На самом деле система управления экскаваторными электроприводами в силу специфики технологического процесса, особенностей конструкции механизмов, условий эксплуатации и электроснабжения требует постоянного совершенствования и развития. Только совместными усилиями конструкторов Ижорского завода, основного поставщика экскаваторов-лопат для горно-рудной промышленности, разработчиков и конструкторов НКУ для экскаватора, а также эксплуатационного

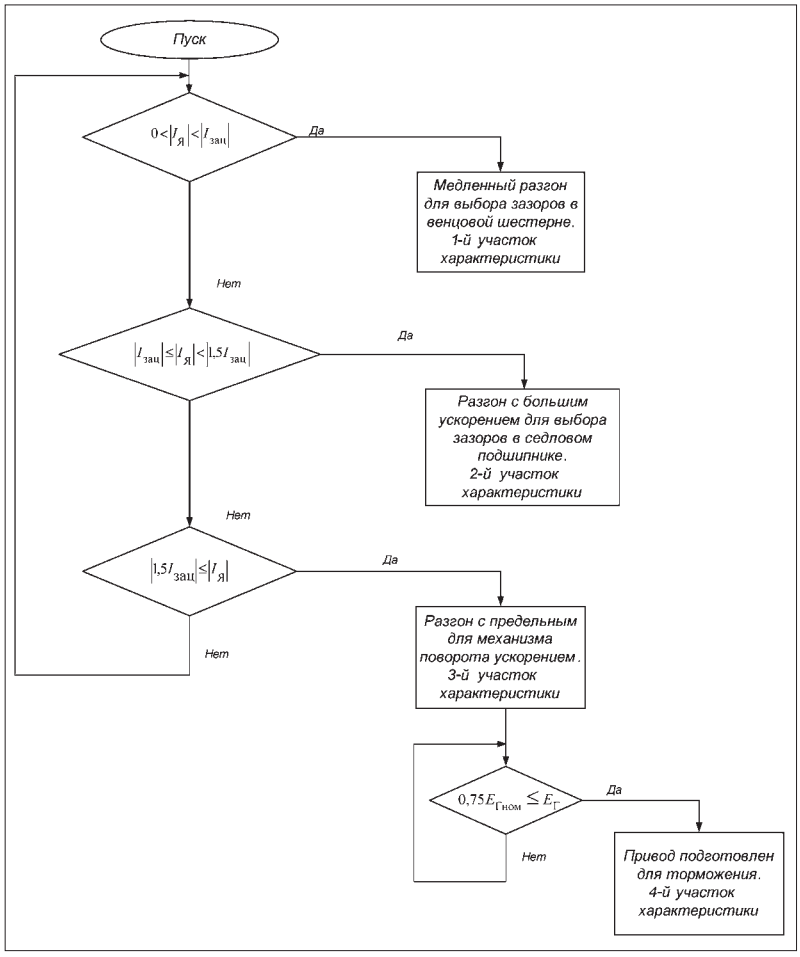
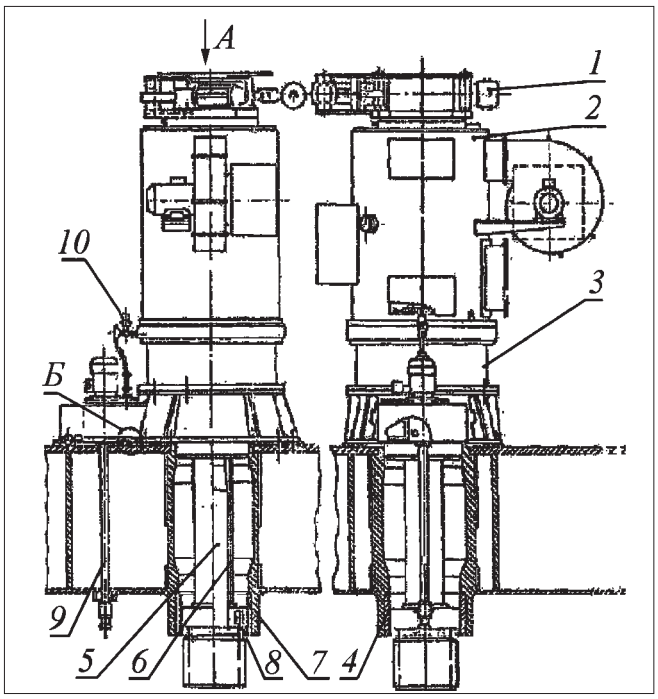


Рис. 6. Структурная схема построения алгоритма автоматического задатчика интенсивности при пуске электропривода поворота карьерного экскаватора



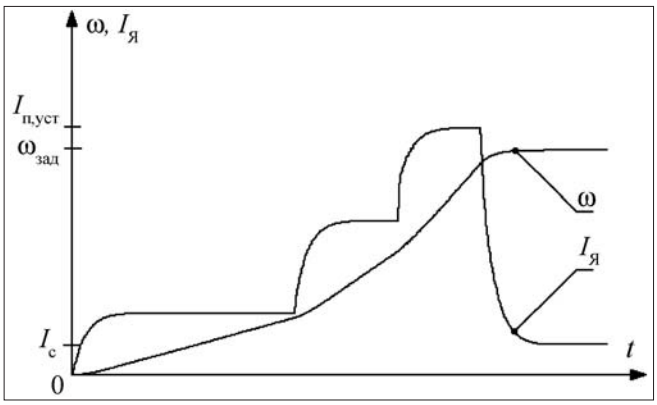


Рис. 9. Полученные осциллограммы ω и $I_я$

Рис. 7. Привод механизма поворота:
1 – тормоз; *2* – двигатель ДЭВ 812; *3* – редуктор; *5* – главный вал; *6* – распорная труба; *4*, *7* – втулки; *8* – распорное кольцо; *9* – сливная труба; *10* – реле потока

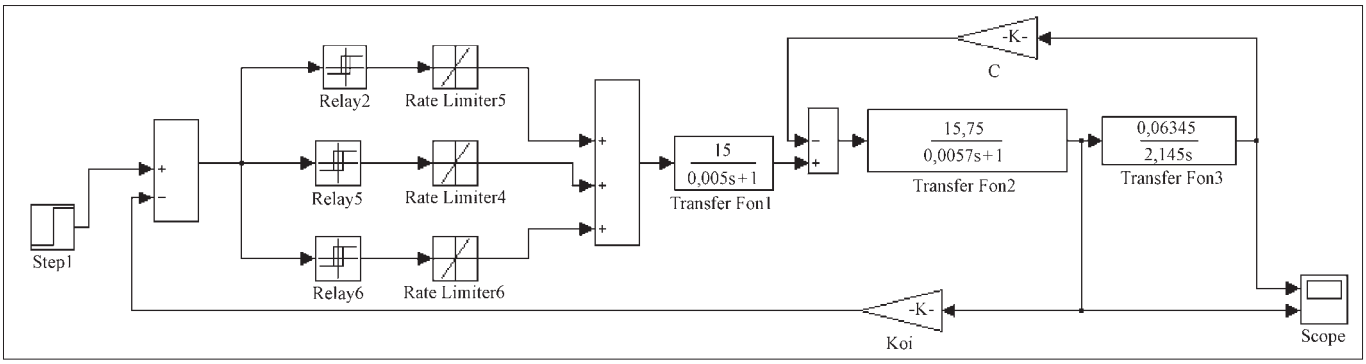


Рис. 8. Структурная схема применения автоматического задатчика интенсивности в электроприводе поворота

персонала горно-рудных предприятий, имеющего многолетний опыт эксплуатации различных отечественных НКУ, можно сделать достаточно продуманную и эффективную систему управления экскаватором.

Список литературы

1. **Ключев В.И.** Теория электропривода: Учеб. для вузов. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 2001. 704 с.

2. **Портной Т.З., Парфёнов Б.М., Коган А.И.** Современное состояние и направления развития электротехнических комплексов одноковшовых экскаваторов. М.: Знак, 2002. 113 с.

3. **Электропривод** экскаваторов: Доклады научно-практического семинара. 3 февр. 2004 г. М.: Изд-во МЭИ, 2004. 112 с.

4. **Пат. РФ № 2268523.** Устройство кабельного канала на карьерных экскаваторах (ЭКГ) под низковольтное комплектное устройство (НКУ) / С.В. Павленко, В.Е. Маклаков, Е.Д. Гончаров, С.Ф. Хомяков. Заявл. 15.12.2003. № 2003136366. Опубл. 20.01.2006. Бюл. № 2.

УДК 622.232

В.Г. Зедгенизов, д-р техн. наук, проф., **А.В. Мельников,** канд. техн. наук, доц., ИрГТУ

Моделирование рабочего процесса ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов

Предложена математическая модель ударника, выполненного по новому способу взвода, разгона и нанесения удара снарядом, основная идея которого в полном разделении энергетических потоков привода и аккумулятора энергии. Модели выполнены для этапов взвода, разгона и удара снаряда в породу.

Потребность в разрушении прочных материалов механическим способом остро ощущается в различных отраслях промышленности.

Прочные материалы в большинстве своем обладают хрупкими свойствами, и традиционным является способ их ударного разрушения. Ударники выпускают в виде сменного рабочего оборудования к универсальным строительным машинам. Наибольшее распространение получили гидромолоты к одноковшовым строительным экскаваторам, среди которых известны отечественные марки СП-62, СП-71, ГМП-600, а также продукция зарубежных фирм "Krupp" (Германия), "Rammer" (Финляндия) [1]. Однако все они обладают существенным недостатком: отсутствует разрыв кинематической связи между ударной частью и приводом в момент нанесения удара. Указанное обстоятельство препятствует наращиванию энергии удара гидромолота, которая является показателем эффективности машин ударного действия.

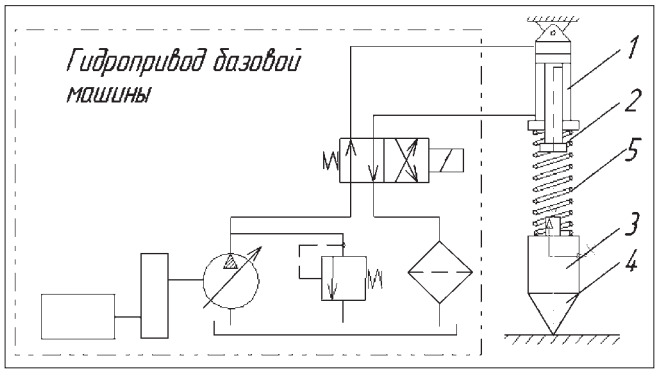


Рис. 1. Расчетная схема ударника

На рис. 1 представлена расчетная схема ударника с разрывом кинематической связи между приводом и ударной частью на этапах разгона и нанесения удара (патент РФ № 2291298) [2].

Ударник состоит из гидроцилиндра подъема *1* с захватом *2*, ударной части *3* с рабочим инструментом *4* и пружины *5*. Привод ударника осуществляется от гидропривода базовой машины (одноковшового строительного экскаватора).

В исходном положении ударная часть *3* через рабочий инструмент *4* опирается на разрушаемую поверхность. Шток гидроцилиндра подъема *1* с захватом *2* выдвинут. При подаче рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра *1* захват *2* замыкается и совместно с ударной частью *3* и рабочим инструментом *4* начинает движение вверх, преодолевая усилие пружины *5*. При достижении крайнего верхнего положения подача рабочей жидкости в штоковую полость прекращается, захват *2* размыкается, и ударная часть *3* с рабочим инструментом *4* под действием собственного веса и реакции пружины *5*, разгоняясь, наносят удар по разрушаемой поверхности. Одновременно рабочая жидкость подается в поршневую полость гидроцилиндра *1*, и шток с захватом *2* перемещается вниз до встречи с ударной частью *3*. Рабочая жидкость вновь подается в штоковую полость гидроцилиндра *1* и далее процесс повторяется.

Рабочий процесс молота существенно нелинеен, поэтому при его анализе целесообразно выделить три составляющих: взвод ударной части, разгон и нанесение удара.

Взвод. На этом этапе формируется запас энергии для нанесения удара. Ударная часть при помощи гидропривода базовой машины перемещается в верхнее положение. Уравнения движения:

$$I\frac{d\omega}{dt} = M(\omega) - \frac{qp}{i}; \qquad (1)$$

$$\lambda\frac{dp}{dt} = q\omega_1 - S\frac{dy}{dt}; \qquad (2)$$

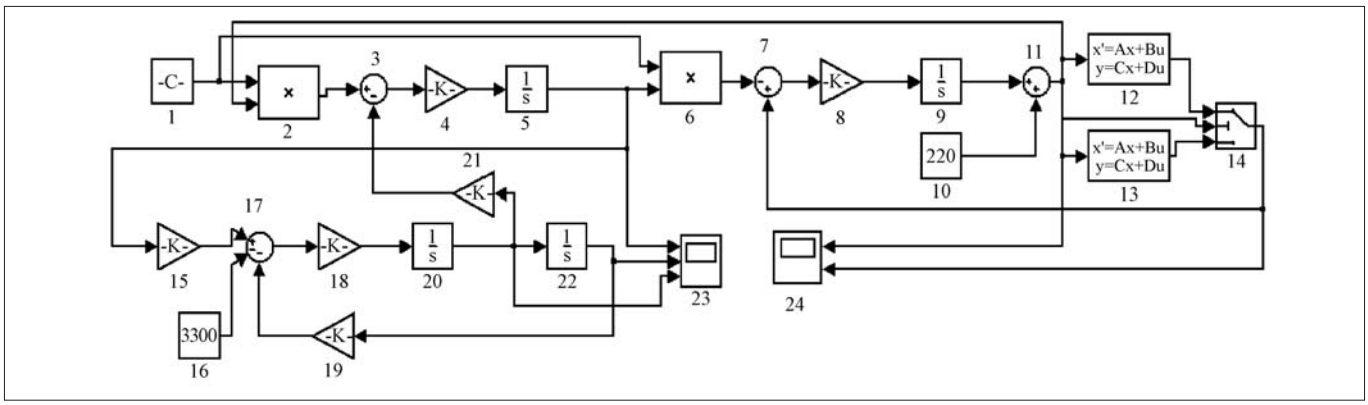


Рис. 2. Структурная схема этапа взвода в среде "Matlab"

$$\omega_1 = \omega i,$$
$$M\frac{d^2 y}{dt^2} = -cy - G, \qquad (3)$$

где I – момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей, приведенных к валу двигателя, кг·м^2; ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с; M(ω) – зависимость крутящего момента двигателя от угловой скорости коленчатого вала, Н·м; q – рабочий объем гидронасоса базовой машины, м^3; p – давление в напорной магистрали, Па; i – передаточное отношение согласующего редуктора; λ – коэффициент, учитывающий упругие свойства рабочей жидкости и трубопроводов, м^3/Па; ω_1 – угловая скорость гидронасоса, рад/с; S – площадь поперечного сечения штоковой полости гидроцилиндра, м^2; y – перемещение штока гидроцилиндра, м; M – масса ударной части, кг; c – жесткость пружины, Н/м; G – вес ударной части, Н.

Уравнение (1) определяет угловую скорость коленчатого вала дизельного двигателя в зависимости от внешней нагрузки, уравнение (2) – давление в напорной магистрали, а (3) задает перемещение ударной части.

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

- рабочая жидкость имеет постоянные параметры;
- работа регулирующей и предохранительной аппаратуры считается идеальной;
- неравность подачи насоса, утечки рабочей жидкости и внутренние сопротивления перемещению движущихся частей не учитываются.

Входом системы являются конструктивные параметры ударника: жесткость пружины, масса и высота подъема ударной части, площадь поперечного сечения штоковой полости гидроцилиндра подъема. Выходом служат давление в напорной магистрали, угловая скорость коленчатого вала двигателя базовой машины, скорость и время подъема ударной части.

Указанная модель с параметрами базовой машины – одноковшового экскаватора ЕК-14-20 – реализована в среде "Matlab" в виде структурной схемы (рис. 2).

Блоки 1....6 моделируют работу гидронасоса, блоки 8...14 – дизельного двигателя, блоки 15...22 – ударника.

В результате математического моделирования рабочего процесса ударника получены основные параметры на этапе "взвод". На рис. 3, *а* представлена зависимость основных параметров процесса взвода ударной части от жесткости пружины. Из приведенных зависимостей следует, что давление в напорной магистрали повышается прямо пропорционально жесткости пружины. При увеличении жесткости в 3 раза давление в напорной магистрали повышается в 2,75 раза. В связи с повышением давления увеличивается нагрузка на двигатель базовой машины, вследствие чего падает угловая скорость коленчатого вала и уменьшается подача гидронасоса. С уменьшением подачи незначительно снижается скорость подъема ударной части, время подъема остается почти неизменным.

При изменении высоты подъема ударной части (см. рис. 3, *б*) картина качественно не меняется за исключением времени подъема, которое увеличивается пропорционально высоте подъема ударной части. Нелинейность изменения давления в напорной магистрали объясняется динамическими свойствами рассматриваемой системы. Аналогичная картина наблюдается и при изменении массы ударной части (рис. 4, *а*).

На рис. 4, *б* представлена зависимость основных параметров процесса взвода ударной части от площади поперечного сечения штоковой полости гидроцилиндра подъема. С увеличением площади поперечного сечения давление в напорной магистрали снижается по экспоненциальному закону, при этом уменьшается нагрузка на двигатель базовой машины, вследствие чего повышается угловая скорость коленчатого вала, незначительно увеличивая подачу гидронасоса. Незначительное увеличение подачи не может компенсировать потерю скорости подъема ударной части за счет увеличения площади поперечного сечения штоковой полости, и последняя снижается также по экспоненциальному закону. Время подъема изменяется по слабовыраженному параболическому закону.

Исследуемые параметры не имеют экстремальных значений, поэтому их рациональные значения следует определять с учетом ограничений, накладываемых на процесс по конструктивным, технологическим и

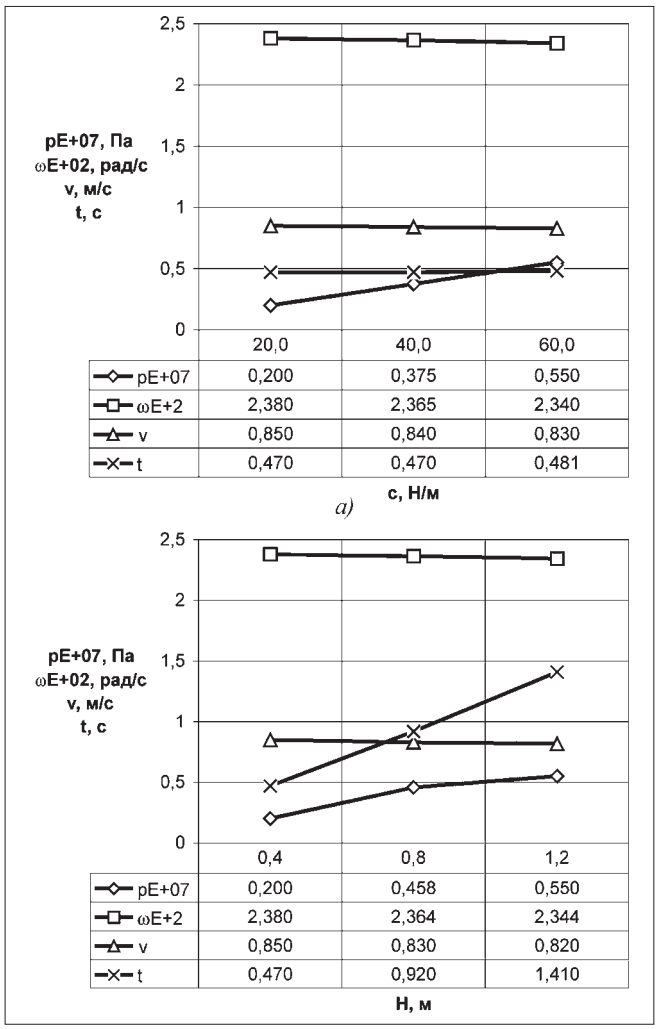


Рис. 3. Зависимость основных параметров процесса взвода ударной части от:
а – жесткости пружины; *б* – высоты подъема

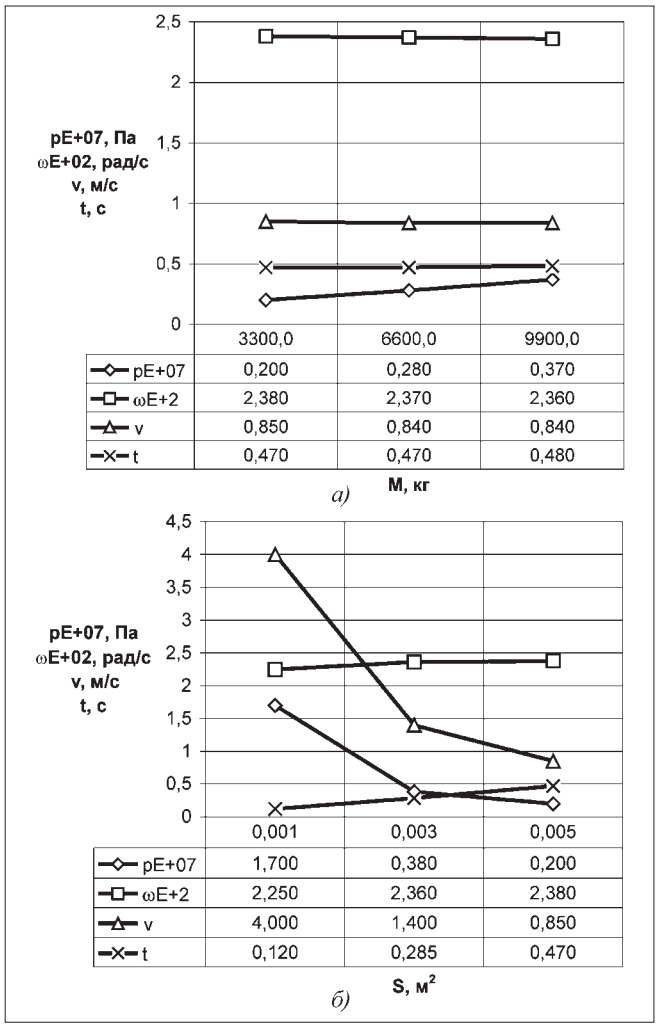


Рис. 4. Зависимость основных параметров процесса взвода ударной части от:
а – массы; *б* – поперечной площади сечения штоковой полости

другим требованиям. В качестве ограничений выступают номинальное значение давления в напорной магистрали и скорость перемещения ударной части, которые определяются характеристиками элементов гидропривода базовой машины ($p_н$ = 20 МПа, $v_н$ = = 1,5 м/с). Следствием этого является ограничение на площадь поперечного сечения штоковой полости, которая при фиксированных значениях остальных параметров не должна быть менее 0,003 м^2.

Разгон. Реализует запас накопленной энергии при взводе в виде обобщенного показателя "энергия удара". Кинематическая связь с приводом разорвана, ударная часть под действием силы тяжести и реакции пружины перемещается в нижнее положение. Уравнения движения:

$$M\frac{d^2y}{dt^2} = cy + G;$$

$$T = \frac{M}{2}\left(\frac{dy}{dt}\right)^2,$$

где T – энергия удара, Дж.

При составлении математической модели сопротивления перемещению движущихся частей ударника во внимание не принимаются.

Основные параметры: время разгона, скорость ударной части в момент удара, энергия удара.

На рис. 5 представлена структурная схема этапа разгона ударной части в среде "Matlab". Цепочка блоков *1...8* моделирует скорость и перемещение ударной части, блоки *9*, *12* и *13* – формируют обобщенный показатель "энергия удара".

Зависимость скорости ударной части от жесткости пружины (рис. 6, *а*) имеет слабовыраженную выпуклую нелинейность, время разгона – слабовыраженную гиперболическую зависимость. С увеличением жесткости пружины прямо пропорционально нарастает энергия удара.

При увеличении высоты подъема (см. рис. 6, *б*) скорость ударной части нарастает прямо пропорционально, время разгона имеет слабовыраженную выпуклую нелинейность, а энергия удара увеличивается по параболической зависимости.

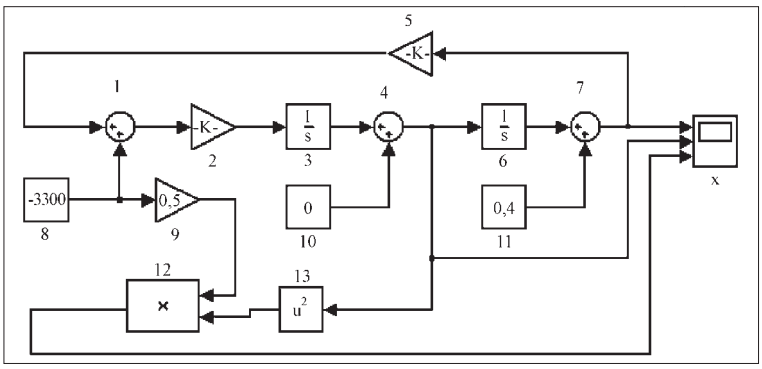


Рис. 5. Структурная схема этапа разгона в среде "Matlab"

Масса ударной части также оказывает влияние на основные параметры этапа: скорость ударной части уменьшается пропорционально ее массе, кривые времени разгона и энергии удара имеют выпуклую нелинейность (рис. 7).

Анализ полученных результатов показывает, что изменение конструктивных параметров ударника неодинаково влияет на энергию удара. Так, при одинаковом уровне энергетических затрат на этапе "взвод" (см. рис. 3) увеличение жесткости пружины в три раза приводит к увеличению энергии удара в 2,18 раза, а увеличение в три раза высоты подъема дает возможность увеличить тот же показатель в 6,39 раза. Это объясняется тем, что с увеличением высоты увеличивается время разгона и, следовательно, скорость ударной части в момент удара. Указанное обстоятельство приводит к увеличению энергии удара в квадратичной зависимости.

Увеличение массы ударной части приводит к повышению энергии удара только в 1,66 раза.

Удар. На этом этапе энергия, приобретенная ударной частью в процессе разгона, переходит в энергию разрушения материала. В качестве рабочего инструмента выбран двугранный клин, который, преодолевая сопротивление со стороны материала, разрушает последний в зоне контакта и внедряется в разрушаемый массив на некоторую глубину.

Математическая модель процесса основана на известном положении механики о том, что кинетическая энергия движущегося тела расходуется на совершение работы по преодолению сопротивления, препятствующего его движению.

Уравнения движения:

$$\frac{M}{2}\left(\frac{dy}{dt}\right)^2 = Wy;$$

$$W = S\sigma;$$

$$S = \frac{2ay}{\cos(\alpha/2)},$$

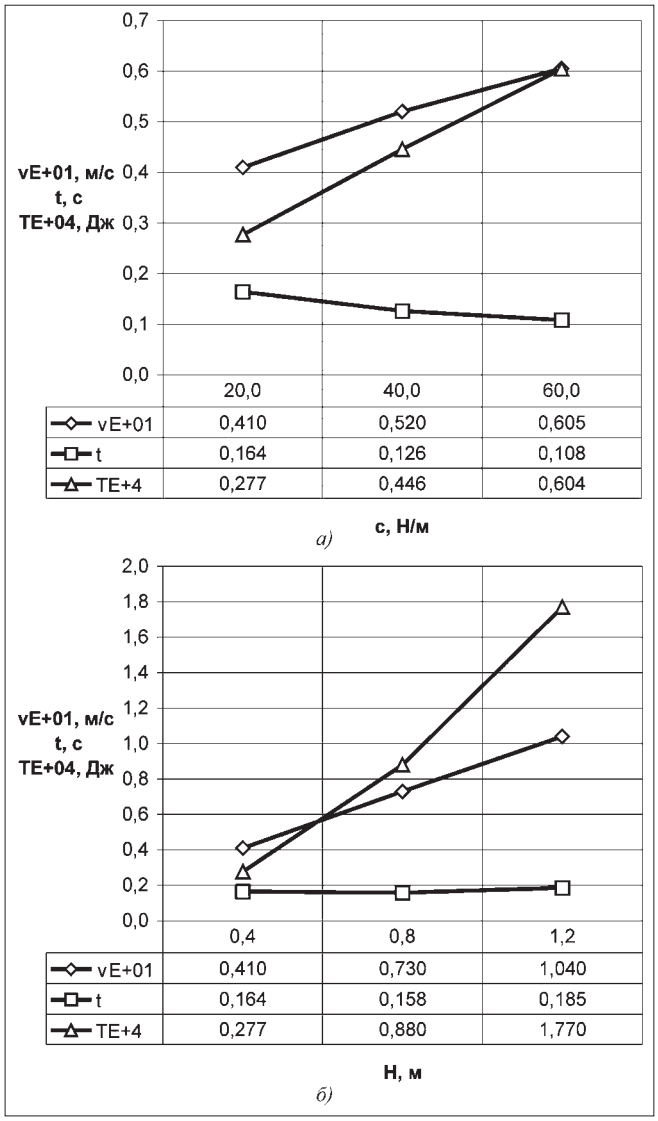


Рис. 6. Зависимость основных параметров процесса разгона ударной части от:
а – жесткости пружины; *б* – высоты подъема

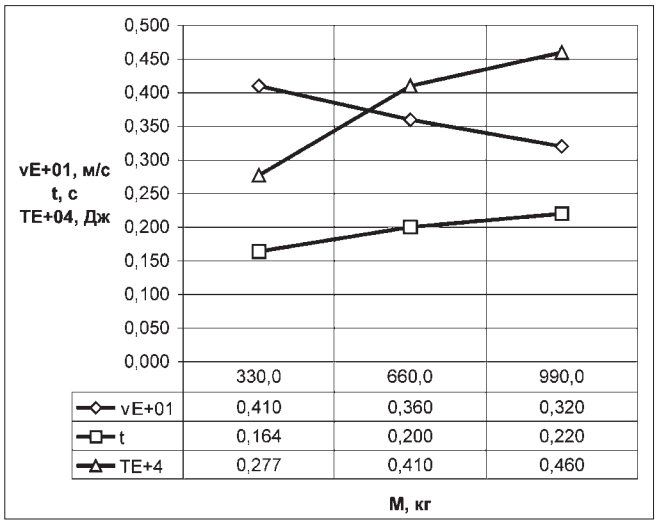


Рис. 7. Зависимость основных параметров процесса разгона ударной части от ее массы

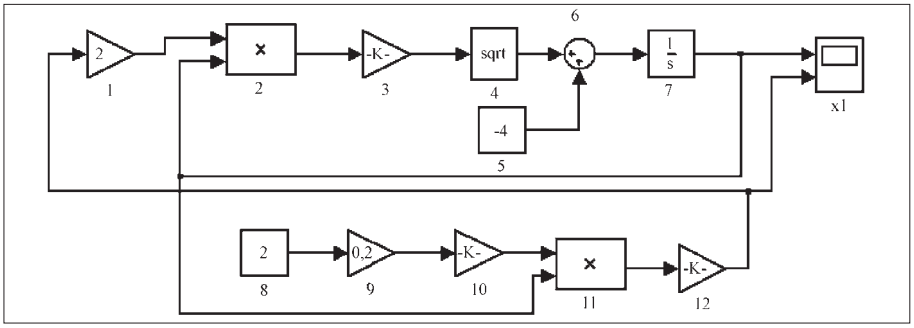


Рис. 8. Структурная схема этапа удар в среде "Matlab"

где y – глубина внедрения инструмента в материал, м; W – сопротивление внедрению, Н; S – площадь контакта, м^2; σ – коэффициент удельного сопротивления внедрению, Па; a – длина лезвия инструмента, м.

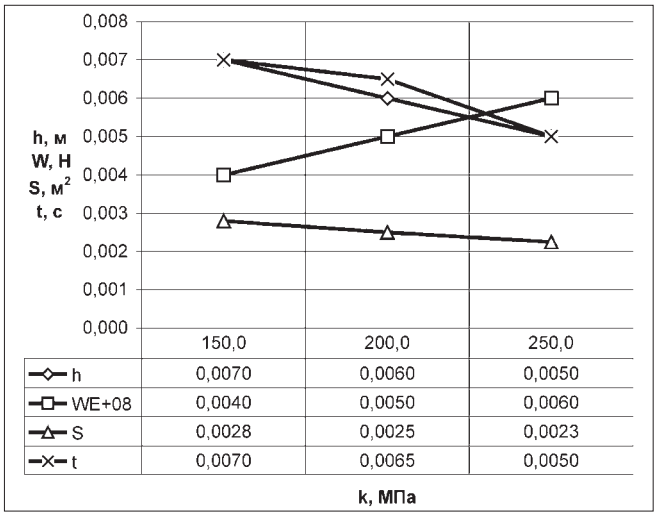


Рис. 9. Зависимость основных параметров процесса удара от прочности разрушаемого материала

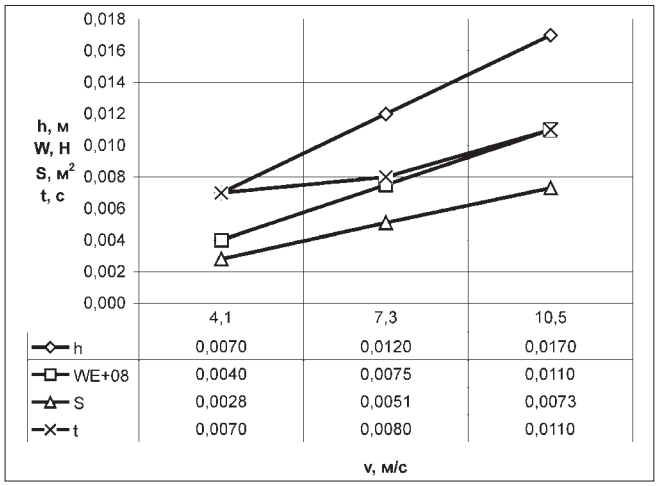


Рис. 10. Зависимость основных параметров процесса удара от скорости ударной части в момент удара

Математическая модель также реализована в среде "Matlab" (рис. 8). Основные параметры процесса: глубина внедрения инструмента в материал, сопротивление внедрению, площадь контакта, время удара.

На рис. 9 представлена зависимость основных параметров процесса от прочности разрушаемого материала. С повышением прочности материала пропорционально увеличивается сопротивление внедрению, уменьшаются глубина погружения и площадь контакта соответственно. При этом время удара уменьшается по параболическому закону.

Повышение скорости ударной части (рис. 10) означает увеличение энергии удара, которая положительно сказывается на эффективности ударника: несмотря на увеличение площади контакта и сопротивления внедрению, увеличивается глубина внедрения инструмента и сокращается время удара, что в конечном итоге приводит к повышению производительности.

Выводы

1. Рациональные параметры ударника формируются на этапе взвода и ограничиваются номинальным значением давления в напорной магистрали и скоростью перемещения ударной части, которые определяются энергетическими возможностями и характеристиками элементов гидропривода базовой машины.

2. Для повышения энергии удара предпочтительным является вариант увеличения высоты подъема ударной части по сравнению с вариантом увеличения жесткости пружины и массы ударной части.

3. Энергия удара оказывает влияние на эффективность ударника: увеличивается глубина внедрения инструмента, сокращается время удара, что в конечном итоге приводит к повышению его производительности.

Полученные результаты подтверждают возможность повышения производительности не за счет наращивания мощности базовой машины, а за счет увеличения энергии единичного удара и являются продолжением многочисленных исследований [4], проведенных в этом направлении.

Список литературы

1. **Специализированный** журнал по гидроударникам. № 2/91. 29 с.

2. **Пат. РФ № 2291298.** Способ взвода, разгона и нанесения удара снарядом и устройство для его осуществления при разрушении различных материалов / А.В. Мельников. Заявл. 19.01.2005 г. Опубл. 10.01.2007 г.

3. **Поршнев С.В.** MATLAB 7, "Основы работы и программирование". М.: Бином, 2006. 310 с.

4. **Лобанов Д.П., Горовец В.Б., Фонберштейн Е.Г.** Машины ударного действия для разрушения горных пород. М.: Недра, 1983. 152 с.

УДК 622.242 (043.3)

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

Мощная непрерывная сейсмическая и усталостная обработка пластов как один из методов повышения безопасности и экономической эффективности угольных шахт

Рассмотрена возможность применения на существующем выемочном оборудовании угольных лав встроенных в комбайны и струги мощных малогабаритных нетрадиционных ударных установок с энергией удара до 10^5 Дж (≈10 000 кгс·м) для изменения физико-механических характеристик призабойной части угольных пластов за счет непрерывной вдоль всей лавы мощной сейсмоусталостной их обработки в целях повышения производительности и понижения уровня опасности, связанной с выделением метана.

Трагические события на угольных шахтах России последнего времени не должны оставлять равнодушными сообщество горных инженеров страны. Нужны срочные меры, которые свели бы до минимума вероятность тяжелых аварий с человеческими жертвами и в то же время повысили экономическую эффективность угольных предприятий.

При рассмотрении возможных методов решения указанной проблемы представляется реальным направление управляемого изменения физико-механических параметров призабойной зоны угольных пластов в добычных лавах путем мощных непрерывно следующих вдоль лавы ударных воздействий с шагом, например, 0,3...0,8 м, что необходимо для сейсмической и усталостной обработки этой зоны, которая входит в область опорного горного давления пласта. Это может быть достигнуто за счет мощных ударов, идущих из района движущейся вдоль лавы выемочной машины – комбайна или струга, оборудованной специальным ударным устройством. При этом возможно импульсное воздействие на пласт [1] как непосредственно перед уступом, образованным комбайном или стругом (рис. 1, *а*), так и в отсутствие уступа (см. рис. 1, *б*), но обязательно перпендикулярно груди забоя так, чтобы ударный импульс уходил в массив вдоль напластования – посредине его, ближе к почве или к кровле в зависимости от свойств последних.

Следует заметить, что сейсмоусталостная обработка пласта в лаве может выполняться также и независимо от работы оборудования в лаве. На рис. 1 приведены диаграммы формирования напряжений в пласте мощностью *H* при работе в лаве выемочной машины с шириной захвата *a* и ударном инструменте (биле) с активной площадью контакта в форме прямоугольника шириной *m*. Как видно из приведенных диаграмм напряжений в пласте, полученных в результате физического моделирования методами фотомеханики, напряжения, возникающие в массиве при указанном выше ударном воздействии, охватывают широкую область пласта как в районе ударного инструмента, так и глубоко в массиве – в самой зоне и за пределами опорного горного давления. Контактирующая в момент удара с забоем площадь инструмента может иметь форму квадрата, круга или, главным образом, прямоугольника (плиты) с шириной *m* и длиной, равной примерно части или всей мощности пласта.

При моделировании было установлено, что чем больше ширина *m* инструмента, тем концентрация напряжения в глубине массива будет больше, и тем на большей глубине будет проявляться сейсмический эффект. Скорость воздействия инструмента на пласт в момент удара может составить 60...120 м/с. Это при скорости сейсмической волны в угольном пласте около 1,4...1,5 км/с будет означать, что такой процесс можно рассматривать как статический, так как такая

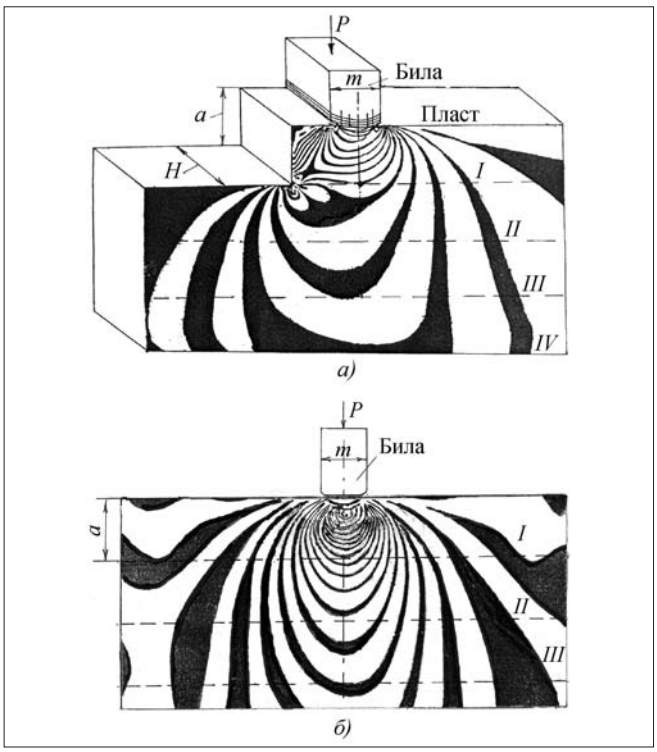


Рис. 1. Диаграммы формирования напряжений в пласте:
а) опережающее уступ расположение ударного инструмента (билы); *б*) отсутствие вблизи инструмента уступов; *H* – мощность пласта; *a* – ширина захвата выемочной машины (комбайна или струга); *m* – ширина активной части плоского ударного инструмента; *P* – ударное воздействие инструмента на пласт; *I–IV* – слои пласта, подлежащие выемке

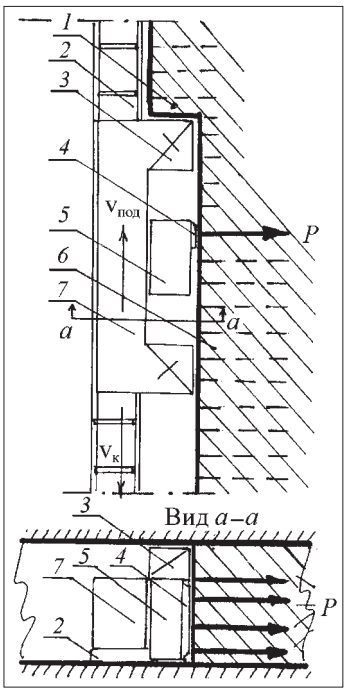


Рис. 2. Схема разрушения ударной машины на выемочной машине (комбайне, струге): *1* – участок пласта, подвергнутый сейсмически усталостной обработке при снятии предыдущей стружки; *2* – конвейер; *3* – исполнительный орган выемочной машины (комбайна или струга); *4* – индентер ударной машины; *5* – ударная машина; *6* – участок пласта, где происходит суммирование результатов сейсмически усталостной обработки пласта ударной установкой с учетом результатов предыдущей обработки пласта; *7* – корпус выемочной машины (комбайна, струга); $v_{под}$ – направление и скорость подачи выемочной машины; $v_к$ – направление и скорость движения скребков конвейера

скорость удара составит всего 4...6 % от скорости сейсмической волны. Это обстоятельство, кстати, позволяет считать допустимым применение методов фотомеханики, использованной при этих исследованиях.

Действие на массив непрерывно перемещающихся с короткими интервалами ударных импульсов, что на каждый участок забоя вызывает до 30 импульсных воздействий, должно приводить к накоплению в его массиве усталостных повреждений, ведущих к ускорению процесса трещинообразования призабойной части пласта. Известно, что усталостная выносливость горных пород, а особенно углей, крайне низкая. Поэтому усталостный процесс наряду с мощным силовым импульсом должен приводить к активному трещинообразованию в пласте, понижению сопротивляемости массива разрушению или вообще к разрушению его призабойной части, перераспределению в массиве напряжений, т.е. к снижению их концентраций, к активной дегазации пласта, к снижению вероятности внезапных выбросов угля и газа, горных ударов, к увеличению скорости подачи, т.е. производительности комбайнов и стругов, толщины снимаемой стружки и, следовательно, к увеличению выхода ценных крупносортовых фракций угля, к увеличению сроков службы режущего инструмента машин, к снижению энергопотребления. Это также должно приводить к перемещению в глубь пласта зоны опорного давления на пласт пород кровли. Что касается стругов, то такая сейсмоусталостная обработка пластов приведет к увеличению снимаемой толщины стружки с существующих 3...5 см до 25...50 см и, следовательно, к резкому увеличению производительности, расширению области струговой выемки на весьма крепкие и вязкие угольные пласты при одновременном снижении измельчения угля по сравнению со шнековыми исполнительными органами.

Исследования последнего времени в области ударных механизмов показали [2], что создание мощных ударных установок с высокими параметрами возможно только на основе нетрадиционных ударных систем метательного действия, позволяющих получать энергии удара до $1{,}5 \cdot 10^6$ Дж и более, что при частоте ударов 0,5 $с^{-1}$ составит мощность 750 кВт и эквивалентной по энергии работе взрыва в скважине ВВ массой 15 кг.

Для решения задачи, поставленной перед угольной промышленностью, потребуются гораздо меньшие по величине энергии удара. Согласно расчетам для угольных пластов малой мощности (0,9 м) потребуется ударная установка с энергией удара около $5 \cdot 10^4$ Дж (≈5000 кгс·м), что эквивалентно работе в скважине заряда ВВ массой 0,5 кг. При частоте ударов 0,5 $с^{-1}$ будет обеспечена длительная мощность 25 кВт. Крайне важно, что действие удара будет направленным, в то время как при взрыве в скважине ВВ ударное воздействие будет направлено во все стороны, в том числе в сторону лавы, кровли и почвы, что может оказаться нежелательным. Установки такого типа обладают высоким КПД (до 0,95), низкой металлоемкостью, малыми габаритами, простыми конструктивными схемами. Энергия удара установки регулируется изменением давления накаченного в пневмоаккумулятор воздуха [2]. Оснащение существующей выемочной техники такими ударными установками возможно в ближайшей перспективе и не потребует больших затрат.

Ударные установки этого типа могут быть смонтированы на очистных комбайнах и стругах (рис. 2). Энергия удара машины в габаритах 0,8 м (ширина) × ×0,8 м (высота) × 1,2 м (длина) может составить 10^5 Дж (≈10 000 кгс·м) и соответственно в габаритах 0,4 м (ширина) × 0,8 м (высота) × 1,2 м (длина) может составить $5 \cdot 10^4$ Дж (≈5000 кгс·м).

При больших размерах ударной установки энергия ее удара может быть пропорционально больше. Возможно создание специальной выемочной машины, в которой могли бы быть совмещены собственно ударная установка для разрушения в забое пласта и одновременно его сейсмоусталостной обработки со шнековым или струговым исполнительными органами, из которых последние обеспечивали бы оформление забоя и погрузку отбитой угольной массы. Особый интерес, как отмечено выше, представляет выемочная машина на базе струга.

Сейсмоусталостная обработка пластов возможна мобильными ударными установками и со стороны откаточных, вентиляционных штреков, рассечек и т.п.

Стендовые исследования экспериментального образца ударной установки метательного действия [2] позволили установить основные закономерности формирования процессов в ударной машине, которые подтвердили высокие энергетические, массогабаритные и экономические параметры такого класса машин.

Список литературы

1. **Красников Ю.Д., Кусов А.Е., Катков Г.А., Евстигнеев И.А., Разуваева В.В.** Взаимодействие породоразрушающего инструмента с горным массивом. М.: МГОУ, 2005.

2. **Красников Ю.Д., Бафталовский В.Е., Разуваева В.В.** Нетрадиционные ударные машины для горной промышленности и строительства // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 4. С. 41–44.

УДК 378.14:002.55:024

Г.А. Прудинский, канд. техн. наук, доц., **В.В. Беляев,** канд. техн. наук, доц., **Г.Н. Журов,** канд. физ.-мат. наук, доц., **А.Б. Маховиков,** канд. техн. наук, доц., СПГГИ(ТУ) им. Г.В. Плеханова

Обучение магистрантов и аспирантов компьютерным технологиям. Опыт Санкт-Петербургского государственного горного института (технического университета)

Освещены вопросы обучения магистров и аспирантов современным компьютерным технологиям. Отражены основные разделы и особенности их изучения в Санкт-Петербургском государственном горном институте (техническом университете).

В СПГГИ(ТУ) осуществляется плановая подготовка магистрантов по курсу "Компьютерные технологии в науке и образовании", а для аспирантов проводятся индивидуальные консультации по возникающим у них вопросам. Цель изучения курса – создание у магистров достаточно широкой теоретической и практической подготовки по применению современных компьютерных технологий при решении технических и математических задач, а также формирование навыков для овладения такими технологиями.

Курс является прикладной математической дисциплиной. Для его успешного усвоения необходимо знание высшей математики и программирования на ЭВМ в следующем объеме: дифференциальное и интегральное исчисление, дифференциальные уравнения, основные понятия теории вероятностей и математической статистики, элементы математического программирования, основы программирования на одном из алгоритмических языков; а также уверенное владение компьютером в режиме пользователя.

Объем часов, соотношение между аудиторной и самостоятельной нагрузкой определяются типовой программой. Необходимо отметить, что объем аудиторных занятий весьма незначителен и не превышает 50 ч. Особенность учебной программы подготовки магистрантов состоит в наличии большого количества часов на самостоятельную работу. В это время магистранты выполняют научную работу по своей основной специальности. Непременным условием этой работы является применение современных компьютерных технологий [1].

При разработке программы курса "Компьютерные технологии в науке и образовании" во главу угла ставились два момента. Во-первых, этот курс должен быть максимально полезен магистрам в их будущей деятельности, и, во-вторых, он не должен повторять то, что они изучали студентами на начальном этапе. Основываясь на этих положениях, было принято решение включить в курс две составные части. Во-первых, это знакомство с основными современными математическими пакетами, и, во-вторых, – с современными сетевыми технологиями, в частности, с Internet.

В настоящее время считается, что научный работник необязательно должен владеть технологиями программирования. Действительно, для создания полноценной программы с графическим интерфейсом нужно быть квалифицированным программистом, имеющим специальную подготовку. Кроме того, написание и отладка полноценной программы занимают значительное время. Но даже если не ставить целью создание полноценной программы, а ограничиться консольным приложением, то все равно нужно очень хорошо разбираться в деталях используемых математических методов, а их полноценное изучение тоже требует основательной подготовки. В то же время наличие большого числа достаточно мощных математических пакетов существенно облегчает жизнь научным работникам и позволяет решать возникающие задачи в разы быстрее, чем при решении их с помощью самостоятельного программирования.

Для обучения магистрантов СПГГИ(ТУ) компьютерным технологиям были выбраны два математических пакета: Mathcad и MatLab. Первый – по причине его широкой распространенности и наглядности, второй – по причине большой мощности и способности решать практически все возможные задачи.

Mathcad является математическим редактором, позволяющим проводить разнообразные научные и инженерные расчеты, начиная от элементарных арифметических и заканчивая сложными реализациями численных методов. С точки зрения классификации программного обеспечения, пакет Mathcad – типичный представитель класса PSE (problem solution environment) – приложений. Это подразумевает, что его работа не определяется однозначно действиями пользователя (как, например, в текстовых редакторах и т.п.), а является (в большей степени) результатом рабо-

ты встроенных алгоритмов, недоступных взору исследователя. Пользователи Mathcad – это студенты, ученые, технические специалисты, т.е. все, кому приходится проводить математические расчеты. Благодаря простоте применения, наглядности математических действий, обширной библиотеке встроенных функций и численных методов, возможности символьных вычислений, а также превосходному аппарату представления результатов (графики самых разных типов, мощных средств подготовки печатных документов и Web-страниц) Mathcad стал наиболее популярным математическим инструментом.

В состав Mathcad входят несколько интегрированных между собой компонентов: это мощный текстовый редактор для ввода и правки как текста, так и формул, вычислительный процессор для проведения расчетов согласно введенным формулам, и символьный процессор. Сочетание этих компонентов создает удобную вычислительную среду для разнообразных математических расчетов и одновременно документирования результатов работы.

Mathcad в отличие от большинства других современных математических приложений достаточно прост в пользовании, в частности, из-за отсутствия необходимости сначала писать программу, реализующую те или иные математические расчеты, а потом запускать ее на исполнение. Вместо этого достаточно просто вводить математические выражения с помощью встроенного редактора формул, причем в виде, максимально приближенном к общепринятому, и тут же получать результат. Кроме того, можно изготовить на принтере печатную копию документа или создать страницу в Интернете именно в том виде, который этот документ имеет на экране компьютера при работе с Mathcad, кроме того, можно документ включить в структуру электронной книги Mathcad.

Пользователь Mathcad, не обладающий специальными знаниями в программировании (а таких большинство среди ученых и инженеров), может в полной мере приобщиться к достижениям современной вычислительной науки и компьютерных технологий. Для эффективной работы с редактором Mathcad достаточно базовых навыков пользователя. С другой стороны, профессиональные программисты могут извлечь из Mathcad намного больше, создавая различные программные решения, существенно расширяющие возможности, непосредственно заложенные в Mathcad.

Пользователям компьютерной техники приходится решать одну или несколько из следующих задач: ввод на компьютере разнообразных математических выражений (для дальнейших расчетов или создания документов, презентаций, Web-страниц или электронных книг); проведение математических расчетов (как аналитических, так и при помощи численных методов); подготовка графиков с результатами расчетов; ввод исходных данных и вывод результатов в текстовые файлы или файлы с базами данных в других форматах; подготовка отчетов в виде печатных документов; подготовка Web-страниц и публикация материалов в Интернете; получение различной справочной информации из области математики. Mathcad успешно справляется со всеми этими (а также некоторыми другими) задачами: математические выражения и текст вводятся с помощью формульного редактора Mathcad, который по возможностям и простоте использования не уступает, к примеру, редактору формул, встроенному в Microsoft Word; математические расчеты производятся немедленно, в соответствии с введенными формулами; графики различных типов (по выбору пользователя) с богатыми возможностями форматирования вставляются непосредственно в документы; возможен ввод и вывод данных в файлы различных форматов; документы могут быть распечатаны непосредственно в Mathcad в том виде, который пользователь видит на экране компьютера, или сохранены в формате RTF для последующего редактирования в более мощных текстовых редакторах (например, Microsoft Word); возможно полноценное сохранение документов Mathcad в формате RTF-документов, а также Web-страниц: HTML и (начиная с 12-й версии) XML.

Второй изучаемый магистрантами пакет **MatLab** – одна из старейших, тщательно проработанных и проверенных временем систем автоматизации расчетов, построенная на расширенном представлении и применении матричных операций. Это нашло отражение в названии системы – MATrix LABoratory – матричная лаборатория. MatLab – это высокоэффективный язык инженерных и научных исследований. Он поддерживает математические вычисления, визуализацию научной графики и программирование с использованием легко осваиваемого операционного окружения, когда задачи и их решения могут быть представлены в форме, близкой к математической. Наиболее известные области применения системы MatLab: математика и вычисления; разработка алгоритмов; вычислительный эксперимент, имитационное моделирование, макетирование; анализ данных, исследование и визуализация результатов; научная и инженерная графика; разработка приложений, включая графический интерфейс пользователя.

MatLab – это интерактивная система, основным объектом которой является массив, для которого не требуется указывать размерность явно. Это позволяет решать многие вычислительные задачи, связанные с векторно-матричными формулировками, существенно сокращая время, которое понадобилось бы для программирования на скалярных языках типа C или Fortran.

Одно из назначений математики – служить языком общения между учеными и инженерами. Матрицы, дифференциальные уравнения, массивы данных, графики – это общие объекты и конструкции, используемые как в прикладной математике, так и в системе MatLab. Система MatLab – это одновременно и операционная среда, и язык программирования. Одна из наиболее сильных сторон системы состоит в том, что на языке MatLab могут быть написаны программы для многократного использования. Пользователь может сам написать специализированные функции и программы, которые оформляются в виде m-файлов. По мере увеличения количества созданных программ возникают проблемы их классифика-

ции, и тогда можно попытаться собрать родственные функции в специальные папки. Это приводит к концепции пакетов прикладных программ (ППП), которые представляют собой коллекции m-файлов для решения определенной задачи или проблемы.

В действительности ППП – это нечто большее, чем просто набор полезных функций; часто это результат работы многих исследователей по всему миру, которые объединяются в зависимости от области применения – теория управления, обработка сигналов, идентификация и т.п. Именно поэтому пакеты прикладных программ – MATLAB Application Toolboxes, входящие в состав семейства продуктов MATLAB, позволяют находиться на уровне самых современных мировых достижений.

С системой MatLab могут интегрироваться такие популярные математические системы, как Mathcad, Maple и Mathematica. Есть тенденция и к объединению математических систем с современными текстовыми процессорами. Так, новое средство последних версий MatLab – Notebook – позволяет готовить документы в текстовом процессоре Word со вставками в виде документов MatLab и результатов вычислений, представленных в численном, табличном или графическом виде. Таким образом, становится возможной подготовка "живых" электронных книг, в которых демонстрируемые примеры могут быть оперативно изменены. Так, можно менять условия задач и тут же наблюдать изменение результатов их решения.

Новые свойства системе MatLab придала ее интеграция с программной системой Simulink, созданной для моделирования блочно-заданных динамических систем и устройств. Базируясь на принципах визуально-ориентированного программирования, Simulink позволяет выполнять моделирование сложных устройств с высокой степенью достоверности и прекрасными средствами представления результатов.

Изучение математических пакетов проводится на примерах решения математических задач. Магистрантам формулируется математическая задача и называются функции пакетов, с помощью которых эта задача может быть решена. Далее, пользуясь справочными системами пакетов, магистранты изучают описания названных функций и решают поставленную задачу. Такой метод обучения позволяет не "натаскивать" обучаемых на решение конкретных задач, а дает возможность научить их самостоятельно находить решение любой возникающей перед ними задачи. Обучение магистрантов всех специальностей ведется на основе одного базового набора математических задач, таких как построение графиков, решение систем линейных, нелинейных и дифференциальных уравнений, аппроксимация и интерполяция экспериментальных данных и т.п. Все задачи решаются в обоих математических пакетах, что позволяет магистрантам оценить их особенности. На последнем этапе изучения математических пакетов делается упор на те элементы, которые необходимы для конкретной специальности. Например, магистрантам-геологам необходимо красивое и наглядное отображение данных. В связи с этим их знакомят с элементами объектно-ориентированной графики системы MatLab. Магистрантам-автоматчикам дается задача на исследование системы автоматического управления.

Любая научная деятельность в настоящее время также предполагает активное использование компьютерных сетей. Значительная часть информации сейчас получается не из печатных, а из электронных источников, т.е. из сети Internet. Да и общение научных работников в значительной степени происходит с помощью электронной почты и систем мгновенных сообщений.

В разделе сетевых технологий осуществляется теоретическое изучение вопросов организации и функционирования компьютерных сетей. Изучаются основные сетевые протоколы различных уровней. Рассматриваются основные сетевые ресурсы и методы доступа к ним. Практическая часть раздела заключается в знакомстве с Web-технологиями и создании Internet-сайта с использованием языков HTML и Java-Script.

В настоящее время внедряется третий раздел подготовки, касающийся более глубокого изучения систем машинной графики, например, **Компас и AutoCAD.**

Сейчас трудно представить современное промышленное предприятие или конструкторское бюро без компьютеров и специальных программ, предназначенных для разработки конструкторской документации или проектирования различных изделий. Применение вычислительной техники в данной области стало свершившимся фактом, доказало высокую свою эффективность. Сама жизнь заставляет руководителей предприятий и специалистов заниматься вопросами автоматизации работы конструкторских и технологических подразделений.

Переход на машинное проектирование позволяет существенно сократить сроки разработки конструкторской и технологической документации и тем самым ускорить начало производства новых изделий. Одновременно повышается качество как самих конструкторских разработок, так и выпускаемой документации. Чертежи самой конкурентоспособной продукции, выполненные вручную на кульмане, сегодня производят отрицательное впечатление на партнеров, ставя под вопрос заключение выгодных контрактов.

Освоение компьютерного проектирования не является неразрешимой проблемой и каждый из потенциальных пользователей – инженер, исследователь, студент или преподаватель – имеет возможность повысить производительность и качество своего труда с помощью вычислительной техники и специального программного обеспечения. Постоянное снижение цен на вычислительную технику сделало современный компьютер доступным для домашнего использования. Это позволяет работать с системами автоматизированного проектирования не только в рамках аудиторных часов, но и на персональных компьютерах. В этом случае можно говорить не о поверхностном знакомстве с предметом, а о его реальном освоении.

Один из наиболее простых пакетов подготовки конструкторской документации – это эффективная, компактная, с русским интерфейсом система

КОМПАС–ГРАФИК LT, разработанная российской компанией АСКОН. Это облегченная версия популярного чертежно-конструкторского редактора КОМПАС–ГРАФИК. Она содержит достаточный чертежный инструментарий для выполнения чертежей любого уровня сложности с полной поддержкой российских стандартов. Простой и понятный интерфейс этой программы удачно сочетается с гибкостью профессиональной системы при построении, выделении, удалении объектов чертежа, наборе текста по ГОСТ, простановке размеров всех типов, допусков формы и расположения поверхностей, позиций, баз и т.д. Немаловажным является и то обстоятельство, что данная система бесплатна для использования в учебных целях.

По отзывам многочисленных пользователей, КОМПАС–ГРАФИК является удобным, аккуратным и легким в освоении инженерным инструментом. Это очень полно и вместе с тем тонко продуманный электронный кульман. При работе в этой системе возникает ощущение, что она создана не просто программистами, а людьми с большим опытом практической конструкторской деятельности.

Вторым инструментом, предлагаемым для изучения машинной графики, является пакет AutoCAD, предназначенный для автоматизации проектно-конструкторских работ. AutoCAD предлагает самые совершенные средства для выполнения чертежей, а также удобные инструменты трехмерного моделирования. Скорость и легкость, с которыми создаются трехмерные модели проектируемых изделий, широкие возможности их преобразования и редактирования, различные способы получения плоских изображений этих изделий (видов, разрезов, сечений), ассоциативно связанных с моделью, – все это обеспечивает огромную экономию времени по сравнению с "ручным" черчением.

Современный пакет AutoCAD позволяет работать одновременно с несколькими чертежами, имеет мощные средства визуализации создаваемых трехмерных объектов и расширенные возможности адаптации системы к требованиям пользователя, обеспечивает связь графических объектов с внешними базами данных, позволяет просматривать и копировать компоненты чертежа без открытия его файла, редактировать внешние ссылки и блоки, находящиеся во внешних файлах, и многое другое.

AutoCAD служит базовой платформой для семейства машиностроительных (AutoCAD Mechanical, Mechanical Desktop) и других приложений. Приложения, разработанные различными фирмами, позволяют на основе созданной в AutoCAD трехмерной модели быстро определить прочностные характеристики проектируемого изделия методом конечных элементов и скорректировать геометрию модели, выполнить расчеты кинематики и динамики механизма, моделировать и исследовать его работу без изготовления дорогостоящей модели-прототипа, осуществлять технологическую подготовку производства пресс-форм и разверток деталей, получаемых методом листовой штамповки и гибки, решать задачи подготовки управляющих программ для 2-, 3- и 4-координатных фрезерных и электроэрозионных станков.

Компьютерная подготовка аспирантов ведется в режиме консультаций. Аспиранты обращаются к преподавателям кафедры информатики и компьютерных технологий в том случае, если у них появляются проблемы, связанные с применением компьютерных технологий в их научной деятельности. Преподаватели кафедры изучают названную проблему и оказывают аспирантам квалифицированную помощь в решении конкретных задач.

Представленная система подготовки магистров и аспирантов обеспечила высокий уровень использования компьютерных технологий как в проводимых исследованиях, так и при оформлении самой диссертации.

Список литературы

1. **Прудинский Г.А., Беляев В.В., Журов Г.Н., Маховиков А.Б.** Современные технологии обучения студентов-горняков. Modern Techniques of Mining Engineers Training. Ingenieur des 21. Jahrhunderts: Referate des 31. Internationalen Symposiums "Ingenieur des 21. Jahrhunderts" / Das Sankt-Peterburger staatiche Bergbauinstitut (Technische Universität), 2002, Band 1(47). P. 476–479.

Б.Н. Седых, директор, **А.С. Монаков,** канд. техн. наук, вед. инж., ООО "РВСК", г. Санкт-Петербург

Эффективное использование полимерных материалов в промышленности

Описаны свойства полимерных материалов разработки и производства ООО "РВСК", приведены примеры их применения, показана экономическая эффективность.

Абразивный износ и коррозия – негативные факторы, влияющие на работу основного производственного оборудования многих промышленных предприятий. Износ и коррозия конструктивных элементов технологического оборудования влекут значительные материальные затраты на ремонт, создают условия для снижения показателей производства, остановок технологических линий и аварий. Масштабы таких явлений во многом зависят от свойств материалов, из которых изготовлены конструктивные элементы технологического оборудования.

В настоящее время освоены технологии, позволяющие снизить зависимость производств от отрицательных последствий воздействия абразивных и агрессивных сред. Применение износостойких материалов, устойчивых к абразивному износу и коррозии, позволяет значительно увеличить межремонтный срок эксплуатации оборудования, улучшить технологический уровень производства. Полимерные материалы открывают такие возможности без существенных капитальных затрат.

Ниже приведена информация о деятельности ООО "Разработка, Внедрение Синтетических Каучуков" (ООО "РВСК"), г. Санкт-Петербург. Компания разрабатывает, производит полимерные материалы и осуществляет их внедрение в условиях различных производств. Производственной базой предприятия является ООО "Химпласт" в г. Мурманске.

Технологами ООО "РВСК" разработаны следующие полимерные материалы: АБРАЗИВЭЛАСТ®, УКРЕПАН®, КРЕМКРЕПАН®. Помимо материалов собственного производства применяются полиуретан, капролон, графитонаполненный капролон, армированные ткани. Характеристики наиболее используемых материалов представлены в таблице. Разработанные материалы эксплуатируются в широком диапазоне температур (от –40 до +90 °С), имеют стабильные свойства в течение длительного времени и являются экологически безопасными для людей. Также они обладают высокой адгезией с металлами, стойкостью к абразивному износу, агрессивным средам, обледенению, солям и морской воде, УФ-излучению, химическим и нефтяным продуктам, налипанию пульпы, угольной и другой пыли. В зависимости от технических требований такие материалы могут иметь необходимые твердость либо эластичность, прочность на разрыв, герметичность, низкий либо высокий коэффициент трения и другие свойства.

Материалы, разработанные ООО "РВСК", успешно внедрены в горно-рудной, нефтеперерабатывающей и других отраслях промышленности, что нашло отражение в соответствующих актах и подтверждено положительными отзывами ведущих специалистов. Технологии отработаны при долголетнем сотрудничестве

Основные физико-механические показатели полиуретанов

Показатели	УКРЕПАН®	АБРАЗИВЭЛАСТ®
Предел прочности при разрыве, кгс/см^2 не менее	380	300
Истираемость, см^3/(кВт·ч) (мм^2/Дж)	13 (0,068)	96 (0,038)
Твердость по Шору, усл.ед.	88...94	76...80
Сопротивление раздиру, кгс/см (Н/см)	Не менее 60 (600)	Не менее 30 (300)
Эластичность по отскоку, %	36	28
Условная прочность при растяжении, МПа	38	35
Условная прочность при удлинении 100 %, МПа	9,1	4,6
Условная прочность при удлинении 300 %, МПа	15,6	11,0
Относительное удлинение при разрыве, %	460	470
Относительное остаточное удлинение, %	4	3
Плотность, г/см^3	1,15	1,2
Маслобензостойкость	Высокая	Высокая
Гидролитическая стойкость	Высокая	Высокая

с такими предприятиями, как ОАО "Лебединский ГОК", ОАО "Михайловский ГОК", ОАО "Карельский окатыш", ОАО "Ковдорский ГОК", ОАО "КГМК Печенганикель", ОАО "КМА-Руда", ОАО "ОЛКОН", ОАО "Уралхиммаш", ОАО "Машиностроительный завод "Труд", СП ЗАО "ИВС", Качканарский ГОК "Ванадий" и др.

ООО "РВСК" производит полиуретановые изделия и металлические детали с полиуретановой облицовкой, выполняет напыление полиуретана на поверхности любой конфигурации, восстанавливает и облицовывает конструктивные элементы оборудования. В основном данные работы выполняются на производственной базе ООО "РВСК". В случаях нецелесообразности демонтажа или транспортировки элементов оборудования, на которые необходимо нанесение полиуретанового покрытия (емкости большого объема, желоба и другие элементы), осуществляется выезд специалистов с оборудованием для выполнения необходимых работ на производственных площадках заказчика.

Многие конструкторские решения специалистов ООО "РВСК" при разработке деталей или изделий с заменой проектных материалов (нержавеющей стали, бронзы, чугуна и др.) на полиуретан позволяют добиться значительного снижения массы деталей, шума, вибрации.

Детали из полимерных материалов

На данный момент освоено производство следующих деталей и элементов технологического оборудования горно-добывающих предприятий:

- роликовых грохотов и питателей (рис. 1), роликов конвейеров, бортовин конвейеров, скребков конвейерных лент, футеровок канатоведущих и отклоняющих шкивов;
- втулок грузовых роликов обжиговых тележек;
- гидроциклонов;
- насадок песковых, сливных, шламовых для ГЦ;
- импеллеров и статоров аэрационных узлов;

Рис. 1. Ролик роликового питателя, изготовленный из черного металла и облицованный полиуретаном марки АБРАЗИВЭЛАСТ®

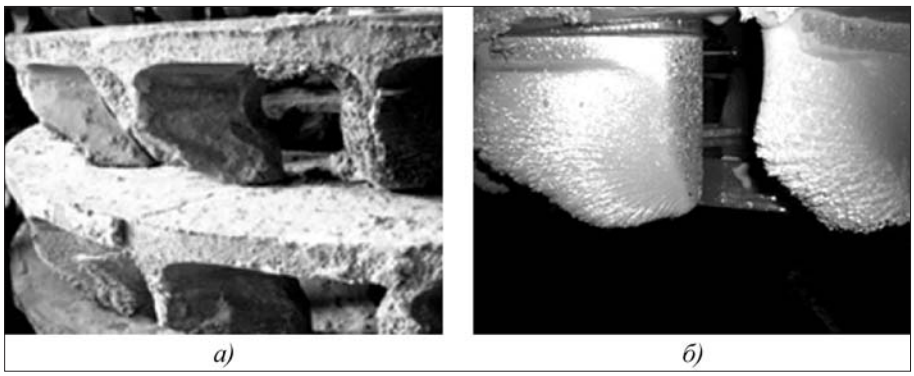


Рис. 2. Наработка импеллера:
а – чугунного (720 ч); *б* – облицованного полиуретаном (4605 ч)

- сит для разделения сухих и влажных сыпучих материалов;
- втулок, вкладышей буровых станков и экскаваторов;
- отбойных колец сепараторов, отсекателей, отводов, манжет, уплотнительных колец, компенсаторов, труб;
- демпфирующих элементов грузовых вагонов и др.

Использование деталей из полиуретана позволяет значительно улучшить эксплуатационные характеристики оборудования и увеличить межремонтный период.

Наработка импеллера, облицованного полиуретаном, превышает срок службы импеллера из чугуна более чем в 7 раз. В акте проверки технического состояния статоров-импеллеров ОАО "Фосфорит", облицованных полиуретаном марки УКРЕПАН®, отмечено, что после 4605 ч наработки импеллера, облицованного полиуретаном, наблюдается полное отсутствие износа полиуретановых поверхностей статора-импеллера (рис. 2). Окончательный срок эксплуатации данного импеллера еще не определен. Разработанные конструкции импеллеров и статоров флотомашин весят меньше металлических аналогов, что облегчает монтаж, уменьшает нагрузку на опорные узлы.

Напыление полиуретана на поверхности любой конфигурации

Полиуретановые двухкомпонентные композиции наносятся методом напыления на поверхность. Минимальный срок полимеризации позволяет почти не прерывать работу при напылении и обеспечить монолитность покрытия. После нанесения полиуретана на всей поверхности формируется герметичная, монолитная пленка, мембрана без швов и стыков. Такое сплошное покрытие практически исключает проникновение воды и химических веществ под пленку.

Напыление полиуретана производится на камеры флотомашин, ванны магнитных сепараторов, коллекторные системы и ванны дисковых вакуумных фильтров, внутренние поверхности различных емкостей и т.д.

Восстановление и покрытие полиуретаном элементов оборудования

Технология восстановления и покрытия полиуретаном конструктивных элементов оборудования позволяет наряду с изготовлением новых изделий восстанавливать геометрию деталей с предельным износом, подлежащих утилизации.

В таком случае изношенная деталь является основанием, обеспечивающим необходимую жесткость конструкции. Данная технология успешно применяется при изготовлении и ремонте аэрационных узлов для механических и пневмомеханических флотомашин, движителей, валов, роторов, гидроциклонов, классификаторов и др. Возможно повторное нанесение полиуретана на уже восстанавливаемые детали, тем самым увеличивая их рабочий ресурс на период, ограниченный физическими возможностями основания.

Покрытие обечаек магнитных сепараторов ПБМ 120/300 и ПБМ 90/250 трехмиллиметровым слоем полиуретана (рис. 3) позволяет значительно продлить срок их службы по сравнению с резиновым покрытием и с нержавеющей сталью в зависимости от условий эксплуатации. Барабаны сепараторов, облицованные полиуретаном, находятся в эксплуатации на ОАО "Карельский окатыш" и на других комбинатах с 2002 г. по настоящее время. Покрытие обечаек производится на производственных площадках ООО "РВСК" в г. Мурманске и Екатеринбурге.

В результате проведенных исследований и экспериментов установлено, что в ряде случаев использование данных технологий позволяет заменить дорогостоящие детали из бронзы и нержавеющей стали на изделия из полимерных материалов или из черного металла, облицованного полимерными материалами. *Срок службы деталей увеличивается от двух до десяти и более раз* (втулки, ролики, вкладыши и т.д.).

При определении экономической эффективности использования материалов необходимо учитывать комплекс факторов, влияющих на целесообразность применения деталей с теми или иными физическими свойствами. К таким факторам относятся затраты на осуществление ремонта, простои оборудования, межремонтные периоды, стоимость деталей.

Рис. 3. Обечайка магнитного сепаратора

Например, демпфирующие элементы грузовых вагонов из полиуретана марки АБРАЗИВЭЛАСТ® выдерживают более 20 000 000 циклов нагружений. Скребки для конвейерных лент, изготовленные из полиуретана марки УКРЕПАН®, также увеличивают срок службы транспортной ленты: за двухлетний период эксплуатации конвейеров, укомплектованных скребками, износа скребков практически не наблюдается.

Например, на роликовый питатель в цехе производства окатышей ОАО "Карельский окатыш" были одновременно установлены ролики из нержавеющей стали и ролики из черного металла, облицованные полиуретаном марки АБРАЗИВЭЛАСТ®. Через два года эксплуатации максимальный износ облицованных роликов составил 0,3 мм, а роликов из нержавеющей стали – 4 мм. С учетом высоких эксплуатационных характеристик полиуретана марки АБРАЗИВЭЛАСТ® разработана конструкция роликов с заменяемыми хвостовиками, так как рабочая поверхность роликов с полиуретаном превышает срок эксплуатации хвостовиков. Тем самым достигнуты дополнительное увеличение ремонтопригодности роликов и снижение их стоимости.

Еще одним примером эффективности применения полимерных материалов является замена бронзовых втулок грузовых роликов обжиговых тележек на втулки, изготовленные из капролона. Это позволило увеличить срок службы втулок ***в десять раз***.

В акте на эксплуатацию полиуретановых вкладышей, используемых на буровых станках СБШ-250 ОАО "Ковдорский ГОК", отмечено, что замена вкладышей из чугуна на полиуретановые значительно (в 4–5 раз) увеличила срок их службы. Не изнашиваются направляющие цепей на роликовых грохотах.

Вставка из полиуретана АБРАЗИВЭЛАСТ®, установленная на шланговых клапанах трубопроводов хвостового хозяйства ОФ КГМК, в сравнении с втулкой из традиционной резины, работает в три раза дольше, обеспечивает эффективный пережим клапана при низких температурах.

На рис. 4, 5 отражена экономическая эффективность использования различных материалов при абразивном износе по сравнению с полиуретаном и капролоном. *Относительная себестоимость использования материалов* – это основной показатель для оценки экономической эффективности применения полиуретана и капролона в сравнении с другими материалами. Данная величина показывает во сколько раз дороже применение различных материалов вместо полиуретана и капролона с учетом затрат демонтажа и простоя оборудования. *Относительная себестоимость износа* – сравнительный коэффициент, показывающий во сколько раз себестоимость износа деталей из полиуретана и капролона ниже по сравнению с изделиями из других материалов. Таким образом, применение полиуретана по сравнению с нержавеющей сталью дешевле минимум в 10 раз. Использование капролона в 5 раз эффективнее применения нержавеющей стали и чугуна и в 13 раз – бронзы.

Рис. 4. Экономический эффект использования материалов при абразивном износе по сравнению с полиуретаном (ПУ)

Рис. 5. Экономический эффект использования материалов при абразивном износе по сравнению с капролоном

Таким образом, полиуретан марок АБРАЗИВ-ЭЛАСТ®, УКРЕПАН®, КРЕМКРЕПАН® является наилучшим материалом для производства изделий, работающих при воздействии абразива и агрессивных сред. Их эксплуатационные характеристики значительно выше, чем у изделий из бронзы, чугуна, марганцовистой стали, абразивостойкой резины. Это позволяет успешно использовать эти марки полиуретанов в горно-добывающей и других промышленностях для улучшения качества производственных процессов, увеличения сроков безремонтной эксплуатации оборудования и повышения эффективности производства.

Александр Онисимович СПИВАКОВСКИЙ
(к 120-летию со дня рождения)

30 января 2008 г. исполнилось 120 лет со дня рождения Александра Онисимовича Спиваковского – выдающегося ученого, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, лауреата Государственной премии СССР, члена-корреспондента АН СССР, профессора, доктора технических наук, почетного доктора Дрезденского Технического университета и Краковской Горно-металлургической академии.

А.О. Спиваковский свою научно-педагогическую деятельность начал в 1919 г. в Екатеринославском (Днепропетровском) горном институте, в котором проработал по 1933 г., занимая должности ассистента, доцента, профессора и заведующего кафедрой рудничного транспорта, впервые организованной им в системе горных вузов. В этот период он написал учебные пособия: книгу "Расчеты по транспортным устройствам" (1929 г.) и капитальную четырехтомную монографию "Конвейерные установки" (1932–1933 гг.), принесшие автору репутацию крупного специалиста в данной области техники.

В 1933 г. по приглашению наркома тяжелой промышленности Г.К. Орджоникидзе он переезжает в Москву для работы в Московском горном институте, где создает кафедру рудничного транспорта и руководит ею в течение 35 лет. Всего в МГИ он проработал 53 года.

С 1933 по 1944 г. одновременно с преподаванием в вузе А.О. Спиваковский занимается проектно-конструкторской деятельностью, являясь научным руководителем ВНИИ подъемно-транспортного машиностроения. Позднее он переходит в "Гипроуглемаш", в котором продолжает научную и инженерную работу. Он участвовал в создании первых эскалаторов для Московского метрополитена, конвейеров, комбайнов и механизированных крепей для угольных очистных забоев, транспортно-механического оборудования поверхности шахт.

В 1942–1943 гг. А.О. Спиваковский принимает участие в работах комиссий по восстановлению шахт Подмосковного и Донецкого бассейнов.

В 1935 г. А.О. Спиваковскому было присвоено звание профессора, а в 1937 г. – степень доктора технических наук. В 1946 г. он был избран членом-корреспондентом АН СССР, в 1947 г. за коренное усовершенствование забойных скребковых конвейеров ему была присуждена Государственная (Сталинская) премия, а в 1957 г. присвоено звание заслуженного деятеля науки и техники РСФСР.

Научная деятельность А.О. Спиваковского охватывала широкий диапазон проблем – механизация горных работ, рудничный и карьерный транспорт, транспортно-механическое оборудование поверхности шахт, гидро- и пневмотранспорт, вибротехника в горной промышленности, автоматизация конвейерных линий, горное машиностроение. Он автор более 240 научных работ.

В 1954 г. А.О. Спиваковский организовал в Институте горного дела им. А.А. Скочинского лабораторию по механизации горных работ, из которой в 1958 г. была выделена лаборатория рудничного транспорта, в работе которой он многие годы участвовал как консультант.

Долгие годы на кафедре транспортных машин и комплексов МГИ с участием лаборатории рудничного транспорта ИГД им. А.А. Скочинского действовал научно-технический семинар по транспорту шахт и карьеров, организованный А.О. Спиваковским. Этот семинар объединял учебные, научно-исследовательские и проектно-конструкторские институты, заводы, специализирующиеся по горным транспортным машинам, и являлся школой передовой научно-технической мысли, хорошей традицией которой был также обмен научно-технической информацией с зарубежными учеными и специалистами.

За годы многолетней работы в МГИ им были созданы учебные пособия и учебники по рудничному транспорту, переведенные на многие языки и не утратившие своей актуальности до настоящего времени, подготовлено большое число докторов и кандидатов наук, создана научная школа, высоко оцениваемая у нас в стране и за рубежом.

А.О. Спиваковский вел большую общественную деятельность. С 1938 г. он был членом горной секции ВАКа, а с момента образования комитета по Ленинским и Государственным премиям – членом его горной секции. Он состоял в редколлегиях ряда специализированных журналов и технических советов министерств.

Трудовая деятельность А.О. Спиваковского получила большое признание. За свои выдающиеся заслуги он был награжден орденом Ленина, четырьмя орденами Трудового Красного знамени, медалями, знаками "Шахтерская слава" трех степеней.

Умер А.О. Спиваковский на 99-м году жизни. Светлую память о нем хранят многочисленные ученые и горные инженеры у нас в стране и за рубежом.

Поздравляем юбиляра!

НИКОЛАЮ ГРИГОРЬЕВИЧУ КАРТАВОМУ – 75 лет

21 февраля 2008 г. исполнилось 75 лет Николаю Григорьевичу Картавому – крупному ученому в области горных машин и комплексов, заслуженному деятелю науки Российской Федерации, академику Международной инженерной академии, профессору, доктору технических наук.

По окончании Московского горного института (МГИ) в 1955 г. по специальности "Горное машиностроение" и аспирантуры работал в Тульском горном институте, а затем с 1961 г. – в МГИ доцентом, профессором, заведующим кафедрой, деканом горно-электромеханического факультета.

С 1973 г. около 30 лет в МГИ-МГГУ возглавлял выпускающие кафедры "Стационарные машины" и "Горная механика и транспорт", игравших роль базовых среди родственных кафедр горных факультетов страны.

Занимаясь около 50 лет педагогической деятельностью, Николай Григорьевич Картавый участвовал в подготовке многих сотен молодых специалистов горного профиля (инженеров и магистров). Под его руководством свыше 100 специалистов стали докторами и кандидатами технических наук. Он оказывал влияние на педагогическую политику подготовки горных инженеров-механиков и электромехаников, являясь членом УМО по горному образованию, председателем учебно-методических комиссий по специальностям. По инициативе профессора Н.Г. Картавого подготовлена и открыта в 1999 г. в МГГУ перспективная инженерная специальность "Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды".

Научная и инженерная творческая деятельность Николая Григорьевича отличается многогранностью и охватывает широкий круг вопросов от развития научно-инженерных основ расчета и конструирования до разработки, внедрения и эксплуатации различных видов горной техники на предприятиях угольной и строительной отраслей промышленности.

Профессор Н.Г. Картавый внес значительный научный и инженерный вклад в разработку научных основ, создание и совершенствование техники для выемки угля подземным способом: автоматизированных угледобывающих агрегатов и комплексов, стругов и комбайнов, пневмоконтейнерного транспорта, высокоэффективных установок, машин и оборудования для переработки и комплексного использования строительного сырья и отходов нерудной промышленности.

В 1978 г. профессор Н.Г. Картавый организовал при Главмоспромстройматериалах отраслевую научно-исследовательскую лабораторию "Переработка нерудных строительных материалов и камнеобработка", выполнявшую длительное время под его руководством научные и внедренческие работы для нерудных предприятий г. Москвы и области.

Николай Григорьевич Картавый – автор многих оригинальных технических решений, имеет около 150 авторских свидетельств и патентов в области угледобывающей техники, стационарных машин и установок, машин и оборудования для переработки минерального сырья и камнеобработки, пневмоконтейнерного транспорта. Им опубликовано свыше 180 работ, в том числе 8 монографий, книг и учебников.

Профессор Н.Г. Картавый длительное время был членом экспертного совета ВАК СССР, председателем и членом ряда специализированных диссертационных советов в МГИ-МГГУ, ИГД им. А.А. Скочинского, Гидромаше и других организациях, членом научно-технического совета Минтопа СССР и технических советов в горной и строительных отраслях промышленности, организатором международных семинаров и конференций. В перестроечный период Николай Григорьевич занимался организацией производства горного оборудования на новой машиностроительной базе.

В своей научной и педагогической деятельности проф. Н.Г. Картавый активно сотрудничал с учеными университетов и фирм Германии, Польши, Китая, Венгрии, Югославии и стран ближнего зарубежья.

Награжден почетными знаками "Отличник высшей школы", "Шахтерская слава" и др.

В настоящее время Н.Г. Картавый – профессор-советник МГГУ.

Поздравляем Николая Григорьевича с юбилеем, желаем ему крепкого здоровья и творческих успехов!

Кафедра горной механики и транспорта МГГУ, редакционный совет, редакционная коллегия, редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика".

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

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

Сдано в набор 20.12.07 г. Подписано в печать 29.01.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 9,12. Заказ 78. 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.