

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

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

Редакционный совет:

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

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
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:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:

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

Факс (499) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru

<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Гилёв А.В., Шейн Ф.Э. Обоснование параметров рабочего органа канатного скрепера, применяемого при разработке обводненных месторождений полезных ископаемых 2

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Семакин М.С. О применении на открытых горных работах несамосвальных автомобилей 6
Реутов А.А., Иваницкий Р.Б. Повышение долговечности роликов на криволинейных участках ленточного конвейера 9

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Ляхомский А.В., Перфильева Е.Н. Управление энергетическими ресурсами – эффективный путь решения проблемы формирования техногенной геосреды 14

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Шубина Н.Б. Повышение эффективности и экологичности процессов химико-термической обработки зубчатых колес горных машин 18
Сербин В.М. К вопросу повышения долговечности рабочих органов спиральных классификаторов 23

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Боярских И.Г. Экспериментальные исследования технологической наследственности упрочнения твердосплавных вставок буровых коронок 30
Красников Ю.Д., Щерба Т.П. Анализ теоретической производительности очистного комбайна при добыче сильвинита 34
Фокин А.С., Звонарев И.Е., Иванов С.Л. К вопросу оценки ресурса механических трансмиссий машин энергетическим методом 38
Габов В.В., Чекмасов Н.В., Бурак А.Я., Шишлянников Д.И. Исследование процесса формирования элементарных сколов при разрушении калийных солей перекрестными резами 42

ИНФОРМАЦИЯ

Ушаков Л.С., Ределин Р.А., Юрьев Д.А., Тарасов А.А., Каманин Ю.Н., Тарасов Р.А., Чаплыгин Н.М. Новое оборудование для приемосдаточных испытаний силовых гидроцилиндров 44

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРОВ

Борису Константиновичу Мышляеву – 80 лет! 47
Григорию Шнееровичу Хазановичу – 75 лет! 48
Владимир Георгиевич Гуляев (к 80-летию со дня рождения) 13

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

УДК 622.233.06

А.В. Гилёв, д-р техн. наук, проф., СФУ, Ф.Э. Шейн, гл. инж., ООО "Силикон", г. Красноярск

E-mail: Anatoliy.Gilev@gmail.com, F.Shain@gmail.com

Обоснование параметров рабочего органа канатного скрепера, применяемого при разработке обводненных месторождений полезных ископаемых^{НГ*}

Рассматривается целесообразность применения на канатных скреперных установках, при разработке обводненных месторождений полезных ископаемых, ковша с криволинейной сплошной режущей кромкой. Приведены зависимости для определения его геометрических параметров.

Ключевые слова: обводненное месторождение, канатно-скреперная установка, тяговое усилие, ковш, вместимость ковша, геометрические параметры, зависимости геометрических параметров.

A.V. Gilev, F.E. Shain

Substantiation of Parameters of Working Body the Rope Scraper Applied by Working out Watered of Deposits Useful Minerals

The expediency of application on rope scraper installations is considered, by working out of prevailing minerals, a ladle with a curvilinear continuous cutting edge. Dependences for definition of its geometrical parameters are resulted.

Keywords: watered of deposit, rope scraper installation, traction effort, a ladle, capacity of a ladle, geometrical parameters, dependences of geometrical parameters.

Разработка обводненных месторождений полезных ископаемых возможна механизированными комплексами, оснащенными выемочно-погрузочными машинами разного типа [1, 4].

Для добычи полезного ископаемого из-под воды перспективными являются канатно-скреперные установки [2], которые на отечественных карьерах распространения не получили, однако зарубежный опыт указывает на возможность их успешного применения для вскрышных и добычных работ при разработке мягких и рыхлых пород, особенно в обводненных условиях [3].

Основными достоинствами канатно-скреперных комплексов являются [4]: надежность в работе и простота эксплуатации; возможность отработки высоких уступов и заходок большой ширины; добыча полезного ископаемого из-под воды на значительных глубине (до 40 м) и дальности перемещения (до 400 м); возможность широкого применения при разработке месторожде-

ний с различными горно-геологическими условиями; небольшой объем работ по строительству карьера, сводящийся по существу к монтажу оборудования; достаточно низкая себестоимость горных работ при правильной организации их эксплуатации.

Производительность канатно-скреперной установки зависит в основном от вместимости ковша и дальности перемещения породы. Эффективность, силовые и энергетические параметры процесса резания определяются во многом геометрической формой и размерами рабочего органа [5].

Вопросам влияния параметров срезаемой стружки на усилие резания посвящены труды В.П. Горячкина, Н.Г. Домбровского, А.Н. Зеленина, Ю.А. Ветрова и др. Исследования различных форм режущих кромок, проведенные в одинаковых условиях, показали, что при резании связного грунта сплошной криволинейной кромкой в сравнении с резанием сплошной прямой кромкой и кромкой с зубьями сни-

* Символом НГ обозначены статьи, полученные с Недели горняка – 2011.

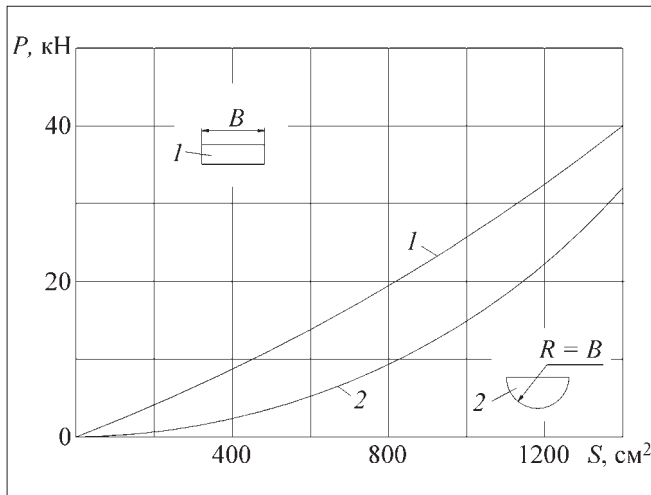


Рис. 1. Зависимость усилия резания P от площади поперечного сечения стружки S :
 1 – сплошная прямолинейная кромка ковша шириной B ; 2 – сплошная криволинейная кромка ковша радиусом R

жается усилие резания (соответственно удельное усилие резания) на 10...20 %, в зависимости от площади поперечного сечения стружки (рис. 1) [6]. Это снижение происходит в результате косо-го резания, при котором наряду со сжатием грунта в направлении движения возникает его преимущественный сдвиг в стороны по поверхностям скольжения.

При резании в песке сплошной режущей кромкой усилие резания также снижается по сравнению с резанием кромкой с зубьями. Это происходит потому, что в несвязном грунте зубья срезают не сплошной слой, и между ними остаются несрезанные гребни, уменьшающие площадь поперечного сечения срезаемой стружки.

Процесс копания ковшем скрепера примерно соответствует условиям копания ковшами драглайна на горизонтальных участках. В начальный момент копания, когда площадь поперечного сечения стружки мала, удельное сопротивление копанию имеет наибольшее значение (рис. 2) [6].

По мере заглубления ковша в грунт и увеличения площади поперечного сечения срезаемого слоя грунта удельное усилие копания снижается. Можно считать, что на этом участке имеет место резание грунта без дополнительных сопротивлений, возникающих в процессе дальнейшего наполнения ковша грунтом.

Уменьшение удельного усилия копания с увеличением площади поперечного сечения срезаемого слоя грунта обусловлено уменьшением отношения площади сжатия грунта режущим кон-

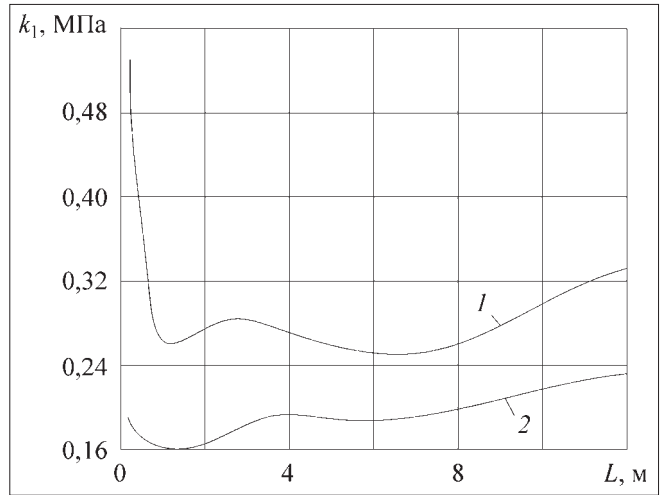


Рис. 2. Изменение удельного усилия копания k_1 прямоугольным (1) и криволинейным (2) ковшами по длине пути копания L

туром ковша к общей площади поперечного сечения срезаемого слоя грунта.

При продолжении копания грунта и наполнении ковша, несмотря на увеличение площади поперечного сечения срезаемого слоя грунта, удельное усилие копания не уменьшается, а возрастает. Это обусловлено более интенсивным ростом сопротивления перемещению грунта в ковше. Как следует из рис. 2, удельное усилие копания криволинейным ковшом примерно в 1,5 раза ниже, чем при копании прямоугольным ковшом.

Теоретически удельное усилие копания ковша скрепера можно определить по следующей формуле [6]:

$$k_1 = P_{01} / S, \text{ МПа}, \quad (1)$$

где P_{01} – касательная составляющая усилия копания (Н), которую в общем виде можно представить как

$$P_{01} = P_p + P_{гр} + P_{р.о.} + P_{пр.в.}, \text{ Н},$$

где P_p – усилие резания, Н; $P_{гр}$ – сопротивление грунта перемещению по поверхности рабочего органа, Н; $P_{р.о.}$ – сопротивление при перемещении рабочего органа с грунтом, Н; $P_{пр.в.}$ – сопротивление перемещению призмы волочения, Н; S – площадь поперечного сечения срезаемой стружки, м^2 , определяемой с учетом ее формы.

В упрощенном виде касательную составляющую усилия копания ковша P_{01} (Н) можно представить следующим выражением [7]:

$$P_{01} = \frac{E(1 + \lambda_0)K_F}{K_{\text{пут}} l_k K_p}, \quad (2)$$

где E – вместимость ковша, м³; λ_0 – отношение объема призмы волочения к вместимости ковша (принимают $\lambda_0 = 0,4$); $K_{\text{пут}}$ – отношение пути l_n , при котором происходит 100%-ное заполнение ковша, к длине ковша l_k (принято $K_{\text{пут}} = l_n/l_k = 2,5$); K_p – коэффициент разрыхления горной породы в ковше; K_F – коэффициент удельного сопротивления копания, МПа.

Проф. Н.Г. Домбровский предложил определять касательную составляющую усилия копания по следующей формуле [8]:

$$P_{01} = K_F S. \quad (3)$$

Анализируя выражения (1) и (3), можно сделать вывод о том, что теоретическое удельное усилие копания ковша скрепера k_1 , применяемое Д.И. Федоровым в работе [6], и коэффициент удельного сопротивления копания K_F , применяемый Н.Г. Домбровским в работе [8], имеют одинаковый физический смысл. Таким образом, справедливым будет равенство:

$k_1 = K_F$, или с учетом выражений (1) – (3):

$$\frac{P_{01}}{10^6 S} = \frac{P_{01} K_{\text{пут}} l_k K_p}{E(1 + \lambda_0)}. \quad (4)$$

Из выражения (4) получим формулу для определения вместимости ковша скрепера E (м³):

$$E = \frac{10^6 K_{\text{пут}} l_k K_p S}{1 + \lambda_0}. \quad (5)$$

Из формулы (5) следует, что вместимость ковша скрепера в основном зависит от длины пути, при прохождении которого ковш заполнится на 100 %, а также от его длины и площади поперечного сечения срезаемой стружки. При условии работы ковша с углом подъема $\alpha = 0...18^\circ$ длина пути l_n может находиться в пределах 3...20 м. В связи с этим определение вместимости ковша по формуле (5) возможно при условии принятия среднего значения l_n . Так, при $l_n \approx 11,5$ м, $S = 0,35$ м², $l_k = 2,0$ м ориентировочно вместимость ковша можно принять $E = 5...6$ м³.

Более точное определение вместимости ковша возможно с учетом тягового усилия, действующего на него в процессе копания. Зависимость между наибольшим тяговым усилием S_T (кН) и вместимостью ковша E (м³) при условии его полукруглой формы может быть принята с учетом работы [6] следующей:

$$S_T^{\text{max}} = P_{01} [1 + K_1 (\mu_1 + \text{tg}\alpha)] - (P_{\text{гс}} - P_{\text{в}}) \mu_1 c_0 s\alpha + P_{\text{л.с.}}, \quad (6)$$

где μ_1 – коэффициент трения ковша о породу (принято $\mu_1 = 0,4$); α – предельный угол откоса (принято $\alpha = 0...18^\circ$); $P_{\text{гс}}$ – сила давления жидкости, кН:

$$P_{\text{гс}} = \frac{10^{-3} \rho g H}{F},$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; H – высота столба жидкости, м; F – объем верхней части ковша, м³; $P_{\text{л.с.}}$ – сила лобового сопротивления, кН:

$$P_{\text{л.с.}} = C S_1 \frac{\rho v^2 \cdot 10^{-3}}{2},$$

где C – коэффициент лобового сопротивления;

$$C = \frac{24\nu}{d_3 v},$$

где ν – кинематическая вязкость воды, м²/с; d_3 – эквивалентный диаметр ковша, м; v – скорость перемещения груженого ковша в воде, м/с; S_1 – площадь проекции поверхности ковша на нормаль к вектору скорости (Миделево сечение), м².

В расчетах можно принять $S = h_k b$, где h_k – высота ковша, м; b – ширина ковша, м; $P_{\text{в}}$ – выталкивающее усилие, действующее на тело, погруженное в воду (Архимедова сила), кН:

$$P_{\text{в}} = 10^{-3} \rho g E.$$

Расчеты, проведенные по формуле (6) для ковша вместимостью $E = 3$ м³, показывают, что максимальное тяговое усилие $E_T^{\text{max}} = 84$ кН. Это соответствует параметрам скреперной лебедки (тип 100 ЛС, максимальное тяговое усилие 100 кН), установленной на опытно-промышленном канатном скрепере СКШ-3, изготовленном и испытанном на Березовском песчано-гравийном карьере г. Красноярск [1, 2, 5].

В работе [6] приведены формулы и рассчитанные на их основе рекомендуемые геометрические параметры ковша драглайна. Как было отмечено, процесс копания ковшем скрепера практически соответствует условиям копания ковшем драглайна. Следовательно, рекомендации Д.М. Федорова, по нашему мнению, применимы и для канатного скрепера. По формулам, представленным в работе [6], нами рассчитаны

Рекомендуемые геометрические параметры ковша канатного скрепера

Параметры	Формула для определения значений параметра	Параметры при $E = 3 \text{ м}^3$
Вместимость $E, \text{ м}^3$	$E = 0,76LBH$	3
Длина $L, \text{ м}$	$L = 1,65\sqrt[3]{E}$	2,8
Ширина $B, \text{ м}$	$B = 1,05\sqrt[3]{E}$	1,8
Высота $H, \text{ м}$	$H = 0,75\sqrt[3]{E}$	0,8
Радиус, м: закругления козырька и передней стенки днища R	$R = 0,6\sqrt[3]{E}$	1,0
закругления задней стенки R_1	$R_1 = 0,4\sqrt[3]{E}$	0,7

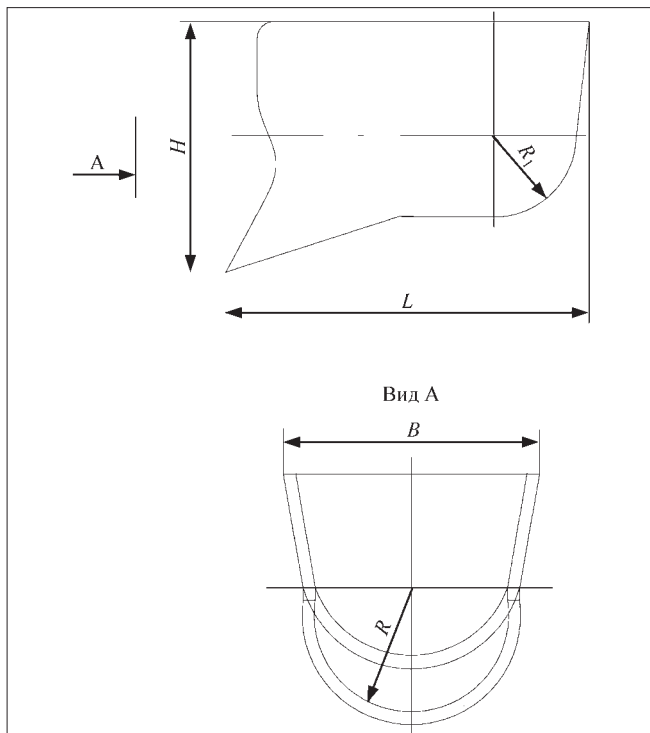


Рис. 3. Геометрические параметры ковша канатного скрепера

параметры ковша скрепера вместимостью 3 м^3 (см. таблицу, рис. 3), который установлен на опытно-промышленном канатном скрепере СКШ-3 [1].

Выводы

1. Канатные скреперные установки при разработке общераспространенных полезных ископаемых должны оснащаться рабочими органами (ковшами) с криволинейной сплошной режущей кромкой, обеспечивающей снижение усилий резания по сравнению с прямолинейной сплошной и прерывистой режущей кромкой на 10...20 %.

2. Геометрические параметры ковшей скреперной установки, эксплуатируемой в обводненных горно-геологических условиях, целесообразно определять исходя из их вместимости, с учетом максимального тягового усилия, действующего на рабочий орган.

3. Тяговое усилие, действующее на ковш скрепера, работающий в обводненных условиях, необходимо принимать с учетом выталкивающего усилия, действующего на тело, погруженное в воду, а также силы давления жидкости и силы лобового сопротивления.

Список литературы

1. Гилёв А.В., Шейн Ф.Э. Механизированный комплекс для добычи строительных материалов на обводненных месторождениях // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 6. С. 18–20.
2. Гилёв А.В., Гилёва Н.Н., Шейн Ф.Э. Технико-экономическое обоснование выбора рационального комплекса для добычи общераспространенных полезных ископаемых на обводненных месторождениях. Проблемы освоения минеральной базы Восточной Сибири: сб. науч. трудов; вып. 9. Иркутск, 2009. С. 74–77.
3. Шпанский О.В., Буянов Ю.Д. Технология и комплексная механизация добычи нерудного сырья для производства строительных материалов: учеб. для вузов / О.В. Шпанский, Ю.Д. Буянов. М.: Недра, 1996. 462 с.
4. Буянов Ю.Д., Аверченков А.П., Бессмертный К.С. Песчано-гравийные, щебеночные и глиняные карьеры. М.: Недра, 1964. 359 с.
5. Гилёв А.В. и др. Теоретическое обоснование рабочих параметров канатного шагающего скрепера для обводненных россыпных месторождений // Вестник ИрГТУ. № 1. 2010. С. 164–168.
6. Федоров Д.М. Рабочие органы землеройных машин. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
7. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. М.: Недра, 1985. 544 с.
8. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. М.: Машиностроение, 1969. 450 с.

УДК 621.869

М.С. Семакин, доктор-инженер, специалист по горным машинам и комплексам, независимый консультант, г. Берлин, Германия

E-mail: sem.m@mail.ru

О применении на открытых горных работах несамосвальных автомобилей^{НГ*}

Рассматривается возможность и целесообразность замены автосамосвалов в карьерном транспорте на несамосвальные автомобили. Приводится описание нескольких возможных вариантов с использованием бесприводных автомобилеразгрузчиков.

Ключевые слова: карьерный автомобильный транспорт, автомобилеразгрузчик.

M.S. Semakin

About Application of the Board-Trucks on Opencast

In article the possibility and expediency of replacement of rock handlers by board-trucks in opencast automobile transport is considered. The description of several possible variants with use of non-driven automobile unloaders is given.

Keywords: opencast automobile transport, automobile unloader.

В тех схемах комбинированного карьерного транспорта, где в качестве подвижного состава первого звена используются автосамосвалы, последние доставляют горную массу с нескольких одновременно работающих горизонтов на концентрационный для передачи ее в последующее транспортное звено: конвейерную линию, средства железнодорожного транспорта или скип наклонного подъемника. Такая организация транспортных работ предполагает устройство перегрузочных пунктов, в течение длительного времени не меняющих своего местоположения. В этих и подобных условиях автомобиль не обязательно должен быть саморазгружающимся, его разгрузку можно осуществлять стационарным автомобилеразгрузчиком, которым для этого оборудуется узел сопряжения транспортных звеньев.

Цель замены карьерных автосамосвалов на несамосвальные автомобили содержит как минимум три аспекта. *Первый.* Автосамосвалы в силу наличия в их конструкции механизмов опрокидывания кузова имеют более высокую стоимость и собственную массу по сравнению с неса-

мосвальными аналогами. Стоимость последних на 10...15 %, а масса на 8...12 % ниже. Кроме того, разгрузка автосамосвала, особенно большой грузоподъемности, сопровождается высокими динамическими нагрузками на раму и шасси, что требует дополнительного их упрочнения, причем, как правило, за счет увеличения собственного веса. И наличие опрокидывающего кузов механизма, и более прочные размеры конструкции обуславливают большую материалоемкость автосамосвала и, как следствие, больший коэффициент тары.

Второй аспект. Разгрузка автосамосвала путем подъема кузова требует дополнительного расхода топлива и затрат моторесурса на эту операцию, что ухудшает общие показатели работы карьерного транспорта.

И, наконец, *третье.* Применение автомобилей, тем более на глубоких малоразмерных карьерах, сопряжено с резким ухудшением внутрикарьерной атмосферы из-за выброса в нее отработавших газов. Исключение из транспортного цикла операции саморазгрузки опрокидыванием кузова, т.е. применение несамосвальных автомобилей в комплексе с автомобилеразгрузчиками, может заметно уменьшить загрязнение и загазо-

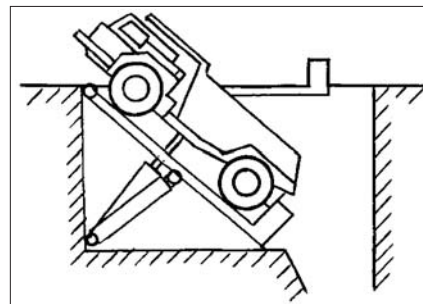
* Статья публикуется в редакции автора.

ванность воздуха в рабочей зоне карьера. Ко всему сказанному следует добавить и то, что использование разгрузчиков легко решает проблему боковой разгрузки автомобилей, вставшую в ряд актуальных с переходом на циклично-поточную технологию ведения горных работ.

Оснащенный приводом стационарный автомобилеразгрузчик классической компоновочной схемы, даже адаптированный к условиям карьера, способен решить только экологическую часть общей задачи, что уже дает положительный результат. Но в этом случае расход энергии на разгрузку будет даже выше из-за необходимости вместе с кузовом и его содержимым поднимать и сам автомобиль. Снизить энергозатраты здесь можно изменением самой последовательности разгрузки: не поднимать платформу с груженым автомобилем, а опускать ее, поскольку коэффициент тары большегрузных автомобилей меньше единицы. В исходное горизонтальное положение платформа возвращается уже с порожним автомобилем. Известны устройства для разгрузки шахтных вагонеток с откидным боковым бортом (вагонетки типа ВВ), в которых один гидроцилиндр наклоняет только кузов с горной массой, а второй удерживает раму вагонетки от опрокидывания [1]. Подобная конструкция с успехом может быть использована и на карьерах. Но и эти варианты не позволяют полностью исключить расход энергии на разгрузку.

Заманчивым представляется использование беспроводного разгрузчика, состоящего из двух рядом смонтированных платформ (рис. 1), работающих в противофазе [2]. Поршневые полости гидроцилиндров обеих платформ соединены между собой трубопроводом с включенным в него регулирующим дросселем. Опускающаяся с груженым автомобилем платформа через гидросистему поднимает платформу с уже разгруженным. Правда, для работы такого автомобилеразгрузчика требуется непрерывный устойчивый поток автомобилей, чего достичь практически невозможно. Вдобавок здесь, как и при разгрузке опрокидыванием кузова, требуется выполнение автомобилем предразгрузочных сложных маневров и сохраняется встречное движение транспорта. Первое сопряжено с дополнительным непроизводительным расходом топлива и увеличением продолжительности рейса, второе – неблагоприятно отражается на безопасности движения и организации разгрузочных работ. Комплексно вся задача может быть решена применением проездных беспроводных автомобилеразгрузчиков.

Рис. 1. Беспроводный непроездной автомобилеразгрузчик с двумя платформами

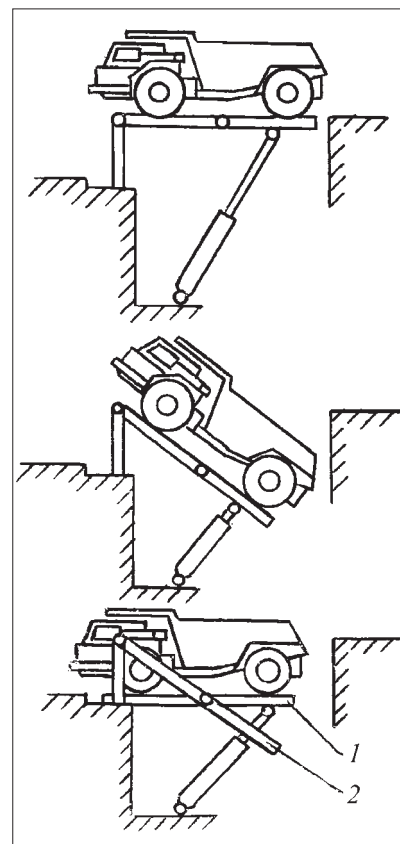


Две платформы автомобилеразгрузчика (рис. 2) размещены каждая внутри П-образной рамы [3]. Для разгрузки автомобиля платформа вместе с рамой наклоняется на необходимый угол, после чего дальше опускается только платформа, поворачиваясь внутри рамы вокруг соединяющей их оси. Порожний автомобиль съезжает с установившейся горизонтально платформы на дорожное полотно, лежащее уже ниже уровня подъездного пути. Одновременно с этим вторая платформа приходит в положение, соответствующее приему следующего груженого автомобиля.

На рис. 3 приведен пример проездного устройства для боковой разгрузки автомобиля [4]. Оно также содержит две платформы, при этом их силовые цилиндры соединены между собой трубопроводом попарно, как изображено на рисунке. Разгруженный автомобиль съезжает с платформы по пандусу на уровень подъездного пути или непосредственно на горизонт с меньшей отметкой. Боковые борта кузова автомобиля шарнирно соединены с торцевыми и свободно опираются на днище. Для их от-

Рис. 2. Рабочие фазы проездного автомобилеразгрузчика с задней разгрузкой:

1 – платформа; 2 – П-образная рама



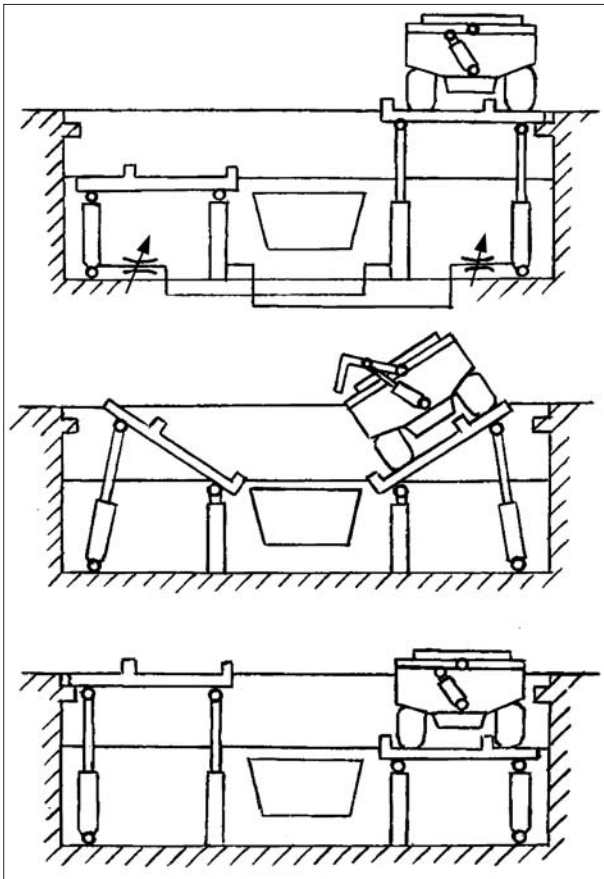


Рис. 3. Рабочие фазы проездного автомобилеразгрузчика с боковой разгрузкой

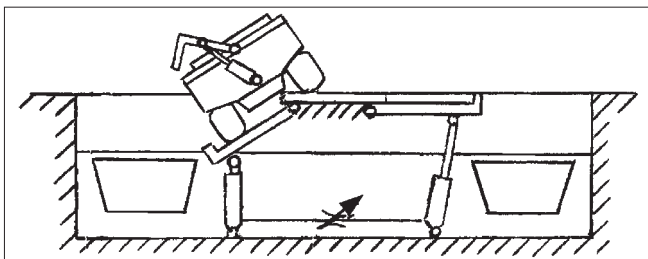


Рис. 4. Боковой разгрузчик для больших углов наклона

кривания могут быть использованы гидроцилиндры или другие известные устройства.

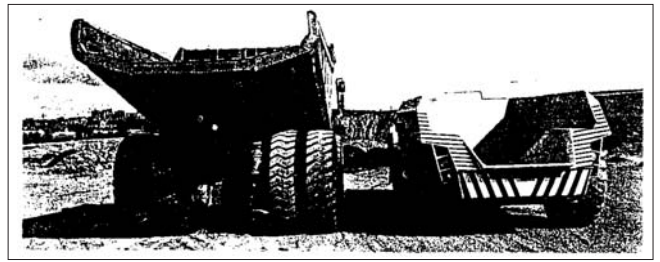


Рис. 5. Сравнительные габариты пятидесятитонных дизельных традиционного и компактного автосамосвалов

При разгрузке материала с большим коэффициентом внутреннего трения, т.е. при необходимости наклонять автомобиль на большой угол, во избежание его сползания по платформе одна линия его колес может оставаться на горизонтальной поверхности (рис. 4) [5].

Опыт создания компактного, с низкорасположенным центром тяжести и небольшим коэффициентом тары большегрузного автосамосвала уже имеется. На рис. 5 в сравнении изображены пятидесятитонные дизельные автосамосвалы обычной привычной компоновки (слева) и вариант K501 фирмы "Kiruna" (справа).

Технология карьерного транспорта с использованием несамосвальных автомобилей в сочетании с бесприводными стационарными автомобилеразгрузчиками позволит снизить материальные затраты не только на собственно транспорт, но и на защиту экологии карьера.

Список литературы

1. Григорьев В.Н. и др. Транспортные машины и комплексы подземных разработок. М.: Недра, 1976. 237 с.
2. Семакин М.С. Автомобилеразгрузчик, А.с., SU 1298167.
3. Семакин М.С. Устройство для разгрузки транспортных средств, А.с., SU 1202987 А.
4. Semakin S. Einrichtung zum Entladen von Schüttgut aus Fahrzeugen. Offenlegungsschrift, DE 10 2008 019 696.
5. Семакин М.С. Автомобилеразгрузчик, А.с., SU 1348276 А2.

Повышение долговечности роликов на криволинейных участках ленточного конвейера

Разработана детерминированная модель расчета долговечности роликов ленточного конвейера на криволинейных участках трассы. Определены время и схема перестановки роликов при доминировании отказа подшипников или износа обечайек роликов.

Ключевые слова: долговечность, ролик, ленточный конвейер.

A.A. Reutov, R.B. Ivanitskiy

Enhancement of Idlers Durability at Curved Sections of the Belt Conveyor

The deterministic model for calculating belt conveyor idlers durability at curved sections of a route has been developed. The time and the scheme of idlers reset were determined at the dominance of failure bearings or wear shells.

Keywords: durability, the idler, the belt conveyor.

Ленточные конвейеры (ЛК) с пространственной криволинейной трассой позволяют транспортировать груз на местности со сложным рельефом (рис. 1).

На криволинейных участках ЛК для обеспечения центрального движения ленты ролик-опоры устанавливаются с наклоном к горизонту (рис. 2).

Наклон ролик-опор и смещение ленты относительно ролик-опор приводят к существенной разнице сил взаимодействия ленты с роликами опоры.

Определим радиальную F_{pi} и осевую F_{oi} составляющие равнодействующей силы взаимодействия ленты с i -м роликом в детерминированной постановке

$$F_{pi} = \int_0^{\delta} [G_b \cos \alpha_i \pm S_n \cos(\alpha_i - \psi)] dx; \quad (1)$$

$$F_{oi} = \int_0^{\delta} [G_b \sin \alpha_i \pm S_n \sin(\alpha_i - \psi)] dx, \quad (2)$$

где G_b — распределенная по длине ролика сила тяжести ленты с грузом (Н/м); δ — ширина ленты, контактирующей с роликом (м); S_n — распределенная по длине ролика нормальная

составляющая силы натяжения ленты (Н/м); α_i — угол наклона i -го ролика к горизонту; ψ — угол между вертикалью и главной нормалью к продольной оси конвейера.



Рис. 1. Криволинейный участок ленточного конвейера для транспортировки известняка

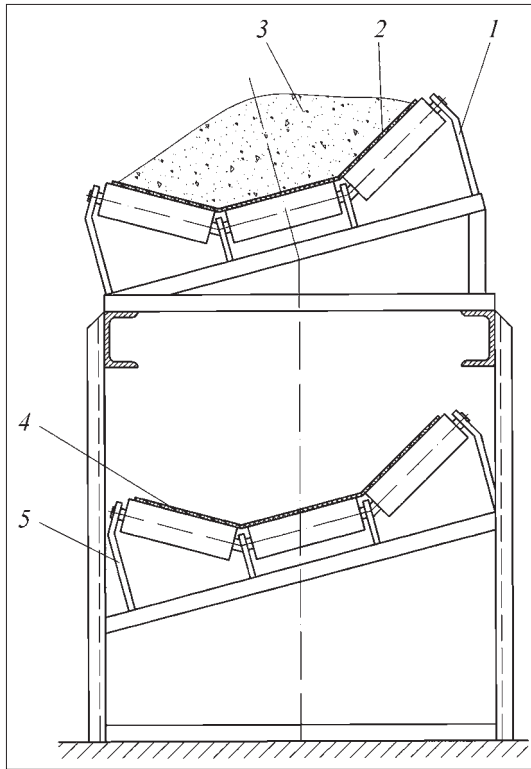


Рис. 2. Схема установки роlikоопор с наклоном к горизонту:
1 – роlikоопора грузовой ветви; 2 – лента грузовой ветви; 3 – груз; 4 – лента порожняковой ветви; 5 – роlikоопора порожняковой ветви

Знак \pm в формулах (1) и (2) определяется направлением силы S_n по отношению к оси роliка.

Точку приложения равнодействующей определим через эпюры распределенных сил G_b и S_n , показанные на рис. 3.

Долговечность i -го роliка T_i определим как минимальное значение долговечности подшипников либо обечайки

$$T_i = \min\{T_{i1}, T_{i2}, T_{io}\},$$

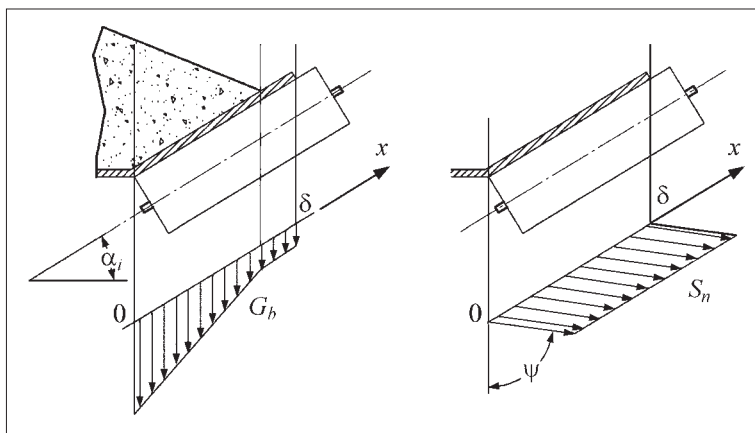


Рис. 3. Эпюры распределенных сил G_b и S_n

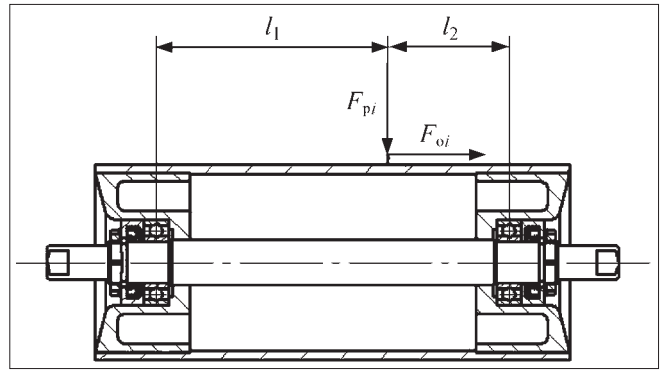


Рис. 4. Схема действия сил F_{pi} и F_{oi} на ролик

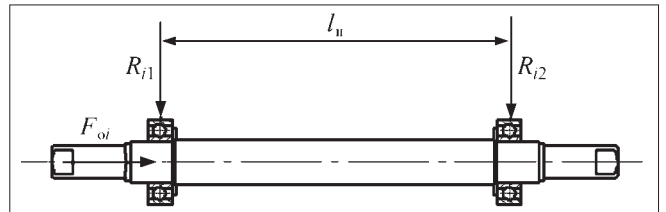


Рис. 5. Схема приложения радиальных R_{i1} , R_{i2} и осевой F_{oi} нагрузок к подшипникам роliка

где T_{i1} и T_{i2} – долговечности 1-го и 2-го подшипников i -го роliка; T_{io} – долговечность обечайки i -го роliка.

Радиальная составляющая F_{pi} распределена между подшипниками роliка обратно пропорционально расстояниям l_1 и l_2 от середины подшипников до линии действия F_{pi} (рис. 4).

Составляющая F_{oi} приложена к поверхности обечайки роliка, что вызывает дополнительную радиальную нагрузку в подшипниках $F_{oi}D_p/2l_n$, где D_p – наружный диаметр обечайки роliка; l_n – расстояние между серединами подшипников.

Радиальные нагрузки 1-го и 2-го подшипников i -го роliка определяются формулами

$$R_{i1} = F_{pi} \frac{l_2}{l_n} - F_{oi} \frac{D_p}{2l_n}, \quad R_{i2} = F_{pi} \frac{l_1}{l_n} + F_{oi} \frac{D_p}{2l_n}.$$

Осевую составляющую F_{oi} полностью воспринимает подшипник, внутреннее кольцо которого под действием F_{oi} упирается в выступ оси роliка (рис. 5).

Долговечность подшипников вычислим по формуле [1]

$$T_{ij} = (S_{di}/Q_{ij})^\epsilon,$$

где S_{di} – динамическая грузоподъемность подшипников i -го роliка; Q_{ij} – приведенная радиальная нагрузка j -го подшипника

i -го ролика, $\varepsilon = 3$ для шарикоподшипников и $\varepsilon = 3,33$ для роликоподшипников;

$$Q_{ij} = X_{ij} R_{ij} K_k + Y_{ij} F_{oi},$$

где $K_k = 1,2$ – коэффициент, учитывающий вращение наружного кольца подшипника; X_{ij} и Y_{ij} – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок j -го подшипника i -го ролика.

Долговечность обечайки ролика определяется абразивным износом ее поверхности. Интенсивность абразивного износа пропорциональна давлению и скорости скольжения контактирующих поверхностей [2]. Интенсивность износа поверхности i -го ролика представим зависимостью

$$\zeta_i = k p_i \gamma_i / \gamma_0, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где p_i – распределенная по длине i -го ролика нормальная сила взаимодействия с лентой (Н/м); k – эмпирический коэффициент (м·с/кг), учитывающий условия взаимодействия ленты с роликами конкретного конвейера; γ_i – угол между i -м роликом и плоскостью нормальной продольной оси ленты (рад.); γ_0 – эмпирическая характеристика взаимодействия ленты с роликами (рад.) (γ_0 – это минимальное значение угла γ_i , при котором начинается полное скольжение ленты вдоль ролика);

$$p_i = G_b \cos \alpha_i \pm S_n \cos(\alpha_i - \psi).$$

Долговечность обечайки вычислим как время, необходимое для изнашивания обечайки или футеровки на предельно допустимую толщину t при стационарном изнашивании ($\zeta_i = \text{const}$):

$$T_{io} = t / \zeta_i, \text{ с.}$$

Определим зависимость вида доминирующего отказа боковых роликов от вида доминирующего отказа наиболее нагруженного среднего ролика. Обозначим θ_Q отношение максимальных приведенных радиальных нагрузок подшипников бокового ($i = 3$) и среднего ($i = 2$) роликов, а θ_p отношение максимальных значений распределенной силы p_i бокового и среднего роликов:

$$\theta_Q = \max(Q_{3j}) / \max(Q_{2j}), \quad j = 1, 2;$$

$$\theta_p = \max(p_3) / \max(p_2).$$

Если средние ролики опор криволинейного участка конвейера выходят из строя в основном

из-за разрушения подшипников, то $\min(T_{2j}) < T_{20}, j = 1, 2$.

Аналогичное соотношение для боковых роликов $\min(T_{3j}) < T_{30} (j = 1, 2)$ возможно при

$$\frac{\theta_p}{\theta_Q} < \frac{T_{20}}{\min(T_{2j})}, \quad j = 1, 2. \quad (4)$$

Если средние ролики опор криволинейного участка конвейера выходят из строя в основном из-за износа обечайки, то $\min(T_{2j}) > T_{20}, j = 1, 2$.

В этом случае доминирование износа обечайки боковых роликов ($\min(T_{3j}) < T_{30}, j = 1, 2$) происходит при

$$\frac{\theta_p}{\theta_Q} > \frac{T_{20}}{\min(T_{2j})}, \quad j = 1, 2. \quad (5)$$

Поскольку $\theta_Q < 1$ и $\theta_p < 1$, то выполнение соотношения (5) возможно для большой области значений проектных параметров, а соотношения (4) маловероятно.

Повысить долговечность роликов можно путем их перестановки в опоре. Для трехроликовой опоры шесть возможных вариантов расположения подшипников роликов приведены в табл. 1 (номера подшипников в роликах опоры указаны слева направо по порядку).

Рассмотрим в качестве примера ЛК производительностью 1280 т/ч с шириной ленты 1 м и скоростью ленты 2 м/с. Трехроликовые опоры грузовой ветви конвейера имеют одинаковые ролики с шарикоподшипниками 104, $D_p = 127$ мм, $l_n = 278$ мм, боковые ролики наклонены к среднему под углом 30° , $S_{di} = 9,39$ кН.

На искривленном в горизонтальной плоскости участке трассы радиус кривизны оси конвейера $R_k = 240$ м, $\psi = 90^\circ$. На грузовой ветви при наклоне роликоопор к горизонту $\alpha_2 = 7^\circ$ и к нормальной плоскости $\gamma_i = 2^\circ$, натяжении ленты 142 кН боковое смещение ленты составляет 50 мм. Радиальные и осевые составляющие (Н) для левого, среднего и правого роликов опоры

Таблица 1

Варианты перестановки подшипников в опоре

Вариант	Левый ролик		Средний ролик		Правый ролик	
	1	2	3	4	5	6
0	1	2	3	4	5	6
1	2	1	4	3	6	5
2	6	5	4	3	2	1
3	5	6	3	4	1	2
4	4	3	5	6	1	2
5	3	4	1	2	6	5

Таблица 2

Оптимальное время перестановки подшипников и долговечности роликов, тыс. ч

Вариант	T_n	T_1	T_2	T_3
0	—	146	49,7	1685
1	26,2	172	51	1695
2	26,6	1405	51	166,5
3	27,7	1710	49,7	163
4	32,6	1720	81,5	81,5
5	44,1	80,5	84	1700

соответственно равны $F_{p1} = 271,4$; $F_{o1} = 316,1$; $F_{p2} = 1610$; $F_{o2} = -9,6$; $F_{p3} = 470,5$; $F_{o3} = -30,4$. Знак минус означает, что осевая составляющая направлена влево.

Долговечность роликов опоры зависит от времени их перестановки. Оптимальное время одновременной перестановки роликов опоры T_n обеспечивает наибольшую долговечность наиболее нагруженного ролика. Значения T_n и долговечности левого, среднего и правого роликов T_1 , T_2 и T_3 после однократной перестановки при доминировании отказа подшипников приведены в табл. 2. Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 2 соответствует их положению до перестановки.

Из пяти рассмотренных вариантов перестановки роликов четвертый обеспечивает наилучшее выравнивание долговечности двух роликов (среднего и правого). Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов согласно пятому варианту. Перестановка правого ролика в этом случае практического значения не имеет.

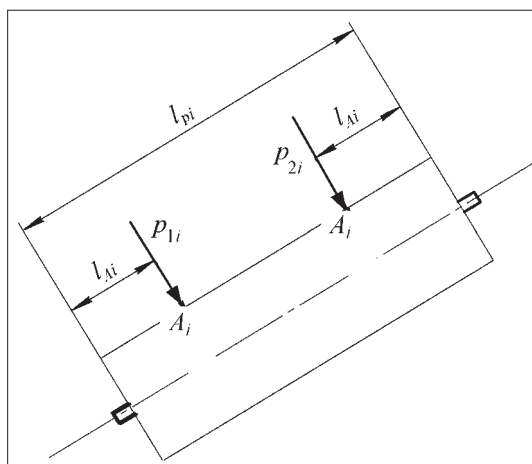


Рис. 6. Расположение точек A_i на обечайке правого ролика до и после перестановки

Рассчитаем время одновременной перестановки роликов в опоре T_n , обеспечивающее допустимый износ обечайки наиболее интенсивно изнашиваемого ролика.

Пусть p_{1i} — наибольшее значение силы p_i i -го ролика, имеющее место в точке A_i ; p_{2i} — значение силы p_i i -го ролика, имеющее место в точке A_i после перестановки.

На рис. 6 показано положение точки A_i на обечайке правого ролика до и после перестановки по схеме варианта 1. До перестановки точка A_i расположена на расстоянии l_{Ai} от левого края обечайки, а после перестановки — на том расстоянии от правого края (l_{pi} — длина обечайки).

Износ обечайки на линиях окружностей, расположенных на расстоянии l_{Ai} от краев обечайки, за все время эксплуатации (до перестановки T_n и после перестановки T_2) не должен превышать допустимой величины t :

$$\begin{aligned} k(\gamma_i p_{1i} T_n + \gamma_i p_{2i} T_2) / \gamma_0 &\leq t; \\ k(\gamma_i p_{1i} T_2 + \gamma_i p_{2i} T_n) / \gamma_0 &\leq t. \end{aligned} \quad (6)$$

Время однократной одновременной перестановки i -го ролика T_n и время его эксплуатации после перестановки T_2 определим из условия одинакового износа обечайки на линиях окружностей, расположенных на расстоянии l_{Ai} от краев обечайки:

$$\gamma_i p_{1i} T_2 + \gamma_i p_{2i} T_n = \gamma_i p_{1i} T_n + \gamma_i p_{2i} T_2. \quad (7)$$

Из (7) получим, что при износе обечайки на величину t

$$T_n = T_2 = \frac{\gamma_0 t}{k(\gamma_i p_{1i} + \gamma_i p_{2i})}. \quad (8)$$

В формулах (6)–(8) следует учитывать изменение обозначения ролика после перестановки.

Поскольку долговечность i -го ролика складывается из времени его эксплуатации до перестановки T_n и после нее T_2 , то с учетом (8) получим, что перестановка ролика при линейном характере изнашивания (3) и одинаковых углах γ_i повышает срок службы его обечайки T_{i0} в $\frac{2p_{1i}}{p_{1i} + p_{2i}}$ раз.

Оптимальное время одновременной перестановки роликов в опоре T_n и долговечности обечайек левого, среднего и правого роликов T_1 , T_2 и T_3 после однократной перестановки для предыдущего примера при $t = 0,01$ м; $k = 6,9 \cdot 10^{-14}$ м·с/кг; $\gamma_i = 0,035$; $\gamma_0 = 0,052$ приведены в табл. 3.

Оптимальное время перестановки T_n и долговечности обечаек роликов, тыс. ч

Вариант	T_n	T_{10}	T_{20}	T_{30}
0	—	11,8	6,3	9,4
1	2,28	14,0	6,8	11,7
...				
4	3,14	9,3	9,4	12,5
5	2,98	9,5	8,9	12,4

Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 3 соответствует положению роликов после перестановки.

Из рассмотренных вариантов перестановки роликов четвертый обеспечивает наилучшее выравнивание долговечности обечаек двух роликов (среднего и правого). Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов согласно варианту 5. В этом случае расчетные долговечности обечаек левого и правого ролика (9,4 тыс. ч) примерно равны (9,5 и 9,4 тыс. ч).

Заключение

В статье представлена детерминированная модель расчета долговечности роликов ЛК на криволинейных участках трассы.

Разработана методика расчета времени одновременной перестановки роликов в опорах грузовой и порожняковой ветвей конвейера, определены оптимальные схемы перестановки.

Для опор криволинейного участка конвейера установлено, что доминирование износа обечайки средних роликов опор, как правило, происходит и на боковых роликах.

Пример расчета показал, что при доминировании отказа подшипников однократная перестановка роликов увеличивает долговечность наиболее изнашиваемых средних роликов в 1,69 раза; при доминировании износа обечаек — в 1,49 раза.

Список литературы

1. **Решетов Д.Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1975. С. 510–514.
2. **Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др.** Основы трибологии (трение, износ, смазка). М.: Машиностроение, 2001. 664 с.



Владимир Георгиевич ГУЛЯЕВ (к 80-летию со дня рождения)

28 мая 2011 г. исполнилось 80 лет Владимиру Георгиевичу Гуляеву, доктору технических наук, профессору, лауреату Государственной премии УССР, Заслуженному деятелю науки и техники Украины.

По окончании в 1953 г. Донецкого индустриального института и по настоящее время научно-педагогическая деятельность Владимира Георгиевича связана с кафедрой "Горные машины" ДИИ-ДПИ-ДонГТУ-ДонНТУ, где он прошел путь от ассистента до профессора и заведующего кафедрой.

В.Г. Гуляев известен в Украине, ближнем и дальнем зарубежье как видный ученый-механик и педагог высокой квалификации. С 1984 по 2004 г. Владимир Георгиевич заведовал кафедрой "Горные машины", внес большой вклад в развитие научно-педагогической школы кафедры, в организацию учебно-методического процесса подготовки специалистов и научных кадров высшей квалификации для угольной промышленности. Им подготовлено 4 доктора и 8 кандидатов технических наук по специальности "Горные машины".

Владимир Георгиевич является одним из основателей научной школы в области экспериментально-статистических методов исследования горных машин, разработки теории их рабочих процессов и повышения надежности. Он разработал научные основы управления динамическими свойствами горных машин методами структурно-параметрической оптимизации.

Перу В.Г. Гуляева принадлежат 320 научных работ, в том числе 26 изобретений и патентов, три монографии, учебник и четыре учебных пособия для вузов. Он автор типовой программы и учебника с грифом Минвуза СССР "Проектирование и конструирование горных машин и комплексов" (1988), за создание которого ему и соавторам присуждена Государственная премия УССР в области науки и техники (1990).

Владимир Георгиевич награжден юбилейной медалью "За доблестный труд" (1970), Дипломом I степени ВДНХ УССР (1983), бронзовой (1971), серебряной (1986), золотой (1987) медалями ВДНХ СССР. Указом президента Украины в 1996 г. ему присвоено почетное звание "Заслуженный деятель науки и техники Украины". Является полным кавалером знака "Шахтерская слава" (1978, 1995, 2005).

Ректорат, факультет "Инженерная механика и машиностроение" и коллектив кафедры "Горные машины" Донецкого национального технического университета, сотрудники ГП "Донгипроуглемаш" и НИИГМ им. М.М. Федорова поздравляют проф. В.Г. Гуляева с 80-летним юбилеем и желают ему активного долголетия и новых успехов в работе по подготовке научных кадров и специалистов-конструкторов для горного машиностроения и угольной промышленности.

Редакционный совет, редакционная коллегия и редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика" присоединяются к поздравлению коллег юбиляра.

УДК 622:621.311:652.26

А.В. Ляхомский, д-р техн. наук, проф., зав. каф., **Е.Н. Перфильева**, канд. техн. наук, доц., МГГУ

E-mail: mggu.eegp@mail.ru

Управление энергетическими ресурсами – эффективный путь решения проблемы формирования техногенной геосреды*

Показано, что повышение энергоэффективности на основе управления энергетическими ресурсами представляет собой эффективное решение проблемы формирования техногенной геосреды путем значительного снижения экологической нагрузки за счет сокращения энергопотребления.

Ключевые слова: энергоэффективность, энергосбережение, система управления энергетическими ресурсами.

A.V. Lyahomskij, E.N. Perfileva

Management of Energy Resources – an Effective Way the Problem of Providing Technogenic Geoenvironment

Shown that improving energy efficiency through management of energy resources is an effective solution to the problem of formation of technogenic geoenvironment by a significant reduction of environmental burden by reducing energy consumption.

Keywords: energy effectiveness, energy saving, system management of energy resources.

Человечество в своей деятельности, в жизнеобеспечении, в развитии постоянно увеличивает потребление топливно-энергетических ресурсов.

Потребление энергоресурсов в мире в течение 20-го века увеличилось более чем в 10 раз, достигнув на рубеже 20-го и 21-го веков 15 млрд т условного топлива. Имеется значительная неоднородность отдельных стран, связанная с уровнем энергопотребления. Так, развитые страны потребляют электроэнергию на одного человека в 4,5–5 раз больше, чем развивающиеся, и в 24–25 раз больше, чем слаборазвитые страны. Каждая единица электрической энергии приносит валового национального продукта в развитых странах в 1,5 раза больше, чем в развивающихся, и в 2 раза больше, чем в слаборазвитых. В том же 20-м веке каждый год увеличения средней продолжительности жизни на планете сопровождался приростом душевого потребления энергии в объеме 120 кг у.т.

Приведенные данные красноречиво подтверждают, что исторический опыт обуславливает тенденцию возрастающего потребления энергоресурсов.

Вместе с этим возрастающее потребление энергоресурсов приводит к негативным последствиям техногенного характера. Так, ежегодно на поверхность земли доставляется 125 млрд т горных пород, сжигается 10 млрд т у.т, в атмосферу выбрасывается 270 млн т пыли, 140 млн т двуоксида серы, 70 млн т токсичных газов. Кроме этого, осуществляются значительные сбросы неочищенных отходов в водный бассейн планеты.

Указанные отрицательные последствия увеличения энергопотребления представляют собой значительную экологическую нагрузку, уменьшение которой является одним из важных вопросов формирования техногенной среды.

Одним из направлений решения указанных проблем является повышение энергоэффективности экономики, в первую очередь промышленных предприятий.

Проведенный кафедрой "Электрификация и энергоэффективность горных предприятий" Московского государственного горного университета энергетический аудит ряда крупных предприятий минерально-сырьевого комплекса показал типичные причины недостаточной энергоэффективности.

Выполненные обследования показывают, что, несмотря на определенные достижения в области энергосбережения, в настоящее время

*Статья публикуется в редакции авторов.

имеется значительный нереализованный потенциал управления энергетическими ресурсами, повышения энергоэффективности предприятий.

Типичными причинами низкой энергоэффективности предприятий являются:

1. Недостаточный контроль над процессом потребления энергетических ресурсов, а именно:

– учет расхода энергоресурсов не охватывает все их виды, что не позволяет составлять инструментальные балансы энергопотребления; сам учет не интегрирован с показателями, характеризующими объемы производства;

– режимы управления энергопотребляющим оборудованием не обеспечивают минимизации расхода энергоресурсов.

2. Планирование, оперативное управление и отчетность за расход энергетических ресурсов не учитывают фактически выполненных объемов производства и изменяющихся за отчетный период условий технологического процесса.

3. Управление энергетическими ресурсами на предприятиях в недостаточной мере использует как технические (коэффициент полезного действия, коэффициент мощности, коэффициент загрузки оборудования и др.), так и управленческие (организация, мотивация, информационное, маркетинговое, инвестиционное обеспечение и др.) факторы.

Не проводится текущая оценка состояния управления энергоресурсами.

4. Основные фонды, технологические процессы предприятий обладают высокой энергоемкостью, обусловленной, с одной стороны, значительным износом, с другой – несовершенством с точки зрения энергоэффективности.

5. Недостаточное инвестирование энергоэффективности, что не позволяет полномасштабно внедрять на предприятиях энергосберегающие мероприятия.

6. Программы повышения энергоэффективности недостаточно проработаны, без должного технико-экономического обоснования, с недостаточной защитой инвестиций.

В значительной степени низкая отдача от усилий по повышению энергоэффективности обусловлена недооценкой реализации потенциала энергосбережения за счет повышения уровня управления энергетическими ресурсами.

Современная концепция управления энергетическими ресурсами базируется на положениях и методах энергетического менеджмента.

В энергоменеджменте вопросы энергоэффективности рассматриваются не только с технических позиций, но и с точки зрения организационных, мотивационных, информационных, маркетинговых и инвестиционных аспектов.

Управление энергетическими ресурсами на предприятиях должно базироваться на следующих составляющих:

– энергетической политике предприятия;

– организационно-функциональной структуре;

– мотивационном обеспечении процесса эффективного потребления энергоресурсов;

– информационной системе энергоменеджмента;

– маркетинговом и инвестиционном обеспечении.

Современные концепции управления энергоресурсами на предприятиях предполагают наличие официально принятой и введенной в действие энергетической политики, определяющей деятельность в области повышения энергоэффективности.

В организационном аспекте решаются вопросы размещения энергоменеджмента с учетом охвата всех структур предприятия, определяются организационные структуры и функции каждого звена энергоменеджмента.

В мотивационном обеспечении идентифицируются категории и группы персонала предприятия, методы и способы мотивации которых имеют специфические различия. Разрабатываются контуры мотивационного обеспечения, в формате которых осуществляется мотивация персонала следовать энергоэффективной практике.

Информационная система энергетического менеджмента должна функционировать не только как современная система технического мониторинга, но и как информационно-управленческая система, вырабатывающая для каждого участника процесса энергопотребления информацию, позволяющую принимать управляющие решения по улучшению энергоэффективности.

Маркетинговое обеспечение осуществляет идентификацию потребителей услуг энергоменеджмента, их потребности и всемерное удовлетворение этих потребностей.

При инвестиционном обеспечении энергоменеджмента осуществляется формирование инвестиционного портфеля мероприятий по повышению энергоэффективности, реализуются инвестиции в энергоэффективность, проводятся поддержка и защита инвестиций.

Работы по интегрированию методов энергетического менеджмента в существующую практику управления потреблением энергоресурсов на промышленных предприятиях целесообразно начинать с оценки текущего состояния управления энергоресурсами на предприятии.

Эту оценку целесообразно осуществлять с учетом влияния управленческих и технических факторов, определяющих энергоэффективность. К числу технических отнесены факторы, которые влияют на процессы управления и связаны: со

степенью полезности преобразования энергоресурсов; с полнотой их использования; с учетом вида энергоресурсов; планированием и нормированием их расхода; со стандартизацией в вопросах повышения энергоэффективности; с использованием вторичных ресурсов; с минимизацией вредного воздействия на окружающую среду и др.

К числу управленческих отнесены факторы, которые влияют на процесс управления в организационных, мотивационных, информационных, маркетинговых, инвестиционных аспектах повышения энергоэффективности.

С учетом того, что измерить влияние указанных факторов как управленческих, так и технических, на процесс управления потреблением энергоресурсов по количественным шкалам не представляется возможным, оценку влияния факторов на процесс управления энергопотреблением целесообразно осуществить по качественным шкалам, отражающим степень влияния рассматриваемых факторов на исследуемый процесс.

Комплексная оценка совместного влияния управленческих и технических факторов может осуществляться с помощью интегрированного показателя уровня управления энергопотреблением. Информация о мультипликативном влиянии управленческих и технических факторов на процесс управления энергопотреблением представляется в виде матрицы

$$U = AB = \begin{bmatrix} a_1 b_1 & a_2 b_1 & \dots & a_n b_1 \\ a_1 b_2 & a_2 b_2 & \dots & a_n b_2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_1 b_m & a_2 b_m & \dots & a_n b_m \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где n – число технических факторов; m – число управленческих факторов, оказывающих влияние на процесс управления энергопотреблением; $a_1, a_2 \dots a_n$ – технические факторы; $b_1, b_2 \dots b_m$ – управленческие факторы, оказывающие влияние на управление энергоресурсами.

В связи с тем, что рассматриваемые факторы, влияющие на процесс управления энергопотреблением, имеют случайный и многообразный характер, а также в определенной степени взаимозависимы, можно допустить, что исходная информация о комплексном влиянии управленческих и технических факторов на процесс управления энергопотреблением получена в условиях неполноты и неопределенности информации, имеет априорную избыточность, а анализируемая матрица содержит заведомо избыточную информацию.

Для "сжатия" исходной информации о влиянии управленческих и технических факторов на управление энергопотреблением целесообразно использовать метод главных компонент (МГК),

который позволит более адекватно оценить управление энергоресурсами.

МГК позволяет существенно снизить размерность исходной матрицы U с минимумом среднеквадратической ошибки, возникающей при описании реальной системы числом показателей меньшим, чем исходное.

В этом случае находится такое ортогональное преобразование A случайного вектора U , при котором новые переменные (главные компоненты) Y не коррелированы:

$$U_{(a,b)} = A_{(a,k)} Y_{(b,k)}, \quad (2)$$

где $A_{(a,k)}$ – матрица преобразования; $Y_{(b,k)}$ – главные компоненты, описывающие влияние управленческих и технических факторов на процесс управления энергопотреблением в пространстве новых переменных; k – номер главной компоненты.

Эффективность главных компонент с точки зрения информативности может быть определена по вкладу в общую дисперсию при описании исходных данных о комплексном влиянии управленческих и технических факторов на процесс управления энергопотреблением.

Оценка уровня комплексного влияния управленческих и технических факторов на процесс управления энергопотреблением с применением МГК (табл. 1–3) показывает, что в качестве модели указанного влияния может быть принята 1-я главная компонента, накопленная доля дисперсии которой имеет высокое значение (до 99,99 %).

Анализ состояния управления энергопотреблением показывает, что среднее значение первой главной компоненты для ОАО "Лебединский ГОК" имеет большее значение относительно АК "АЛРОСА" и АО "Казцинк". Таким образом, комплексное влияние технических и управленческих факторов на процесс управления энергопотреблением на ОАО "Лебединский ГОК" выше, чем на других исследуемых предприятиях, следовательно, состояние управления энергопотреблением на ОАО "Лебединский ГОК" находится на более высоком уровне.

Невысокие значения показателя управления энергетическими ресурсами приводят к выводу, что на предприятиях целесообразно разрабатывать и внедрять системы управления энергетическими ресурсами.

Основной целью и положениями системы управления энергетическими ресурсами являются:

– цель функционирования системы управления энергетическими ресурсами – обеспечение убежденной заинтересованности и деятельности управленческих и производственных структур предпри-

Результаты компонентного анализа состояния управления энергопотреблением на АК "АЛРОСА"

Критерий	Номер компоненты <i>k</i>					
	1	2	3	4	5	6
1. Среднее значение	0,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2. Собственные значения	0,0043	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3. Накопленная доля дисперсии	99,99	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Таблица 2

Результаты компонентного анализа состояния управления энергопотреблением АО "Казинк"

Критерий	Номер компоненты <i>k</i>					
	1	2	3	4	5	6
1. Среднее значение	0,49	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2. Собственные значения	0,0008	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3. Накопленная доля дисперсии	99,99	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Таблица 3

Результаты компонентного анализа состояния управления энергопотреблением ОАО "Лебединский ГОК"

Критерий	Номер компоненты <i>k</i>					
	1	2	3	4	5	6
1. Среднее значение	0,83	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2. Собственные значения	0,0079	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3. Накопленная доля дисперсии	99,99	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

ятия в оптимальном энергоэффективном потреблении;

– основу управления потреблением, наряду с техническими составляющими энергоснабжения, энергопотребления и энергосбережения составляют организационные, мотивационные, информационные, маркетинговые, инвестиционные составляющие процесса управления;

– система управления энергоресурсами должна функционировать на основе реализации энергетической политики горного предприятия.

Системность управления энергоресурсами включает в себя следующее:

– управление энергоресурсами осуществляется на всех уровнях производственно-управленческой цепи предприятия: от нижнего (работник, бригада, смена) до высшего уровня (производственные коллективы, руководство предприятия);

– управление энергоресурсами в структурных подразделениях предприятия происходит как и в подсистемах, входящих в общую систему управления энергоресурсами предприятия;

– управление распространяется на все виды первичных (электроэнергия, теплоэнергия, топливо), а также вторичных энергоресурсов, полученных в результате использования первичных энергоресурсов (холодная, горячая вода; сжатый воздух; воздух на обогрев, вентиляцию, кондиционирование и пр.);

– управление осуществляется с учетом использования не только технических факторов (удельного электропотребления, коэффициента полезного действия, коэффициента мощности, вторичных энергоресурсов и др.), но и управленческих (организационных, мотивационных, информационных, маркетинговых, инвестиционных).

Как показывает проведенный энергетический аудит, на предприятиях, при соответствующих целевых установках, имеется возможность обеспечить снижение существующего энергопотребления на 10...15 % в ближайшие 2–3 года после начала реализации программ повышения энергоэффективности за счет мероприятий, окупающихся в срок до трех лет.

Пилотный проект реализации системы управления энергетическими ресурсами на базе программно-аналитического комплекса осуществ-

лен на одном из крупных горно-обогатительных комбинатах.

Системное применение методов энергетического менеджмента позволяет существенно на 10...15 % снизить энергопотребление, что позволяет значительно снизить нагрузку на окружающую среду и внести свой вклад в решение проблемы формирования техногенной среды.

Список литературы

1. Ляхомский А.В., Перфильева Е.Н. Оценка уровня управления энергоресурсами горных предприятий // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № 7. С. 306–309.
2. Ляхомский А.В., Фашиленко В.Н., Перфильева Е.Н., Дьячков Н.Б. Вопросы повышения энергоэффективности предприятий минерально-сырьевого комплекса // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 1. С. 56–58.
3. Ляхомский А.В., Перфильева Е.Н. Синтез моделей оценки управления энергоресурсами предприятия в условиях неопределенности // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. Отд. вып. 8.
4. Лисенко В.Г., Щелоков Я.М., Ладьгичев М.Г. Хрестоматия энергосбережения. М.: Теплоэнергетик, 2002.

УДК 621.785.532

Н.Б. Шубина, канд. техн. наук, проф., МГГУ

E-mail: kaftmr@msmu.ru

Повышение эффективности и экологичности процессов химико-термической обработки зубчатых колес горных машин^{НГ}

Рассмотрены состояние технологических процессов цементации деталей горных машин, существующие прогрессивные процессы и оборудование для цементации, приведены требования к оборудованию для формирования заданных показателей качества цементуемых деталей горных машин и обеспечения экологических параметров процессов.

Ключевые слова: процессы цементации, оборудование для цементации, горное машиностроение, показатели качества, экология.

N.B. Shubina

Progressive Technologies and the Equipment of Heat Treatment of Carburized Parts of Mining Machines

Technical processes of carburizing state of parts of mining machines, existing progressive processes and equipment for carburizing, there are equipment requirements for the formation of required quality carburized parts of mining machines and ecological parameters is considered.

Keywords: processes of carburizing, equipment for carburizing, the mining engineering, required quality, ecology.

В современном машиностроении из всего объема термической обработки 46 % составляет поверхностная термообработка, в том числе 25 % – химико-термическая [1]. Тяжелонагруженные детали, в том числе зубчатые колеса горных машин, работающие в условиях высоких циклических, изгибных и контактных нагрузок, удара и износа, подвергаются химико-термической обработке (ХТО) – цементации или нитроцементации. Долговечность этих деталей зависит от их качества, в значительной мере определяемого технологией изготовления и оборудованием.

Качество деталей, подвергнутых ХТО, определяют следующие показатели:

- твердость поверхности и сердцевины;
- структура поверхностного слоя и сердцевины;
- глубина насыщения углеродом;
- концентрация насыщающих элементов на поверхности и их распределение от поверхности к сердцевине;
- точность размеров и формы деталей после ХТО.

Широко применявшиеся до настоящего времени традиционные процессы цементации в среде природного газа при давлении в печи $3 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^4$ Па с последующей закалкой в масло не обеспечивали постоянства результатов ХТО. При этом имели место высокий расход газов и большое количество горючего отработанного газа, загрязняющего окружающую среду и требующего дополнительной энергии для его дожигания, в рабочем пространстве печи скапливалось большое количество сажи. Кроме того, закалка в масло приводила к существенному короблению (деформации) деталей.

В термических цехах, не оснащенных современным оборудованием для ХТО, содержание в атмосфере цеха оксида азота, оксида и диоксида углерода доходит до 20 мг/м^3 , пыли – до 10 г/м^3 (очистка дробью), масла индустриального – до 25 мг/м^3 . В сточных водах содержится $1 \dots 50 \text{ г/м}^3$ взвешенных веществ минерального происхождения, $10 \dots 30 \text{ г/м}^3$ масла и окалина [2]. Таким образом, традиционное оборудование для объемного нагрева в защитной атмосфере и для проведения технологических процессов различных

ХТО выделяет, помимо высокого уровня теплового воздействия, большое количество загрязняющих веществ, многократно превышающих уровни ПДК.

В настоящее время борьба с промышленными выбросами ведется преимущественно путем строительства дополнительных технических систем, например, очистных сооружений (такая технология получила название сервотехнологии). Сервотехнология важна для природопользования, но весьма дорогостояща. Необходима разработка таких технологических процессов, которые снижают уровень сервотехнологии [3].

Наиболее перспективным методом охраны окружающей среды и рационального природопользования экологи считают создание малоотходных и ресурсосберегающих технологий, сочетание которых получило название безотходных технологий.

Хотя абсолютно безотходное производство невозможно (оно равнозначно созданию "вечного" двигателя), следует стремиться к предельной степени экологической безопасности отдельного технологического процесса, которую можно достигнуть лишь комплексно используя малоотходные и ресурсосберегающие технологии. В программе Европейской экономической комиссии ООН в 1979 г. введены определения таких технологий, в том числе [11]:

– малоотходная технология – это технология, позволяющая получить минимум твердых, жидких, газообразных и тепловых отходов и выбросов;

– ресурсосберегающая технология – это производство и реализация конечных продуктов с минимальным расходом вещества и энергии на всех этапах производственного цикла с наименьшим воздействием на человека и природные системы.

Из определения следует, что малоотходная технология решает две важнейшие задачи: эффективного использования природного сырья и продуктов его переработки с одной стороны, и охраны окружающей среды от различного рода загрязнений, отходов – с другой.

Для решения этих задач необходимо принимать меры по реконструкции предприятий, замене устаревшего в физическом и моральном планах оборудования на новое, более прогрессивное, оснащенное системами контроля и управления. Повышение требований условий эксплуатации к качеству деталей, технико-экономической эффективности и экологичности производства диктует необходимость дальней-

шего совершенствования технологий и оборудования.

Основные требования к совершенствованию технологий ХТО:

- повышение атмосферного потенциала и снижение расхода цементующей среды;
- обеспечение точности размеров и формы деталей после ХТО в целях исключения последующей обработки;
- получение цементованного слоя в глухих отверстиях;
- оптимизация диффузионных процессов в целях надежной повторяемости результатов;
- высокоэффективный отвод тепла при закалке;
- ужесточение требований по экологичности производственных процессов.

В настоящее время получили применение процессы ионной цементации, нитроцементации, азотирования в вакуумных печах в плазме тлеющего разряда [1, 4, 5]. В основе этих процессов лежит метод активации тлеющим разрядом газовой среды и обрабатываемой поверхности, происходит ионизация газовой среды, давление в печи находится в пределах 10^3 Па. Ионизированная атмосфера обладает высокой насыщающей способностью, обеспечивает высокое качество диффузионного слоя. Высокая кинетическая энергия ионов углерода приводит к сокращению времени цементации в 1,5–2 раза.

В обычных цементационных печах выбор рабочих газов и регулирование концентрации углерода являются весьма сложным вопросом. А цементация вакуумно-ионным способом позволяет достаточно легко и точно контролировать глубину науглероживания, концентрацию углерода в поверхностном слое путем регулирования плотности тока разряда при постоянстве расхода и давления газов в зависимости от производительности.

Так как детали нагреваются в вакууме, с их поверхности удаляются оксиды, детали не нуждаются в дополнительной очистке.

Внедрение процесса цементации в тлеющем разряде позволило сократить расход электроэнергии и цементующей среды, улучшить экологию процесса.

Для защиты от цементации резьбовых и других поверхностей появилась возможность использовать металлические экраны взамен трудоемких процессов меднения и защитных обмазок. Все это позволило снизить производственные затраты в 4–5 раз.

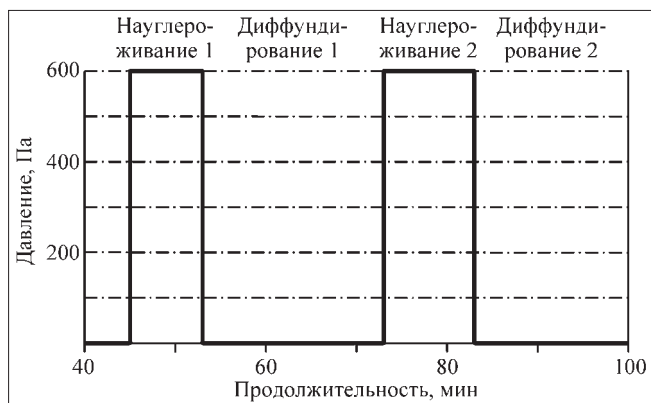


Рис. 1. Цикл с постоянным давлением

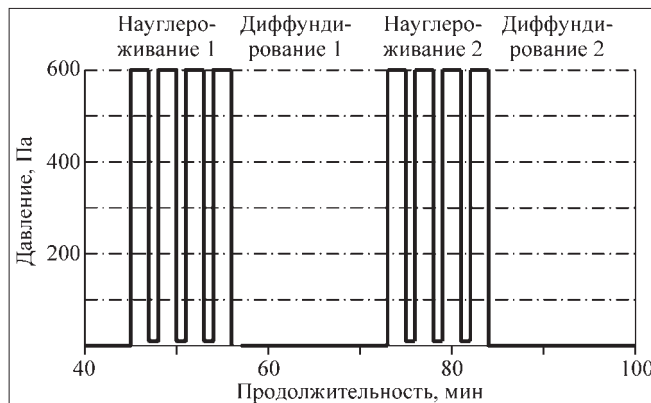


Рис. 2. Цикл с пульсирующим давлением

Наряду с процессом ионной цементации получают применение процессы вакуумной цементации.

Процесс вакуумной цементации, разработанный в начале 1970-х гг. (фирма Degussa и др.), с использованием CH_4 в качестве карбюризатора и давлением в печи $4 \cdot 10^4$ Па, несмотря на существенные достоинства (отсутствие окисления поверхностного слоя в свободной от кислорода атмосфере, благоприятный для окружающей среды метод, возможность охлаждения при закалке в газовой среде), не получил широкого применения из-за низкой скорости диссоциации CH_4 при температуре 950°C и необходимости повышения температуры до 1100°C . Высокая температура процесса приводила к

увеличению размера зерна и для его измельчения требовалась дополнительная обработка термомоциклированием.

Этих недостатков лишена вакуумная цементация в ацетилене, который активно диссоциирует на поверхности стальных деталей при давлении в печи $4 \cdot 10^2 \dots 15 \cdot 10^2$ Па и температуре 950°C [6–9]. Наилучший результат получен при циклической подаче ацетилена – чередовании активных и пассивных стадий, при постоянном давлении (рис. 1) и, особенно, при пульсирующем давлении (рис. 2). Существенным достоинством применения в качестве карбюризатора ацетилена являются безопасность и простота процесса обеспечения временного процесса подачи ацетилена [9].

Таблица 1

Сравнительная оценка способов вакуумной и ионной цементации

Преимущества	Недостатки
Вакуумная цементация	
Высокая скорость поступления углерода из газовой среды. Высокий углеродный потенциал. Саморегулирование процесса поступления углерода в поверхностный слой, нет необходимости регулировать углеродный потенциал атмосферы. Простота управления процессом. Высокая повторяемость результатов обработки. Простота технологической подготовки проведения процесса. Менее сложное технологическое оборудование	Ограниченная технологическая гибкость. Сложность защиты от науглероживания (многие защитные покрытия испаряются в вакууме)
Ионная цементация	
Высокая технологическая гибкость. Высокая скорость роста слоя (в 1,5 раза выше, чем у вакуумной цементации). Простота защиты от науглероживания	Невозможность контроля углеродного потенциала. Зависимость результатов насыщения от площади поверхности деталей. Необходимость контроля большой группы технологических факторов. Сложная технологическая подготовка для проведения процесса науглероживания

Эффективность процесса повысило также применение метода термоциклической цементации, позволяющего получить заданное распределение углерода по глубине слоя в зависимости от конкретных условий эксплуатации [10].

Достижимые при цементации результаты определяются температурной схемой циклирования, числом циклов и скоростью охлаждения между ними. Сравнительный анализ способов цементации зубчатых колес из стали 16ХЗНВФМБ-Ш в газовой, ионной и плазменной среде [9] показал, что наиболее стабильные результаты получаются при ионной и вакуумной цементации. Оба способа отвечают требованиям энергосбережения, экологичности и интенсификации технологии и повышению качества зубчатых колес.

Для изготовления тяжелонагруженных зубчатых колес горных машин начали применять сталь 20ХЗНЗМФБА, сопоставимую по ряду показателей структуры и свойств со сталью, исследованной в работе [9], и основные результаты, полученные в указанной работе, представляют несомненный интерес для горного машиностроения. Преимущества и недостатки процессов ионной и вакуумной цементации представлены в табл. 1 с учетом данных [9].

Большое значение для обеспечения качества деталей, подвергающихся ХТО, имеет обеспечение высокоэффективного отвода тепла при закалке.

Существующие системы охлаждения: принудительно-циркулирующим маслом, газом высокого давления (Ar , N_2 , He , H_2), газом низкого давления (Ar , N_2), в вакууме.

Анализ систем охлаждения показал, что закалка в масло имеет целый ряд недостатков и в значительной мере недружественна к окружающей среде:

- масла подвержены старению — термическому разложению и окислению;
- дым, газы, пары представляют опасность их воспламенения (пожароопасность);
- образование осадка и повышение вязкости усложняют техническое обслуживание оборудования;
- имеют место потери масла вследствие уноса и испарения в процессе эксплуатации (но уровень масла должен быть постоянным для поддержания неизменным отношения массы детали и объема закалочной жидкости);
- опасные условия труда (возможность вспышки);

- необходимость постоянно контролировать рабочую температуру ($40...70$ °С), содержания шлама и воды;

- присутствие в масле более 0,1 % воды повышает пенообразование и риск возникновения пожара;

- необходимость интенсивного перемешивания во избежание образования паровой "рубашки" вокруг горячей детали;

- для требуемого срока службы необходим мониторинг состояния масла;

- в закалочном масле накапливается окалина с поверхности детали.

Даже для нового поколения закалочных масел типа LAUROL, более дорогих вследствие использования высокоиндексного базового масла глубокой очистки со специальной композицией высокоэффективных присадок, применяемого для использования в процессе горячей закалки, необходимо соблюдать требования по защите окружающей среды при утилизации отработанных продуктов, контролировать пожарную безопасность.

Охлаждение в газовых средах при высоком давлении ($1,5...2,0$ МПа) имеет большие преимущества по сравнению с закалкой в масло:

- минимальное коробление деталей и, следовательно, минимальная последующая механическая обработка;

- высокая однородность закалки;

- простота управления процессом;

- минимальная пожароопасность;

- не требуется мойка деталей и, следовательно, оборудование для мойки, очистка сточных вод, утилизация отходов и т.д.;

- применяемые газы безвредны для работающих и не загрязняют окружающую атмосферу.

Все это обеспечивает высокую технико-экономическую эффективность, качество закаленных деталей и экологичность процесса. Сравнение достоинств и недостатков закалки маслом и газом приведено в табл. 2.

Однако требуется весьма значительная модернизация печного оборудования для возможности выполнения ХТО при пониженном давлении с использованием ацетилена в качестве карбюризатора, а также модернизация закалочной камеры. Стоимость такого оборудования значительно выше, чем существующего, но повышение качества деталей, стабильность и экологичность процесса ее оправдывают.

Основные требования к оборудованию:

- ускоренный нагрев (высокая скорость теплопереноса) для уменьшения времени процесса;

Достоинства и недостатки закалки маслом и газом

Параметр	Масло	Газ
Интенсивность закалки	Очень высокая, но диапазон изменения очень маленький	Ниже, но очень гибкая в широком диапазоне
Однородность закалки	Всегда имеет разброс	Высокая и зависит от однородности газового потока. Минимальное коробление деталей и минимальная окончательная механическая обработка
Безопасность	Опасность пожара и выброса паров масла	Не пожароопасна и не вредна
Шум	Невысокий	Высокий в моменты подачи газа и его выброса
Интегрирование в производственный цикл	Сложности из-за правил безопасности	Просто, за исключением кратковременного шума. Интегрируется в вакуумную печь
Защита окружающей среды	Опасность загрязнения маслом и высокая цена по утилизации отходов	Дружественна к окружающей среде
Использование оборудования	Средняя нагрузка	Высокая, особенно для высоких давлений
Мойка деталей	Обязательна для очистки от масла	Следовательно, не требуется оборудование для мойки, очистка сточных вод, утилизация отходов

- высокоэффективная теплоизоляция;
- возможность обеспечения реверсируемого движения газовой среды;
- возможность обеспечения "гибких" технологий;
- возможность закалки в газовых средах при повышенном давлении с проработкой способа подачи газа, обеспечения градиента давления по времени охлаждения, способа охлаждения газа закалки;
- интеграция в общий технологический цикл;
- энергосбережение;
- надежность;
- низкий уровень сервотехнологии;
- оптимальные соотношения эффективность/стоимость/экологичность.

Выводы

1. Детали горных машин работают в тяжелых условиях эксплуатации, однако большинство деталей, подвергаемых химико-термической обработке, не отвечают в полной мере предъявляемым к ним требованиям.

2. Необходимо исключать традиционные технологии ХТО и ориентировать термические цехи заводов горного машиностроения на внедрение новых процессов, в том числе вакуумную цементацию при пониженном давлении ($4 \cdot 10^2 \dots 15 \cdot 10^2$ Па) с использованием в качестве карбюризатора ацетилена с циклической подачей газовой среды и последующей закалкой в холодной камере газом под давлением до 2 МПа.

3. При выборе оборудования, учитывая достаточно многочисленные предложения на этом рынке (IPSEN, ALD, Германия,

SEKO/WARWICK, Польша, ЗАО ИЭЦ ВНИИЭТО, г. Истра, МАГМА ТРЕЙД, г. Магнитогорск, НАКАЛ, г. Солнечногорск, FOURS INDUSTRIELS В.М.І., Франция и др.), целесообразно руководствоваться рекомендациями, представленными в настоящей работе.

Список литературы

1. Ворошнин Л.Г., Менделеева О.Л., Сметкин В.А. Теория и технология химико-термической обработки. М.: Новое знание, 2010. 304 с.
2. Экологический журнал-онлайн oeco.ru. 2010. www.oeco.ru
3. Корниенко В.М. Снижение уровня сервотехнологии производственного процесса резания металла // Экология и промышленность России. 2010. № 8.
4. Елисеев Ю.С., Поклад В.А., Рыжов Н.М., Черкасский А.Г. Технология ионной цементации зубчатых колес ГТД // Конверсия в машиностроении. 2002. № 4.
5. Рыжов Н.М. Разработка и развитие процессов химико-термической обработки металлов в тлеющем разряде // Сб. науч. тр. под ред. Б.Н. Арзамасова. Металловедение. Термическая и химико-термическая обработка сплавов. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 248 с.
6. Yrafen W., Sdenhofer B. Acetylene low-pressure carburizing – a novel and superior carburizing technology // Heat treatment of metals, 1999. V. 26. № 4.
7. Рыжов Н.М. и др. Особенности вакуумной цементации теплостойкой стали в ацетиле // Металловедение и термическая обработка металлов. 2004. № 6.
8. Kula P., Olejnik J., Kowalewski J. New vacuum carburizing technology // Heat treatment progress. 2001. V. 1. № 1.
9. Рыжов Н.М., Фахуртдинов Р.С., Смирнов А.Е., Фомина Л.П. Анализ способов цементации зубчатых колес из теплостойких сталей // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 6.
10. Семенов С.В., Баулин А.П., Семенова Л.М., Климов А.И. Термоциклическая цементация высоконагруженных зубчатых колес ответственного назначения. Известия ВолгГТУ. 2008. № 10.
11. Рыжов Н.М. и др. Вакуумная цементация хромоникелевой стали // Металловедение и термическая обработка металлов. 2008. № 2.

К вопросу повышения долговечности рабочих органов спиральных классификаторов^{НГ}

Рассмотрены вопросы повышения износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов конструктивными методами. Приведено теоретическое обоснование реализации этого метода с использованием эффекта самофутерования. Предложена практическая конструкция футеровочных элементов с ребристой рабочей поверхностью. Приведены экспериментальные данные, показывающие высокую эффективность разработанной конструкции.

Ключевые слова: спиральный классификатор, рабочий орган, износостойкость, самофутерование, натурный эксперимент, ребристая футеровка.

V.M. Serbin

To a Problem of Increase of Durability of End-Effectors of Helical Qualifiers

The problems of increase of a wear resistance of end-effectors of helical qualifiers by constructional methods are reviewed. The idealized substantiation of implementation of this method with usage of effect of self-fettling is adduced. The practical design of fettle members with a ribbed working surface is offered. The experimental data demonstrating high performance of a designed design are adduced.

Keywords: the helical qualifier, end-effector, wear resistance, self-fettling, natural experiment, ribbed lining.

Спиральные классификаторы широко применяются в горно-обогатительной, алмазо-золотодобывающей и других отраслях промышленности для фракционирования, дешламации и обезвоживания разнообразных рудных материалов [1]. По конструктивному исполнению рабочие органы этих аппаратов представляют обычные шнеки с диаметром спирали от 0,3 до 3 и длиной от 3 до 18 м. Основными производителями этих машин в нашей стране является ОАО "Производственное объединение Иркутский завод тяжелого машиностроения", за рубежом – фирмы "Denver", "Wemko", "Akins" (США), "Trelledorg" (Швеция) и "Begar" (ФРГ) и др.

Поскольку спиральные классификаторы в основном выполняют технологические, а не транспортные операции, коэффициент их заполнения чаще имеет относительно низкие значения ($\psi_{ж} = 0,045 \dots 0,12$). Это приводит к тому, что износу подвергается преимущественно внешняя часть ленты спирали, которая защищается от изнашивания при помощи набора специальных футеровочных элементов в форме кольцевых секторов.

На рис. 1 показано поперечное сечение подобного элемента.

Согласно этой схеме торцовая поверхность δ футеровки взаимодействует с закрепленным аб-

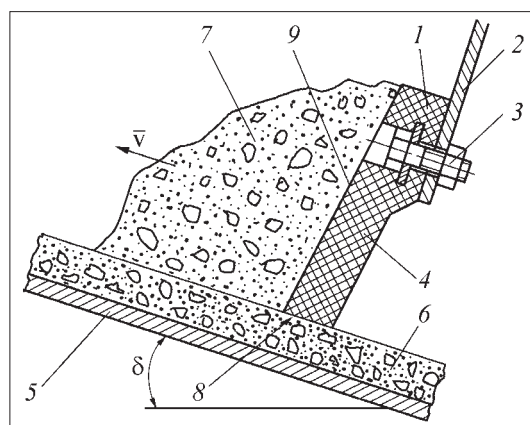


Рис. 1. Схема взаимодействия резиновой футеровки с абразивной средой:

1 – элемент футеровки; 2 – лента спирали; 3 – крепежные элементы; 4 – консольно-выступающий участок; 5 – корыто классификатора; 6 – "песчаная постель"; 7 – "призма волочения"; 8 – торцовая поверхность; 9 – рабочая поверхность

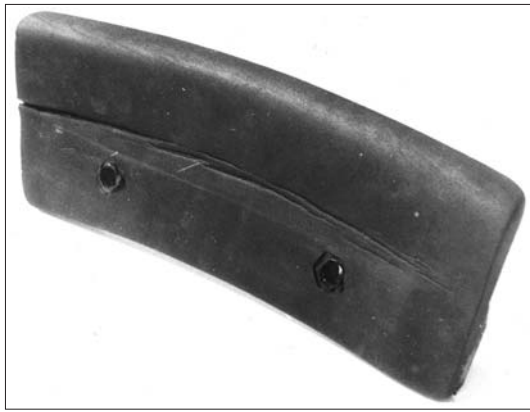


Рис. 2. Характер разрушения элементов базовой футеровки (с гладкой рабочей поверхностью)

разивом "песчаной постели" 6, покрывающей днище корыта 5 классификатора, а рабочая поверхность 9 – с незакрепленным абразивом перемещаемого рудного материала в виде "призмы волочения" 7. Общеизвестно, что износ по закрепленному абразиву является более интенсивным, поэтому традиционно основное внимание уделялось повышению износостойкости торцового участка футеровки путем совершенствования свойств материала. В частности, в результате исследований, выполненных в СевКавГТУ под руководством д-ра техн. наук, проф. Н.С. Пенкина, была создана эластичная резиновая футеровка с гладкой рабочей поверхностью, которая показала значительное преимущество по сравнению с футеровкой, выполненной из высокотвердого материала типа отбеленный чугун или сплав ИЧХ28Н2 [2].

Однако расширенные испытания подобной футеровки на ряде горно-обогатительных предприятий страны показали, что в отдельных случаях резиновая футеровка имеет низкую эффективность вследствие повышенного износа рабочей поверхности. Было установлено, что в основном это характерно для классификаторов, работающих при повышенных значениях коэффициента заполнения желоба ($\psi_{ж} \geq 0,12$), что приводит к увеличению объема призмы волочения и, соответственно, росту нагрузок на консольную часть футеровки. В процессе более интенсивного износа происходит уменьшение толщины и снижение изгибной жесткости этого участка. Поэтому в результате комплексного воздействия этих факторов, а также циклических изгибных деформаций, обусловленных вращением спирали, в зоне крепежной полосы образуются усталостные трещины (рис. 2), приводящие

к преждевременному разрушению секторов футеровки.

Изучение возможных путей решения данной проблемы показало, что применение экстенсивных методов, например, увеличение толщины футеровочной плиты или применение высоко-модульной резины, нерационально, так как приведет к дополнительному расходу материала и снижению износостойкости торцовой поверхности футеровки. Поэтому в качестве альтернативного варианта было предложено использовать для повышения износостойкости рабочей поверхности метод конструкционной износостойкости, основанный на эффекте самофутерования.

Сущность этого эффекта заключается в том, что защита изнашиваемой поверхности достигается при помощи самой изнашивающей среды. При этом важно, чтобы указанная среда состояла из подвижных, не связанных между собой абразивных частиц, т.е. была сыпучей.

Фиксация тонкого самовосстанавливающегося слоя абразивного материала на поверхностях трения осуществляется различными способами. Например, в горизонтальных и пологонаклонных ленточных транспортерах на участках загрузки эта задача решается путем использования сил гравитации [3]. В крутонаклонных желобах пересыпных устройств абразив удерживается при помощи сил тяжести на специальных ребрах, а в футеровках шаровых мельниц защитный слой образуется за счет механического заклинивания элементов шаров в специальных пазах [4]. На внутренних поверхностях быстровращающихся сосудов абразивный материал фиксируется при помощи центробежных сил [5]. Известно также применение для этих целей специальной резино-магнитной футеровки [6].

Анализ показал, что использование этих способов применительно к спиральным классификаторам малоэффективно, поскольку взаимодействие абразивной среды и винтовой поверхности носит более сложный характер. Помимо сил гравитации и центробежных сил на характер этого взаимодействия оказывает влияние целый ряд сопутствующих факторов [7]. В этой связи более детально рассмотрим теоретические основы, при выполнении которых защитный слой абразива будет удерживаться на винтовой поверхности, т.е. совершать вместе со спиралью совместное синхронное вращательное движение, что является необходимым условием для реализации эффекта самофутерования.

Анализ показал, что с учетом ряда допущений и ограничений поставленная задача может быть решена с помощью уравнения Лагранжа второго рода. Это связано с тем, что период неустановившегося движения рудных материалов в спиральных классификаторах является кратковременным, и уже по истечении нескольких секунд или долей секунд движение становится устойчивым, с постоянным значением средней осевой скорости [8].

Согласно расчетной схеме, показанной на рис. 3, а, на частицу массой m в период установившегося движения действует одна активная сила $-mg$, а также силы трения о "песчаную постель" F_1 и ленту спирали F_2 . Положение частицы определяется обобщенной координатой s , совпадающей с периферией винтовой линии спирали и имеющей начало в точке, соответствующей углу $\varepsilon = 0^\circ$, где ε – угловая координата частицы в плоскости xOy .

Уравнение Лагранжа второго рода для одной обобщенной координаты имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial s} = F_s, \quad (1)$$

где W_k – кинетическая энергия частицы; F_s – обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате s .

После соответствующих преобразований, а также использования плана сил и скоростей, показанных на рис. 3, б, было получено уравнение, описывающее кинестатику движения абразивной частицы:

$$\begin{aligned} s'' \cdot g^{-1} - f_1 [(\omega r - s' \cos \alpha)^2 (rg)^{-1} + \cos \delta \cos \varepsilon] + \\ + [(\omega r \cos \alpha - \omega r f_2 \sin \alpha - s') \times \\ \times (\sqrt{\omega^2 r^2 - 2\omega r s' \cos \alpha + s'^2})^{-1}] + \\ + \cos \delta \sin \varepsilon (f_2 \sin \alpha - \cos \alpha) + \sin \delta \times \\ \times (f_2 \cos \alpha + \sin \alpha) = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где r – радиус вращения частицы; g – ускорение свободного падения; ω – угловая скорость спирали; s' – относительная скорость частицы; s'' – ускорение частицы; f_1 и f_2 – коэффициент трения частицы соответственно о "песчаную постель" и винтовую поверхность; α – угол подъема винтовой линии спирали; δ – угол наклона спирали к горизонту.

Из теории шнековых машин известно, что при установившемся движении насыпной материал в горизонтальных и пологонаклонных винтовых конвейерах общего назначения может пе-

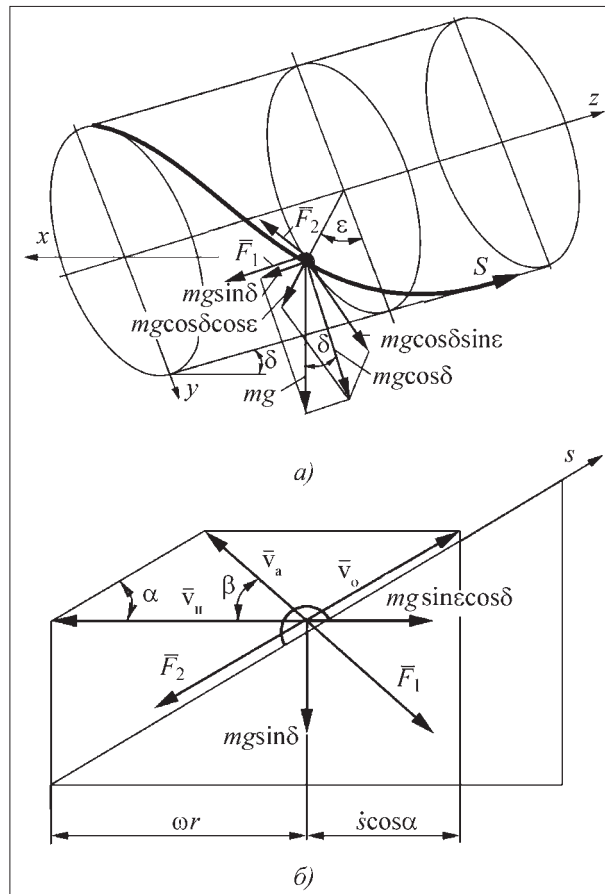


Рис. 3. Схема сил, действующих на изолированную частицу в спиральных классификаторах (а) и план скоростей и сил в плоскости обобщенной координаты (б):

v_a , v_o и v_n – соответственно абсолютная, относительная и переносная скорости частицы

ремещаться в трех режимах: поступательном, поступательно-вращательном и вращательном [8]. Рудный материал в спиральных классификаторах в связи с особенностями процесса классификации перемещается поступательно. В этой связи ряд параметров, входящих в выражение (2), принимают следующие значения:

$$\begin{aligned} s'' = 0; \quad s' = \omega r / \cos \alpha = \text{const}; \quad v_a = \omega r \tan \alpha = \\ = \text{const}; \quad \beta = \pi/2, \end{aligned}$$

где v_a – абсолютная скорость частицы; β – угол между вектором абсолютной и переносной скорости (рис. 3, б).

С учетом этих дополнений соотношение (2) принимает вид:

$$[f_1 \cos \varepsilon (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) + \sin \varepsilon (f_2 \sin \alpha - \cos \alpha)] \cos \delta + \sin \delta (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) = 0. \quad (3)$$

Откуда после соответствующих преобразований, заменяя коэффициент трения f_2 на эквива-

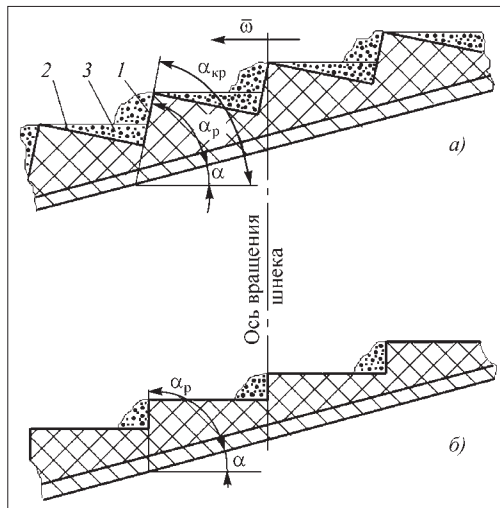


Рис. 4. Схема взаимодействия ребристой поверхности с абразивным материалом

лентный параметр $\operatorname{tg}\varphi_2$, где φ_2 — угол трения частицы о винтовую поверхность, можно получить выражение:

$$\operatorname{tg}\delta = \sin \varepsilon \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - f_1 \cos \varepsilon. \quad (4)$$

Используя это выражение, можно определить, при выполнении каких условий поступательное движение частицы заменится вращательным, что, как отмечалось выше, необходимо для реализации эффекта самофутерования. В работе [8] был предложен простой критерий, позволяющий решить эту задачу — поступательное движение перейдет во вращательное, если угловая координата частицы будет иметь значение $\varepsilon \geq \pi/2$. В этом случае уравнение (4) принимает вид:

$$\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_2) - \operatorname{tg}\delta \geq 0. \quad (5)$$

Отсюда можно определить критический угол подъема винтовой линии шнека, при котором поступательное перемещение частицы заменится вращательным:

$$\alpha_{\text{кр}} \geq 90^\circ - (\delta + \varphi_2). \quad (6)$$

Следует отметить, что использование подобного режима движения в шнековых машинах является нерациональным, так как это приводит к снижению производительности конвейеров [7]. Однако в условиях самофутерования в постоянном вращательном движении будет находиться один и тот же тонкий слой абразива, непосредственно прилегающий к поверхности спирали, что на производительности классификатора не отразится. Следовательно, этим фактором можно пренебречь.

Анализ физико-механических характеристик разнообразных рудных материалов, а также геометрических параметров промышленных спиральных классификаторов показал, что критический угол подъема винтовой линии должен составлять не менее $45...70^\circ$, что значительно выше используемых на практике значений $\alpha = 14,3...17,7^\circ$ [1]. Поэтому в реальных условиях эксплуатации эффект самофутерования не наблюдается.

Таким образом, возникает необходимость в искусственном увеличении угла подъема винтовой линии спирали без нарушения ее основной функции, как транспортирующего органа.

Анализ существующих конструкторских решений, а также накопленный опыт позволили предположить, что эту задачу можно решить путем выполнения на рабочей поверхности футеровки специальных радиальных выступов (ребер) с поперечным сечением в форме прямоугольного треугольника (рис. 4, а), передние (рабочие) грани 1 которых располагаются под острым углом α_p к основной винтовой поверхности и образуют с этой поверхностью совместный критический угол:

$$\alpha_{\text{кр}} \geq \alpha + \alpha_p. \quad (7)$$

Из уравнений (6) и (7) следует, что

$$\alpha_p \geq 90^\circ - (\delta + \alpha + \varphi_2). \quad (8)$$

Входящие в это выражение параметры α и δ отражают конструктивные особенности спиральных классификаторов и регулированию не подлежат. Единственной переменной величиной является угол φ_2 , который зависит от физико-механических характеристик рудных материалов и может колебаться в значительных пределах. Для того чтобы избавиться от стохастического влияния этого параметра на искомое значение α_p , принимаем $\varphi_2 = 0$, что гарантирует удержание на рабочей грани ребра насыпного материала с самым низким коэффициентом внешнего трения.

В этом случае выражение (8) принимает вид:

$$\alpha_p \geq 90^\circ - (\delta + \alpha). \quad (9)$$

Таким образом, получено выражение, которое позволяет определить минимальное значение угла α_p , при котором будет проявляться эффект самофутерования. Что касается максимального значения, то из рис. 4, б следует, что

$$\alpha_p = 90^\circ - \alpha. \quad (10)$$

В этом случае передняя (рабочая) грань ребер 1 располагается параллельно оси вращения спирали и работает как скребок, что обеспечивает наилучшие условия для реализации эффекта самофутерования. Однако одновременно практически полностью освобождается от защитного слоя абразива другая (задняя) грань ребра 2, которая располагается перпендикулярно оси спирали. Это приведет к быстрому изнашиванию ("выглаживанию") ребер и нарушению их защитной функции.

Анализ показал, что устранить этот недостаток можно путем введения ограничений на верхнее значение угла α_p

$$\alpha_p < 90^\circ - \alpha. \quad (11)$$

В этом случае, согласно рис. 4, а, за вершиной каждого ребра будет образовываться так называемая "теневая зона" 3, где скапливается неподвижный относительно задней грани ребра абразивный материал, надежно защищающий этот участок от износа.

Приведенные выше выражения были получены в результате анализа движения изолированной частицы в спиральных классификаторах. Однако фактически в указанных машинах перемещается поток рудного материала, и поэтому закономерным является вопрос — насколько верно отражают полученные выше зависимости реальную картину взаимодействия этого потока с рабочим органом?

В работе [7] экспериментальным путем исследованы эти явления применительно к винтовым конвейерам и показано, что отличия между характером перемещения изолированной частицы и потока насыпного материала можно учесть при помощи поправочного коэффициента

$$k = \alpha_{кп} / \alpha_k, \quad (12)$$

где $\alpha_{кп}$ — критический угол подъема винтовой линии для потока насыпного материала; α_k — критический угол для изолированной частицы.

Этот коэффициент зависит от коэффициента заполнения желоба конвейера насыпным материалом, и его значения приведены в таблице.

Зависимость поправочного коэффициента k от коэффициента заполнения желоба конвейера $\psi_{ж}$

$\psi_{ж}$	$\leq 0,1$	0,2	0,3	0,4	0,5
k	0,75	0,8	0,85	0,95	1,1

Отсюда, с учетом поправочного коэффициента, можно определить оптимальный интервал уг-

лов наклона передней (рабочей) грани ребер к основной винтовой поверхности, при которых будет проявляться эффект самофутерования

$$k[90^\circ - (\alpha + \delta)] \leq \alpha_p < 90^\circ - \alpha. \quad (13)$$

Известно, что для повышения достоверности результатов испытаний влияние конструктивных факторов на износостойкость деталей машин наиболее эффективно изучать в условиях натурального эксперимента [9]. Поэтому проверка адекватности полученной математической модели реальным условиям эксплуатации спиральных классификаторов проводилась в промышленных условиях.

Анализ технических характеристик спиральных классификаторов показал, что среднее значение угла наклона шнека к горизонту составляет 18° , а угол подъема винтовой линии — 17° . Тогда по выражению (13) оптимальный интервал углов наклона рабочих граней радиальных ребер будет находиться в пределах

$$50^\circ \leq \alpha_p < 73^\circ.$$

Исходя из этих рекомендаций была разработана практическая конструкция резинового элемента футеровки с ребристой рабочей поверхностью (рис. 5).

Ребра выполнены в форме прямоугольного треугольника с углом наклона рабочих граней 60° , что входит в рекомендуемый выше интервал. Остальные геометрические параметры сектора футеровки соответствуют стандартной конструкции. В качестве материала секторов была принята хорошо зарекомендовавшая себя резиновая смесь ИРП-10214, выполненная на основе маслосодержащего бутадиен-стирольного каучука СКС-30 АРКМ-15 [2]. Опытная партия ребри-



Рис. 5. Сектор футеровки с ребристой рабочей поверхностью

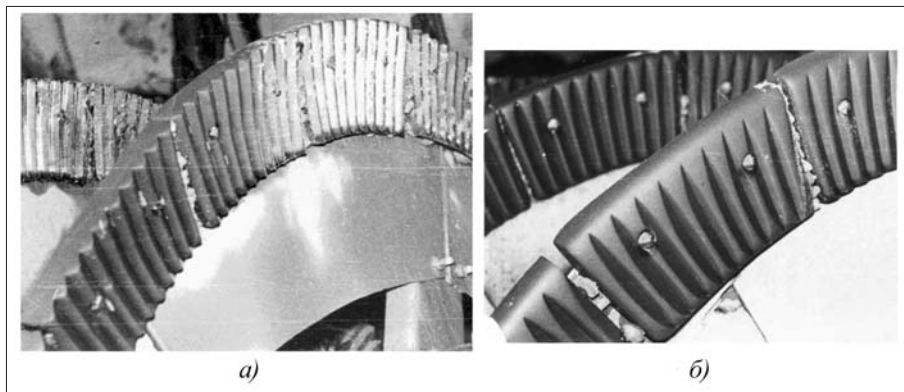


Рис. 6. Характер износа ребристой футеровки после наработки в 3300 ч (а) и 6500 ч (б)

стой футеровки по заданному технологическому регламенту была изготовлена в ОАО "Черкесский завод РТИ".

Опытно-промышленные испытания ребристой футеровки проводились на участке обезвоживания рудного сырья фабрики № 3 ЗАО "АЛРОСА" (г. Мирный). Согласно накопленному опыту основной причиной выхода из строя футеровки базовой конструкции на этом предприятии был повышенный износ гладкой рабочей поверхности. Ресурс ее работы составлял около 3300 ч, что значительно ниже нормативного срока службы остальных элементов спирали – лопастей, спиц и вала, составляющего около 24 тыс. ч [10].

Элементы ребристой футеровки были установлены на левой спирали классификатора типа 2КСН-24, а элементы базовой футеровки – на правой спирали. Подача исходного (абразивного) материала осуществлялась в промежуток между спиралями, что обеспечивало для обеих футеровок одинаковые условия эксплуатации.

На рис. 6, а показаны элементы ребристой футеровки после 3300 ч эксплуатации. Хорошо видно, что резиновые сектора имеют следы износа только по торцевой поверхности, а ребра практически сохранили свою форму. Элементы базовой футеровки на этот момент времени имели следы разрушений, аналогичные рис. 2, и были демонтированы со спирали. Таким образом, в результате сравнительных испытаний было подтверждено значительное превосходство по износостойкости ребристой футеровки над футеровкой с гладкой рабочей поверхностью.

Задачей второго этапа испытаний было исследование влияния угла наклона рабочих граней ребер на износостойкость футеровки. С этой целью на правой спирали классификатора вместо демонтированных секторов были установлены

элементы ребристой футеровки с углом наклона рабочих граней $\alpha_p = 30^\circ$, что не входит в рекомендуемый выше диапазон значений этого параметра, и испытания были продолжены.

На рис. 6, б показаны элементы ребристой футеровки с оптимальной формой ребер после 6500 ч эксплуатации. Ребра футеровки за счет эффекта самофутерования в значительной степени сохранили свою форму. На правой

спирали из-за проскальзывания абразивного материала произошел практически полный износ рабочей поверхности футеровки и ресурс ее работы оказался соизмерим со сроком службы футеровки базовой конструкции – 3200 ч. Результаты этих исследований подтвердили необходимость оптимизации геометрических параметров радиальных ребер.

В дальнейшем испытания ребристой футеровки были продолжены, и полный ресурс ее работы составил 12600 ч, что в 4 раза выше футеровки базовой конструкции. Аналогичный результат был получен в процессе расширенных испытаний ребристой футеровки на ряде других горно-обогатительных предприятий страны. Оригинальность разработки подтверждается рядом патентов на изобретение, в том числе [11].

Опыт эксплуатации ребристой футеровки показал, что одним из ее недостатков является необходимость изготовления секторов в левом и правом исполнении. В целях снижения номенклатуры выпускаемых изделий был разработан элемент унифицированной ребристой футеровки (рис. 7). Основным отличительным признаком этой конструкции – выполнение ребер с поперечным сечением в форме равнобокой трапеции и их дискретное расположение. Боковые стороны этой трапеции расположены к основанию под оптимальным углом, поэтому обе грани являются рабочими, что позволяет устанавливать сектор на левую и на правую спирали. За счет дискретного расположения ребер удалось снизить массу сектора футеровки на 15 %.

Опытно-промышленные испытания унифицированной футеровки также проводились в условиях фабрики № 3 ЗАО "АЛРОСА". Ресурс ее работы, как и у предыдущей конструкции, составил около 12000 ч. Оригинальность разработки

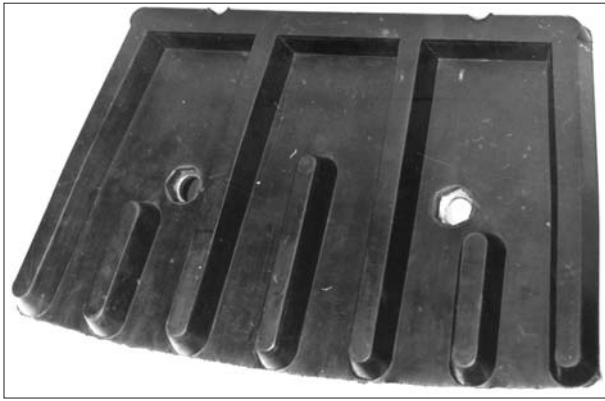


Рис. 7. Сектор унифицированной ребристой футеровки

подтверждается рядом патентов на изобретение, в том числе [12].

Обе конструкции по результатам промышленных испытаний были рекомендованы к серийному производству. В настоящее время ведется серийный выпуск ребристой футеровки в ОАО "Черкесский завод РТИ" для всех типов спиральных классификаторов.

Заключение

1. Теоретическим путем показана возможность повышения износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов конструктивными методами с использованием эффекта самофутерования.

2. Предложена конструкция высокоэффективных футеровочных элементов, позволяющая реализовать метод самофутерования на практике.

3. В результате натурного эксперимента доказана возможность значительного повышения из-

носостойкости рабочих органов спиральных классификаторов конструктивными методами.

Список литературы

1. Шохин В.Н., Лопатин А.Г. Гравитационные методы обогащения. М.: Недра, 1980. 400 с.
2. Пенкин Н.С. Гуммированные детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 200 с.
3. Волотковский В.С., Нохрин Е.Г., Герасимова М.Ф. Износ и долговечность конвейерных лент. М.: Недра, 1976. 176 с.
4. Повышение износостойкости горно-обогатительного оборудования / Н.С. Пенкин, Е.П. Капранов, П.В. Маляров и др.; под ред. Н.С. Пенкина. М.: Недра, 1992. 265 с.
5. Клейс И.Р., Уэзмыйс Х.Х., Коткас Ю.В. Влияние крупности абразива на процесс изнашивания в условиях самофутеровки // Трение и износ. 1987. Т. 8. № 3. С. 398–402.
6. Патент № 2314161. Устройство для закрепления футеровочных плит на защищаемой поверхности из магнитопроводящего материала. Автор: Б.И. Корякин. Заявка № 2006117237. Приоритет 19.05.2006. Зарегистрирована 10.01.2008.
7. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
8. Boettcher S. Eine allgemeine Analyse der Aufwaertsfoerderung eines Einzelkoerprs in Schneckenfoerdern beliebiger Neigung // VDJ – Zeitschrift, 1964. P. 42–48.
9. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
10. Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудообогатительной фабрики. М.: Недра, 1986. 543 с.
11. Патент № 1602575. Резиновая футеровка спиральных классификаторов. Авторы: Н.С. Пенкин, В.М. Сербин, А.Ч. Баскаев. Заявка № 4611498. Приоритет 01.12.1988. Зарегистрирована 27.10.1993.
12. Патент № 2132740. Резиновый элемент футеровки спиральных классификаторов. Авторы: В.М. Сербин, Н.С. Пенкин. Заявка № 98107298. Приоритет 20.04.1998. Зарегистрирована 10.07.1999.

УДК 621

И.Г. Боярских, асп., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: mailbor@el.ru

Экспериментальные исследования технологической наследственности упрочнения твердосплавных вставок буровых коронок

Рассмотрена методика определения влияния циклической нагруженности на эффективность многократного виброупрочнения армирующих изделий. Установлено время виброупрочнения армирующих изделий в зависимости от циклической нагруженности и нагружаемого объема армирующего изделия. Проведенные эксперименты показали, что и кратность вибрационной обработки, и масштабный фактор могут существенно влиять на эффективность виброупрочнения армирующих изделий. Установлено влияние эффективности поверхностного пластического деформирования с изменением размеров образцов и их циклической нагруженности.

Ключевые слова: буровая коронка, твердосплавные вставки, циклическая нагруженность, многократное виброупрочнение, ударная вязкость.

I.G. Boyarskikh

Experimental Researches of a Technological Heredity of Hardening Hard-Alloy Inserts Chisel Bit

The technique of definition of influence cyclic stressing on efficiency repeated vibration reinforcing products is considered. It is established time vibration reinforcing products depending on cyclic stressing and the loaded volume reinforcing products. The lead (carried out) experiments have shown, as frequency rate of vibrating processing, and the scale factor can influence essentially efficiency vibration reinforcing products. Influence of efficiency of superficial plastic deformation with change of the sizes of samples and their cyclic stressing is established.

Keywords: chisel bit, hard-alloy inserts, cyclic stressing, repeated vibration reinforcing, impact strength.

Уменьшение глубины упрочненного слоя твердосплавных вставок в коронках в результате изнашивания и переточек значительно превышает толщину наклепа [1, 2]. Это приводит к снижению эффекта поверхностного упрочнения, достигнутого при изготовлении коронок [1].

Исследования устойчивости упрочненного состояния и эффективности многократного упрочнения при различной циклической нагруженности и изменяющемся объеме твердосплавных вставок [3–5] позволяют более полно обосновать рациональные условия их упрочнения и нагружения с учетом влияния технологии изготовления.

Кроме того, с увеличением времени эксплуатации и циклической нагруженности виброупрочненных породоразрушающих вставок коронок концентрация усталостных дефектов в арми-

рующем материале нарастает при уменьшении нагружаемого объема вставок. Это создает различные исходные условия виброупрочнения коронок после каждой переточки и может вызвать разупрочняющий эффект от действия циклических нагрузок.

Отмеченный характер влияния условий эксплуатации породоразрушающей части коронок позволяет сформулировать две основные задачи данного раздела исследований:

экспериментальная оценка влияния циклической нагруженности на эффективность многократного виброупрочнения армирующих изделий;

определение оптимального времени виброупрочнения армирующих изделий в зависимости от циклической нагруженности и нагружаемого объема армирующего изделия.

В качестве объекта исследований служили образцы из твердого сплава марки ВК11В, который в значительном объеме применяется для изготовления коронок, работающих в режиме циклического ударного нагружения с большой энергией удара. Образцы размерами 4×4×35, 5×5×35 и 6×6×35 мм изготавливали по специальной технологии двухстадийного спекания [6], что обеспечило однородность их по содержанию углерода. Однородность образцов внутри партии оценивали путем измерения коэрцитивной силы (разброс не более ± 4 Э). Изготовленные образцы имели следующие химический состав и физико-механические характеристики: WC – 89 вес. %, C₀ – 11 вес. %, плотность – 14,40 г/см³, HRA – 87,0, коэрцитивная сила – 5,9...6,1 Э, предел прочности при изгибе – 1990 МПа, ударная вязкость – 3,9 Дж/м².

Образцы подвергали шлифованию (с охлаждением) по четырем граням алмазным кругом АПП 200×75×10×5 на связке М04 с концентрацией алмазов АСВ 100 %. Режим шлифования ($v_{кр} = 25$ м/с; $S_{прод} = 10$ м/мин; $S_{поп} = 1$ мм/ход; $t = 0,03$ мм) не приводил к образованию трещин в поверхностном слое образцов. После шлифования образцы для исследования масштабного эффекта имели размеры 3,5×3,5×35, 4,5×4,5×35 и 5,5×5,5×35 мм.

Образцы каждого размера подвергались виброупрочнению по четырем вариантам, отличающимся продолжительностью обработки (30, 70, 90 и 130 мин), на вибромашине с емкостью рабочей камеры 25 л твердосплавными шарами диаметром 8...10 мм. Амплитуда колебаний контейнера составила 1,5 мм, частота колебаний – 24 Гц. В качестве промывочной жидкости использовали 5%-ный раствор кальцинированной соды. Упрочненные по четырем вариантам образцы испытывали на трехточечный изгиб циклическим гармоническим нагружением при квазистационарном максимальном напряжении пульсирующего цикла 1450 МПа.

Испытания проводили на установке УМ-3А для испытаний твердых сплавов в условиях гармонического нагружения (рис. 1) [7]. На твердосплавных призматических опорах 11 располагается образец 10, закрепляемый, как и в случае ударного нагружения, резиновыми прокладками. Нагружающее устройство в виде болта во втулке 8 заканчивается стальным шариком 9, удерживаемым обоймой. Нагружающая рессора 3 опирается одним концом на ролик 2, а другим – на нагружающее устройство 8, передающее на-

грузку на образец. Нагрузочный эксцентрик выполнен в виде концентрической обоймы 5, установленной на подшипниках качения 6 на эксцентрическую втулку 4, которая сидит на эксцентрическом колене вала 7 и соединена с последним зубчатой муфтой. В соответствии с требуемой амплитудой нагрузки устанавливают необходимую величину эксцентриситета поворотом эксцентрической втулки 4 относительно эксцентрического колена вала 7. Затем подводят рессору 3 к обойме при верхнем положении суммарного эксцентриситета. Вращение вала обеспечивается работой электромотора 1 мощностью 1,3 кВт. Всего в машине две рессоры и два нагружающих устройства, что дает возможность испытывать одновременно два образца. Максимальное усилие, развиваемое установкой, составляет 5900 Н на один образец. Скорость нагружения изменяется ступенчато и может быть равной 2000 и 4000 циклов в минуту.

База испытаний составляла 1 млн циклов. Эффективность виброупрочнения оценивали по значениям долговечности, соответствующим 50%-ной вероятности разрушения.

Влияние циклического нагружения на эффективность последующей виброобработки определяли по величине ударной вязкости твердосплавных образцов, которая может служить критерием перехода поверхностного слоя изделий из твердых сплавов в состояние предельного упрочнения и далее к разупрочнению при пластическом деформировании. Образцы размером

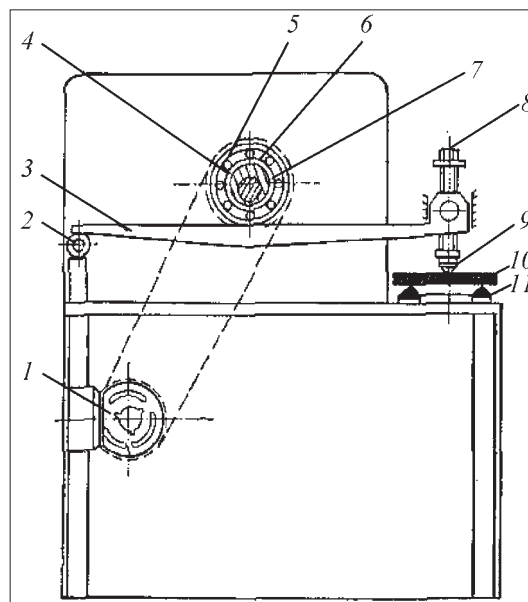


Рис. 1. Схема установки УМ-3А для испытаний твердых сплавов на установочность при гармоническом нагружении

Влияние циклического нагружения на ударную вязкость образцов из сплава ВК11В

Виброобработка	a , Дж/м ² , после нагружения при $(\sigma_o^n)_{\max} = 1250$ МПа			
	Без нагружения	$N = 5 \cdot 10^4$ цикл	$N = 10 \cdot 10^4$ цикл	$N = 15 \cdot 10^4$ цикл
Первая	0,42±0,02	0,36±0,01	0,35±0,01	0,33±0,02
Повторная	–	0,39±0,01	0,34±0,02	0,33±0,01

4,5×4,5×35 мм подвергали вибрационной обработке в течение 60 мин, а затем циклированию гармоническим нагружением при трехточечном изгибе с пульсирующим циклом при $(\sigma_o^n)_{\max} = 1250$ МПа. Всего таким образом было получено три группы образцов (по 20 образцов в каждой группе), которые остались неразрушенными после 50, 100 и 150 тыс. циклов нагружения соответственно. Эти образцы подвергали повторному виброупрочнению, после чего испытывали на ударную вязкость. Полученные результаты сравнивали с данными об ударной вязкости образцов, подвергнутых циклированию по аналогичной программе, но без повторного виброупрочнения.

Как видно из данных табл. 1, после циклирования образцов пульсирующей нагрузкой наблюдается некоторое снижение ударной вязкости a образцов. С увеличением количества циклов нагружения в исследованном интервале имеет место только тенденция роста степени разупрочнения, так как снижение ударной вязкости находится в пределах ошибки эксперимента.

Повторная вибрационная обработка образцов при числе циклов нагружения $5 \cdot 10^4$ показала меньшее снижение вязкости. По-видимому, при нагружении до $5 \cdot 10^4$ циклов при $(\sigma_o^n)_{\max} = 1250$ МПа материал образцов еще не достиг состояния предельного упрочнения. Поэтому повторная вибрационная обработка, вызывая дополнительную пластическую деформацию поверхностного слоя, во-первых, приводит к благоприятному перераспределению напряжений, во-вторых, содействует блокированию очагов усталостного разрушения деформированными участками.

Результаты определения эффективности виброупрочнения P в зависимости от продолжительности обработки для образцов размерами 3,5×3,5×3,5 и 4,5×4,5×35 мм представлены на рис. 2. В табл. 2 дана зависимость дол-

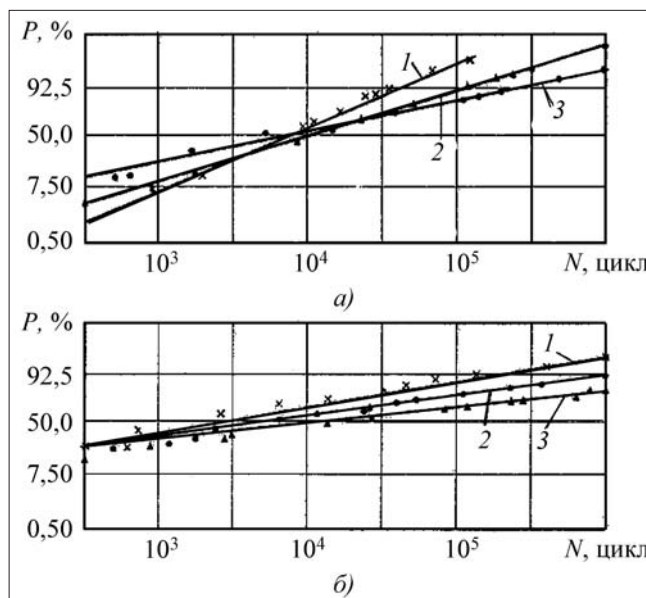


Рис. 2. Влияние размеров образцов из твердого сплава ВК1511В и продолжительности виброобработки на эффективность виброупрочнения: а – размеры образцов 3,5×3,5×35 мм; б – размеры образцов 4,5×4,5×35 мм; 1, 2, 3 – продолжительность виброобработки соответственно 70, 90, 130 мин

говечности (циклов) от размеров образцов и времени обработки. Для образцов размером 5,5×5,5×35 мм такой зависимости получить не удалось, так как при напряжении цикла 1450 МПа эти образцы не разрушались, т.е. вышли на базу испытаний в 1 млн циклов.

Следует, однако, отметить, что более достоверной оценкой эффективности виброупрочнения было бы сравнение долговечности виброобработанных образцов с долговечностью образцов каждого размера в исходном состоянии.

Таблица 2

Влияние размеров образцов и продолжительности виброобработки на долговечность сплава ВК11В

Размеры сечения образца, мм	$N \cdot 10^3$, цикл, при $(\sigma_o^n)_{\max} = 1450$ МПа (50%-ная вероятность разрушения)			
	$t = 30$ мин	$t = 70$ мин	$t = 90$ мин	$t = 130$ мин
3,5×3,5	2,5	2,1	5,0	5,2
4,5×4,5	–	5,4	6,2	7,2
5,5×5,5	Не разрушились			

Проведенные эксперименты показали, что и кратность вибрационной обработки, и масштабный фактор могут существенно влиять на эффективность виброупрочнения армирующих изделий. Установлено, что в процессе циклического нагружения наблюдается разупрочнение материала изделий. Это проявляется в снижении ударной вязкости образцов, подвергнутых циклированию. Существуют различные точки зрения на природу разрушения хрупких материалов при деформировании. Енсен на основании микроскопических исследований полагает, что разрушение преимущественно начинается на межфазовой границе WC-Co [8], тогда как Ли и Гурланд считают, что деформация происходит за счет скольжения WC-WC по их контактам [9], т.е. путем микроразрушения границ WC-WC. В других работах также экспериментально установлено, что разрушение происходит преимущественно по межзеренным границам WC-WC [10].

Очевидно, образование субмикротрещин по границам WC-WC и WC-Co при циклическом изгибе обусловило снижение ударной вязкости образцов. Поскольку при нагружении трехточечным изгибом максимальные напряжения растяжения имеют место в поверхностном слое, при числе циклов нагружения образцов не более $5 \cdot 10^4$ субмикротрещины еще не успевают выйти из зоны воздействия вибрационного упрочнения, которая составляет 0,2...0,3 мм [11]. Поэтому последующая виброобработка, блокируя субмикротрещины деформированными участками, а также создавая напряжения сжатия, уменьшающие роль трещин как концентраторов напряжений, способствует повышению ударной вязкости армирующего материала. При большем количестве циклов нагружения макротрещины распространяются в глубь образца за пределы зоны пластического деформирования виброобработкой, в связи с чем эффект упрочнения не наблюдается.

В то же время следует иметь в виду, что буровая коронка в течение одного периода стойкости (число циклов нагружения в период между переточками) не испытывает большего количества циклов нагружения, чем $5 \cdot 10^4$, а после затупления при перетачивании слой твердосплавной вставки с микротрещинами удаляется абразивным кругом. Поэтому рекомендуется выполнять вибрационную обработку буровых коронок после каждой переточки в качестве эффективного

метода упрочнения и восстановления исходных параметров породоразрушающих вставок.

Увеличение рабочего объема образца всегда приводит к снижению прочности и долговечности, которое можно учесть с помощью соотношения Вейбулла [12]. Это снижение обусловлено наличием дефектов структуры (например, пор) в твердых сплавах вследствие их металлокерамической природы. При нагружении трехточечным изгибом решающую роль играют поверхностные и приповерхностные дефекты. Вибрационная обработка, создавая благоприятные напряжения сжатия, смещает область максимальных напряжений растяжения в более глубокие слои, при этом долговечность образцов увеличивается.

Таким образом, установлено влияние эффективности поверхностного пластического деформирования с изменением размеров образцов и их циклической нагруженности.

Список литературы

1. Боярских Г.А., Волков Е.Н., Куклин Л.Г., Зыкин В.Т. Промышленное освоение вибрационной обработки твердого сплава и буровых коронок на заводах Главгормаша // В сб.: Проблемы повышения стойкости бурового инструмента. Новокузнецк: Кемер. обл. правл. НТО – Машпром, 1975. С. 31–32.
2. Боярских Г.А., Зыкин В.Г., Куклин Л.Г. Применение вибрационной обработки при эксплуатации твердосплавного бурового инструмента // В сб.: Технология, организация и механизация механосборочного производства. М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1975. 12-75-2. С. 7–9.
3. Боярских Г.А., Лошак М.Г., Александрова Л.Н., Кар-Малюк В.И. Упрочнение ударного бурового инструмента многократной вибрационной обработкой // В сб.: Вибрационная обработка твердосплавных изделий и бурового инструмента. М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1976. 12-76-20. С. 23–28.
4. Боярских Г.А., Балин В.С., Куклин Л.Г. Оценка устойчивости состояния упрочненного металлокерамического сплава при циклическом нагружении // В сб. тезисов науч. сообщ. VI Всесоюз. конф. по строению и свойствам металлических и шлаковых расплавов. Свердловск, 1986. С. 95–97.
5. Барышев А.А., Боярских Г.А. Технологические возможности упрочняющей вибрационной обработки твердосплавных изделий буровых коронок // В сб.: Пути повышения конструктивной прочности металлов и сплавов / Тез. докл. обл. науч.-техн. конф. 9-10-12-80 г. Свердловск, 1980. С. 51–52.
6. Панов В.С., Чувилин А.М. Технология и свойства спеченных твердых сплавов и изделий из них. М.: МИСИС, 2001.
7. Лошак М.Г. Прочность и долговечность твердых сплавов. Киев: Наук. думка, 1984. 328 с.
8. Jaensson V. Residual stresses and stress-strain behaviour of the WC-Co composite material / Mater. Sci. Eng., 1971. N 8. P. 41–53.
9. Lee H., Gurland J. Hardness and deformation of cemented tungsten carbide. Mater.Sci. End., 1978. 38. P. 125–133.
10. Траушкин Г.Г., Чернявский К.С., Турчин В.Н. Взаимосвязь характеристик контролируемого разрушения некоторых твердых сплавов и их структуры // Проблемы прочности. 1975. № 2. С. 105–107.
11. Лошак М.Г., Александрова Л.И. Упрочнение твердых сплавов. Киев: Наук. думка, 1977. 147 с.
12. Лошак М.Г., Фридман В.М. Эффект масштаба в металлокерамических твердых сплавах вольфрамовой группы // Проблемы прочности. 1971. № 8. С. 43–47.

Ю.Д. Красников, д-р техн. наук, проф., МГОУ, **Т.П. Щерба**, канд. техн. наук,

ЗАО "Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством", Беларусь

E-mail: ipr@sipr.by

Анализ теоретической производительности очистного комбайна при добыче сильвинита^{НГ}

Анализируется средневзвешенная теоретическая производительность комбайна, определяемая средневзвешенным моментом, развиваемым электродвигателем и средневзвешенными удельными энергозатратами. Средневзвешенный момент, развиваемый электродвигателем, и средневзвешенные удельные энергозатраты существенно зависят от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа.

Ключевые слова: очистной комбайн, производительность, мощность пласта, шнековый исполнительный орган, ширина захвата, мощность и передаточное число привода, энергозатраты, разрушение массива, сопротивление резанию.

Yu.D. Krasnikov, **T.P. Shcherba**

An Analysis of a Theoretical Performance of a Shearer by Mining of Silvinit

The article analyzes a theoretical average efficiency of a shearer. It is determined by a weighted average torque developed by an electric motor and a weighted average specific power consumption. A weighted average torque developed by an electric motor and average specific energy depends strongly on the gear transmission drive of a cutting drum.

Keywords: longwall shearer, capacity, thickness of a seam, cutting drum, web depth, power and gear drive, energy costs, destruction of rock mass, resistance to cutting.

Задача определения теоретической средневзвешенной производительности комбайна носит многофакторный и многовариационный характер. Для ее решения принимаем метод полного перебора факторов и вариантов.

Теоретическая производительность очистного комбайна определяется количеством калийной соли, которая может быть добыта за единицу времени (минуту) при непрерывной его работе

$$Q = H_{пл} B v_{п} \gamma, \text{ т/мин}, \quad (1)$$

где $H_{пл}$ — вынимаемая мощность пласта, м; B — ширина захвата исполнительного органа, м; $v_{п}$ — максимально возможная в конкретных условиях скорость подачи комбайна, м/мин; γ — плотность калийной соли, т/м³.

Максимально возможная скорость подачи комбайна определяется как предельно допустимая исходя из устойчивой работы его электрического привода и определяется из условия

$$P = P_{уст} \alpha \eta, \quad (2)$$

где P — мощность на исполнительном органе очистного комбайна при разрушении пласта калийной соли в конкретных горно-геологических условиях при скорости подачи $v_{п}$, кВт; $P_{уст}$ — установленная мощность привода, кВт; α — коэффициент, учитывающий расход энергии на перемещение комбайна (или на привод других вспомогательных узлов) и выгрузку продуктов разрушения из забоя; η — КПД трансмиссии привода исполнительного органа.

Для полного использования устойчивого момента привода необходимо, чтобы текущая скорость перемещения очистного комбайна $v_{пj}$ была больше максимально возможной скорости механизма перемещения $v_{п\max}^{м.п}$ или, чтобы текущая максимальная глубина реза h_{\max} была больше радиального конструктивного вылета резцов l_p . Текущие значения теоретической производительности комбайна определяются по зависимостям:

$$Q_{тj} = H_{пл} B v_{п\max}^{м.п} \gamma, \text{ т/мин}, \text{ при } v_{пj} \geq v_{п\max}^{м.п}; \quad (3)$$

$$Q_{тj} = H_{пл} B_3 l_p n_{рл} \frac{n_{дв}}{U_{тр}} \gamma, \text{ т/мин, при } h_{\max j} \geq l_p, \quad (4)$$

где $n_{рл}$ — число резцов в линии резания забойной группы режущего инструмента; $U_{тр}$ — передаточное число трансмиссии привода исполнительного органа очистного комбайна; $n_{дв}$ — частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

В случае когда полное использование устойчивого момента ограничивается устойчивостью очистного комбайна на раме конвейера или максимальным тяговым усилием механизма перемещения, текущие значения теоретической производительности определяются по зависимостям:

$$Q_{тj} = H_{пл} B v_{п.уст} \gamma, \text{ т/мин;} \quad (5)$$

$$Q_{тj} = H_{пл} B v_{п.т.у} \gamma, \text{ т/мин,} \quad (6)$$

где $v_{п.уст}$ — максимальное значение скорости перемещения комбайна, при котором устойчивость комбайна на раме конвейера не нарушается; $v_{п.т.у}$ — максимальная скорость перемещения, при которой тяговые усилия механизма перемещения достаточны для нормальной работы очистного комбайна.

Достигнутый в настоящее время уровень математического описания и алгоритмизации процесса формирования нагрузок на инструментах, исполнительном органе, в трансмиссии и других элементах выемочных машин позволил разработать рабочие программы для решения задач с помощью ЭВМ, применение которых позволяет:

- имитировать случайные составляющие нагрузок на режущем инструменте;
- осуществлять быстрое решение большого количества математических уравнений, в том числе и дифференциальных, позволяющих оценивать состояние системы в любой фиксированный момент времени;
- непосредственно получать статистические характеристики выходных величин без дополнительных аппаратных затрат.

Исследование зависимостей средневзвешенной производительности комбайна от условий его работы проводилось аналитически с использованием пакета программ автоматизированной системы научных исследований. При построении многофакторных регрессионных моделей использовались как классические методы включения, так и метод отключения [1–3]. При этом выбиралась регрессионная зависимость, имеющая наибольшее значение T-критерия значимости, превосходящее значение заданной вероятности 0,9.

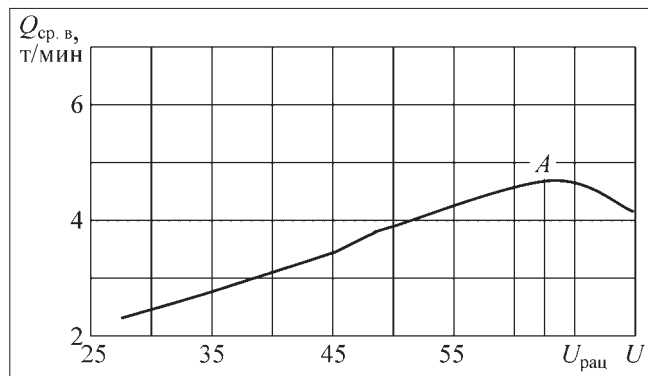


Рис. 1. Зависимость средневзвешенной производительности комбайна от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа

Средневзвешенная теоретическая производительность комбайна определяется средневзвешенным моментом, развиваемым электродвигателем и средневзвешенными удельными энергозатратами. Указанные параметры существенно зависят от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа.

На рис. 1 приведена зависимость средневзвешенной производительности $Q_{ср.в}$ комбайна КШЗМ, укомплектованного электродвигателем 1ЭДКО5РУ5, полученная для пласта мощностью 2,6 м и математического ожидания сопротивляемости резанию $A = 350 \text{ кН/м}$.

Из графика зависимости средневзвешенной производительности комбайна от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа видно, что кривая $Q_{ср.в} = f(U)$ выпуклая и имеет максимум (точка A), который соответствует рациональному передаточному числу $U_{рац}$.

Анализом установлено, что значение $Q_{ср.в}$ при $U < U_{рац}$ меньше из-за повышенных удельных энергозатрат на разрушение массива пласта, обусловленных повышенной частотой вращения исполнительного органа и, следовательно, уменьшенными толщинами среза. При $U > U_{рац}$ средневзвешенная теоретическая производительность комбайна снижается из-за ограничения, обусловленного радиальным вылетом резцов и связанным с этим неполным использованием устойчивого момента электродвигателя.

Значения рационального передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа и средневзвешенной теоретической производительности комбайна существенно зависят от параметров исполнительного органа, приводного электродвигателя, сопротивляемости пласта резанию и др.

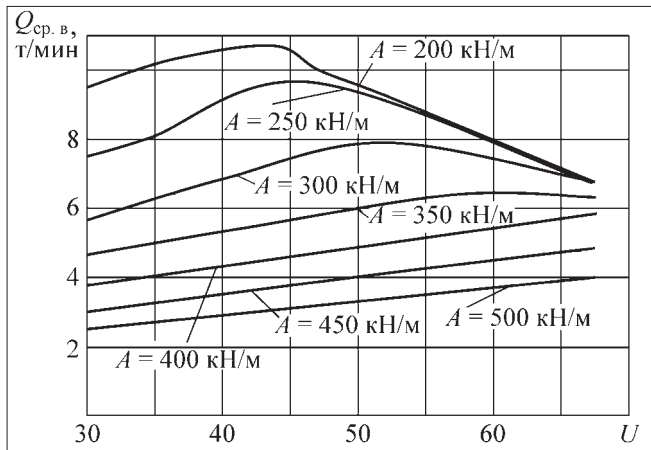


Рис. 2. Влияние сопротивляемости пласта резанию на $Q_{ср.в}$ и $U_{рац}$

Из графиков, приведенных на рис. 2 при различных математических ожиданиях сопротивляемости пласта резанию, следует, что значения рационального передаточного числа и средневзвешенной производительности комбайна типа КШЗМ существенно зависят от сопротивляемости пласта резанию.

Так, например, при изменении сопротивляемости пласта резанию от 200 до 300 кН/м рациональное передаточное число изменяется с 43 до 54 (в 1,26 раза). При этом средневзвешенная производительность комбайна снижается с 10,5 до 7,9 м/мин. Причем при увеличении сопротивляемости пласта резанию значение рационального передаточного числа также увеличивается. Для сопротивляемости пласта резанию 350 кН/м, характерной для 2-го горизонта 3-го рудоуправления РУП "ПО "Беларуськалий", максимальное значение производительности комбайна достигается при передаточном числе, равном примерно 60.

Поэтому для горно-геологических условий 2-го горизонта ЗРУ было принято передаточное число $U = 60$, позволяющее повысить средневзвешенную производительность примерно на 12%. Это значение увеличения средневзвешенной производительности комбайна получено по зависимостям, учитывающим только изменение удельных энергозатрат и ограничения. Следует отметить, что при изменении режима разрушения снижается также неравномерность нагрузки на исполнительном органе и повышается устойчивость комбайна на раме конвейера. Как известно, эти факторы приводят к повышению теоретической производительности комбайна.

На рис. 3 приведены зависимости средневзвешенной теоретической производительности

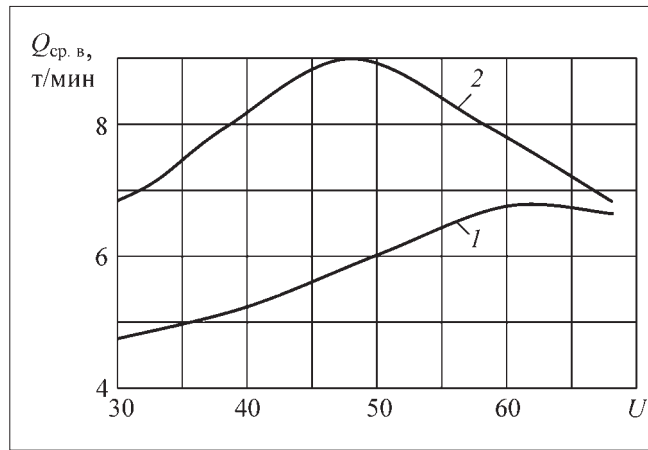


Рис. 3. Влияние типа электродвигателей на $Q_{ср.в}$ и $U_{рац}$

комбайна от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа при укомплектовании комбайна электродвигателями 1ЭДКО5РУ5 (кривая 1) и электродвигателями ЭКВ-200 (кривая 2) при сопротивлении пласта резанию $A = 350$ кН/м.

Из анализа графиков следует, что значения рациональных передаточных чисел существенно зависят от типа приводного электродвигателя.

Каждому типу электродвигателя в одних и тех же горно-геологических условиях соответствует свое рациональное передаточное число. Например, при сопротивляемости пласта резанию $A = 350$ кН/м рациональное передаточное число для трансмиссии комбайна, укомплектованного электродвигателем ЭКВ-200, $U_{рац} = 47$, а при укомплектовании электродвигателем 1ЭДКО5РУ5 $U_{рац} = 63$, при этом средневзвешенная производительность комбайна увеличивается в 1,33 раза (с 6,73 до 8,97 м/мин).

На очистных комбайнах применяются шнековые исполнительные органы с различными схемами набора режущего инструмента. Одним из основных конструктивных параметров шнековых исполнительных органов является число резцов в линии резания. Для оценки влияния этого параметра на средневзвешенную производительность и рациональное передаточное число трансмиссии привода исполнительного органа были определены зависимости средневзвешенной производительности комбайна от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа при оснащении комбайна КШЗМ двухзаходным шнеком (двумя резцами в линии резания, кривая 1 на рис. 4) и трехзаходным шнеком (с тремя резцами в линии резания, кривая 2). Зависимости определены для комбай-

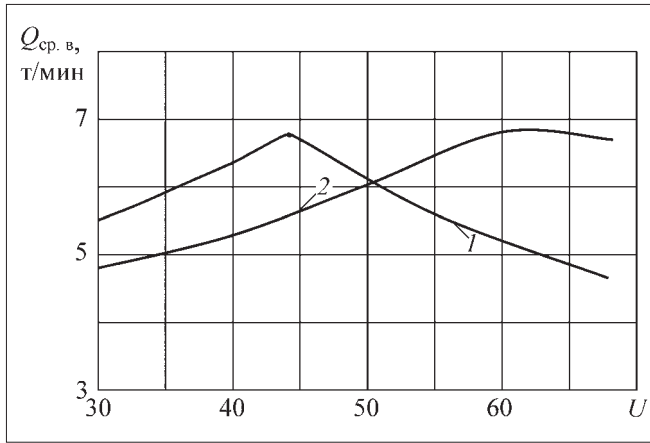


Рис. 4. Влияние количества резцов в линии резания на $Q_{ср.в}$ и $U_{рац}$

на, эксплуатирующегося на пласте мощностью 2,6 м с математическим ожиданием сопротивляемости пласта резанию $A = 350$ кН/м.

Анализ полученных зависимостей показал, что при увеличении числа резцов в линии резания с 2 до 3 рациональное передаточное число увеличивается с 44 до 63.

При применении трехзаходного шнекового исполнительного органа за счет меньшей скорости вращения исполнительного органа уменьшается износ резцов, а следовательно, и время на их замену, что влечет за собой повышение эксплуатационной производительности.

При вычислении рационального передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа комбайна типа КШЗМ коэффициент вариации сопротивляемости резания пласта по длине лавы определен по данным замеров и был принят $v = 0,13$. Однако из-за отсутствия достаточного числа статистических данных были проведены исследования в целях определения вносимой погрешности в значения рационального передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа. Для этого определялась зависимость средневзвешенной производительности комбайна от передаточного числа трансмиссии привода исполнительного органа при укомплектовании комбайна КШЗМ электродвигателями 1ЭДКО5РУ5, при эксплуатации на пласте мощностью 2,6 м с математическим ожиданием сопротивляемости пласта резанию $A = 350$ кН/м, при коэффициентах вариации

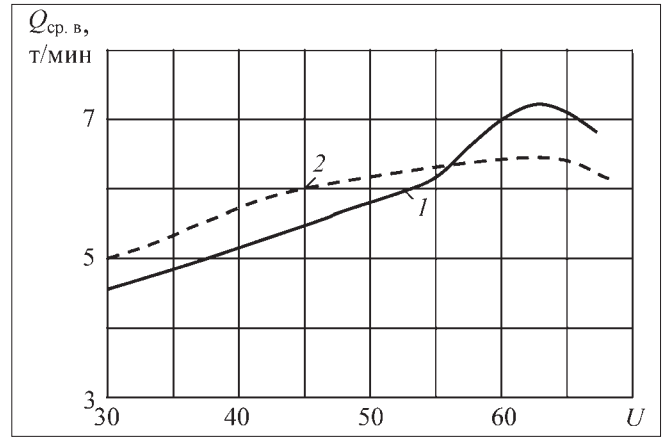


Рис. 5. Влияние коэффициента вариации сопротивляемости пласта резанию v на $Q_{ср.в}$ и $U_{рац}$

$v = (0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25)$. На рис. 5 приведены в качестве примера зависимости средневзвешенной производительности при $v = 0,05$ (кривая 1) и $v = 0,25$ (кривая 2).

Анализ полученных зависимостей показал, что при изменении коэффициента вариации смещения рационального передаточного числа практически не происходит. На приведенном графике видно, что при меньших коэффициентах вариации более выражено приращение средневзвешенной производительности комбайна от изменения передаточного числа трансмиссии. Например, при $v = 0,05$ изменение передаточного числа от 50 до 60 приводит к увеличению средневзвешенной производительности комбайна на 23 %.

Это позволяет утверждать, что для обоснованного выбора режимов работы очистных комбайнов необходимо знание не только математических ожиданий сопротивляемости пласта резанию, но и их коэффициентов вариации.

Список литературы

1. Драйнер Н., Смит Г. Прикладной регрессивный анализ. М.: Статистика, 1973. 392 с.
2. Бренер В.А. и др. Режимы работы комбайнов для добычи калийных руд. М.: Недра, 1978. 216 с.
3. Калугин П.А., Морев А.Б. Горные машины фирмы "АЙКХОФФ" на калийных рудниках Беларуси. Минск: Информпрогресс, 1993. 110 с.

А.С. Фокин, канд. техн. наук, асс., **И.Е. Звонарев**, асп., **С.Л. Иванов**, д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, г. Санкт-Петербург

E-mail: kgmitm@mail.ru

К вопросу оценки ресурса механических трансмиссий машин энергетическим методом

Представлен обзор методов теоретической оценки ресурса элементов машин. Показана перспективность термодинамического подхода при анализе расходования ресурса элементами системы. Предложена методика оценки энергоресурса на основе экспериментальных исследований.

Ключевые слова: зубчатая передача, энергоресурс.

A.S. Fokin, I.E. Zvonarev, S.L. Ivanov

A Question of the Resource Evaluation of Mechanical Transmissions of Cars the Energy Method

In article the review of methods of a theoretical estimation of a resource of elements of cars is presented. Perspectivity of the thermodynamic approach is shown at the analysis of an expenditure of a resource by system elements. The offer of a technique of an estimation of a power resource on the basis of experimental researches.

Keywords: gear transmission, energy resource.

Недостаточная точность в оценке периодичности работ по техническому обслуживанию и ремонту горного оборудования ведет к увеличению его простоев из-за внезапных отказов, недоиспользованию ресурса отдельных сборочных единиц. Особую актуальность этот вопрос приобретает в горно-добывающей отрасли, где разнообразное проявление условий эксплуатации оказывает значительное влияние на работу горных машин, а критерии оценки ресурса оборудования не всегда точно соответствуют фактическому техническому состоянию машины. Получить более точные оценки ресурса возможно, если критерии этой оценки будут связаны с физическими процессами повреждения в элементах трансмиссий машин и учитывать напряженность их работы.

Известно, что внезапные и постепенные отказы оборудования, вызванные изнашиванием, поломками и деформацией деталей, можно описать с единой энергетической точки зрения [10]. Последние исследования по усталостному разрушению металлов, трению и износу в деталях машин показывают, что объем материала детали разрушается при достижении критического значения внутренней энергии, т.е. каждый элемент, в частности трансмиссии, имеет свой энергетический ресурс. Скорость расходования этого ресурса будет определять время работы элемента. Энергетический подход также позволяет учесть напряженность работы как машины в целом, так и отдельных ее элементов.

В тридцатые годы XX в. начали разрабатываться энергетические теории, описывающие процесс разрушения твердого тела. Наиболее общими являются термодинамические модели оценки реологических и прочностных свойств металлов с учетом микро- и макромеханизма его пластических и упругих деформаций. Такой подход, применяемый в работах С.Н. Журкова, Д.А. Киялбаева, А.Н. Чудновского, В.В. Федорова, Л.М. Качанова, В.С. Ивановой, В.Ф. Терентьева, В.В. Новожилова и ряда других ученых, позволяет учесть влияние на предельное состояние твердого тела энергии, поглощаемой материалом при его деформировании, и энергии, рассеиваемой в окружающую среду. Текущее значение накапливаемой внутренней энергии рассчитывается на основании первого закона термодинамики.

Согласно М. Борну, деформируемый объем достигает предельной энергоемкости, если он поглощает энергию, равную теплоте его плавления. Таким образом, энергоресурс материала W_3 [1] до разрушения можно определить из выражения

$$W_3 = V \int_{T_0}^{T_{пл}} \Delta c_p dT, \text{ Дж}, \quad (1)$$

где V – деформируемый объем; Δc_p – приращение удельной теплоемкости; T_0 , $T_{пл}$ – начальная температура и температура плавления материала соответственно.

Однако энергоёмкость сталей, определенная при механических испытаниях на разрушение, существенно отличается от энергии, необходимой для ее плавления. По-видимому, это связано с невозможностью учета начального состояния материала при теоретическом расчете энергии плавления [6].

На основании проведенных испытаний образцов при различных деформациях и напряжениях [7] величину энергии W , необходимую для их разрушения, определяют по формуле

$$W = \frac{2KT e^{-U/(KT)}}{v_\sigma \tau_0 \delta^3} \times \left[\sigma_p \operatorname{ch} \left(\sigma_p \frac{\delta^3}{2KT} \right) \frac{2KT}{\delta^3} \operatorname{sh} \left(\delta_p \frac{\delta^3}{KT} \right) \right], \text{ Дж}, \quad (2)$$

где K – постоянная; δ – возможное смещение активного атома; τ_0 – частота колебаний активного атома; v_σ – скорость изменения напряжений; U – кинетическая энергия активного атома; T – температура, К.

В соответствии с энергетическим критерием усталостного разрушения в работе [8] предложено оценивать относительную опасную энергию разрушения \bar{W} . В критериальной записи ее величину, эквивалентную энергоресурсу, можно описать выражением

$$\bar{W} = R \left(1 + r \frac{\sigma_\tau}{\sigma_b} \right) \int_0^N [K_\phi \sigma_a \varepsilon_{ar}^* f(\sigma_a, \sigma_\tau)]^\alpha dn = 1, \quad (3)$$

где ε_{ar}^* – среднее значение амплитуды остаточной деформации; $f(\sigma_a, \sigma_\tau)$ – функция разупрочнения материала; $K_\phi = 3$ – коэффициент петли гистерезиса; α , R , r – параметры уравнения кривой усталости материала в координатах $\lg W_c - \lg N$, где N – число циклов нагружения материала образца; W_c – суммарная энергия, подводимая к образцу.

В формуле (3) выражение в квадратных скобках является энергией, рассеиваемой за цикл нагружения.

Рассмотренные зависимости (1)–(3) можно использовать лишь для простых образцов. Вместе с тем использование выражений (2) и (3) требует предварительной экспериментальной оценки ряда параметров разрушаемого материала, а выражение (3) для своего решения – построения кинетической диаграммы циклического деформирования образцов.

Термодинамические методы инженерной оценки ресурса, например, очистного комбайна, трудноосуществимы из-за неоднородности среды (корпус, валы, подшипники, зубчатые колеса, электродвигатель и т.д.), сложности определения изменения полей напряжений и деформаций в элементах привода машины. Однако такой подход, основанный на физической сущности микромеханизма разрушения и базирующийся на законе сохранения энергии, прогрессивен и может быть учтен при оценке ресурса трансмиссии горной машины.

Сформулированная Р. Хевилендом гипотеза [9] о скорости изменения свойств объекта в функции энергии реакций, происходящих в пределах этого объекта,

позволила связать время работы объекта с влиянием изменения энергии среды при условии, что энергия влияет на скорость старения объекта через эквивалентное время работы объекта t_3 :

$$E_e = m \sqrt[m]{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta t_i}{t_3} E_i^m}, \text{ Дж}, \quad (4)$$

где E_e – суммарная внешняя энергия; Δt_i – i -й интервал времени, в котором на объект воздействует энергия E_i ; m – показатель наклона кривой усталости в двойных логарифмических координатах.

Энергетические методы анализа и определения ресурса машин и их элементов основаны на сопоставлении величины энергоресурса (предельного количества энергии, которая может быть рассеяна в приводе или его элементах), со средней работой, теряемой в машине за единицу времени при ее эксплуатации, что и определяет интенсивность разрушения элементов и системы в целом. Энергоресурс выступает как некий эквивалент, по отношению к которому относят величины потерь мощности, рассеиваемой в приводе в период его эксплуатации.

В.И. Морозов предлагает определять величину энергетического ресурса машины в целом или отдельных ее деталей, учитывая природу внезапных и постепенных отказов, вызываемых усталостными поломками или изнашиванием деталей очистных комбайнов, по формуле [7]:

$$P_w = \bar{N} ([\sigma]/\sigma_{\text{экр}})^m [P_0], \text{ кВт}, \quad (5)$$

где \bar{N} – средневзвешенное значение мощности, определяемое по графику нагружения машины; $[\sigma]$, $\sigma_{\text{экр}}$ – допускаемое и эквивалентное напряжения, определяемые плановым режимом нагружения; $[P_0]$ – базовое значение ресурса, кВт.

В этом случае энергетический ресурс машины отражает физический процесс усталости и однозначно определяет достижение деталями машины и самой машиной предельного состояния. Однако представляемый выражением (5) энергетический ресурс не является постоянной величиной и изменяется в зависимости от внешних условий эксплуатации. Таким образом, величину P_w правильнее называть приведенным энергоресурсом.

М.Д. Коломыйцов исходит из положения, что величина энергоресурса постоянна для однотипных машин и определяется свойствами материала деталей, кинематикой привода, технологией его изготовления и не зависит от величины и характера нагрузки, если она не превышает максимально допустимого предела [2]. При этом чем больше потери мощности в приводе, тем интенсивнее расходуется его энергоресурс, пропорционально раньше наступает предельное состояние элементов и сокращается ресурс привода в целом. Энергоресурс, таким образом, является свойством данного привода машины и может быть рассчитан по формуле:

$$K_K = \int_0^{T_p} \Delta P(t) dt = \text{const}, \text{ Дж}, \quad (6)$$

где ΔP – средние потери мощности в приводе за время t , кВт; T_p – время отработанного ресурса.

Энергоресурс любой машины, привода может быть определен экспериментально [4] путем регистрации потерь мощности в приводе машины и времени отработанного ресурса T_p в эксплуатационных условиях или по результатам стендовых испытаний. Имея такую информацию, можно оценить энергоресурс системы и прогнозировать ее ресурс для конкретных условий эксплуатации.

Однако подобный подход в определении энергоресурса требует значительных затрат времени и средств для получения статистически достоверной информации в период эксплуатации горной машины. Его реализация не возможна на ранних стадиях проектирования, что существенно снижает область использования предложенного метода. Кроме того, при таком подходе практически невозможно в общем энергоресурсе объекта определить соответствующие величины энергоресурсов отдельных элементов.

Вместе с тем известные величины энергоресурсов отдельных элементов, составляющих систему, позволяют определить величину энергоресурса всей системы. В качестве основных элементов, составляющих систему трансмиссии, выступают элементы, которые можно рассматривать как звенья, соединенные между собой кинематическими парами. Разрушение кинематических пар и звеньев приводит к отказу системы, при этом наименее надежными, как правило, являются кинематические пары, именно в них рассеивается максимальное количество энергии при работе системы.

Проявление внешнего и внутреннего трения связано с диссипативными процессами, реализуемыми в трибологическом контакте. При этом внутреннее трение характеризует взаимодействие, происходящее в деформируемом объеме детали, а внешнее осуществляется между разными телами, т.е. в паре трения. Необратимые изменения, происходящие в элементах системы, сопровождаются выделением теплоты, часть энергии преобразуется в звуковые волны и шум.

Поскольку формулы, оценивающие величину потерь в элементах трансмиссии, эмпирические и их точность оценивается по совпадению расчетов с экспериментом, то эти потери мощности будут интегрально оценивать все проявления диссипативных потерь, имеющих место при эксплуатации. В свою очередь, элементы трансмиссии представляют собой узлы и детали машин, например, зубчатые колеса, зубчатые передачи, подшипники качения. При проектировании для оценки долговечности таких элементов системы трансмиссии широко применяют стандартные методики, которые и дают хорошую сходимость расчета с экспериментом в условиях стационарных нагрузок.

Таким образом, с одной стороны, имеются выражения, позволяющие оценить потери энергии в элементах системы при заданных нагрузках, а с другой – известные методики, способные оценить долговечность этих же элементов при сходных нагрузках. Для определения энергоресурса детали, узла или их совокупности достаточно знать количество энергии (рабо-

ты), затраченной на их разрушение, и число циклов нагружения, за которое это разрушение произошло при заданном уровне нагрузки, так как величина энергоресурса не зависит от условий эксплуатации и является неизменной величиной для данного элемента. Используя общую область применимости выражений для оценки потерь энергии в элементах трансмиссии и предельного числа циклов их нагружения соответственно, можно установить функциональную связь между потерями энергии и ресурсом элемента системы и оценить его энергоресурс [2].

Выявив указанную взаимосвязь и проведя суммирование рассеянной в элементе энергии за каждый цикл при заданной нагрузке, получаем искомую величину энергоресурса. Однако в зависимости от величины нагрузки часть энергии, идущая собственно на разрушение элемента в общем балансе потерь, не будет оставаться постоянной и в силу этого полученный таким образом энергоресурс можно использовать в оценке долговечности элемента лишь при аналогичных нагрузках. Получение средней величины энергоресурсов элемента во всем диапазоне рабочих нагрузок позволяет снять указанное замечание.

Вместе с тем, учитывая тот факт, что энергоресурс есть величина условная, его величину можно получить, задав некоторую условную нагрузку, приложенную к идеальному элементу (узлу трения или кинематической паре) во всем диапазоне рабочих нагрузок указанного элемента, тогда энергоресурс можно представить степенной зависимостью

$$P' N^{m_1} = A_n = \text{const}, \text{ Дж}, \quad (7)$$

где P' – удельная мощность потерь, равная работе диссипативных потерь за цикл нагружения, кВт.

В логарифмических координатах кривая энергоресурса представляет собой прямую линию: $\lg P' = \lg A_n - m_1 \lg N$, где $\lg A_n$ – отрезок на оси ординат, отсекаемый продолжением прямой; m_1 – тангенс угла наклона указанной прямой к оси абсцисс; как показывает практика, величина показателя степени m уравнения кривой энергоресурса меньше единицы и является положительной величиной.

Величина энергоресурса будет равна определенному интегралу с пределами интегрирования от a до N_{\max} , где $a > 0$, пренебрежимо мало и соответствует началу нагружения, а с учетом (7) можно записать

$$\Theta = \int_a^{N_{\max}} A_n N^{-m_1} dN \cong \frac{A_n N_{\max}^{1-m_1}}{(1-m_1)}, \text{ Дж}, \quad (8)$$

где N_{\max} – предельное число циклов нагружения.

Число циклов нагружения N (N_{\max}) целесообразно ограничить предельной величиной, равной $1,2 \cdot 10^8$.

Используя описанный выше подход для определения долговечности элемента системы в зависимости от внешнего силового воздействия, может быть применена любая методика или статистически надежная информация, позволяющая наиболее надежно связать усилие, воспринимаемое элементом в процессе эксплуатации, с его долговечностью, учитывая особые особенности конструкции, смазки и прочие факторы.

В отличие от подшипников качения, где стандартная методика (ГОСТ 18855–82, ГОСТ 20918–75, ГОСТ 520–2002) однозначно определяет число циклов нагружения от величины внешних воздействий, в зубчатых передачах отдельно ведут расчет на контактную выносливость активных поверхностей профилей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе. Кроме того, могут проводиться расчеты на износ зубчатых передач (открытые передачи). Для оценки влияния каждого вида разрушения в процессе выработки ресурса зубчатой передачи они рассмотрены как независимые.

Вычислив величину условного энергоресурса для одинаковых условий эксплуатации, соответствующего трем критериям разрушения по величине наименьшего из ряда предельных чисел циклов ($N_{n\max}$ – число циклов до разрушения по критерию контактной выносливости зубьев, $N_{f\max}$ – число циклов до разрушения по критерию изгибной выносливости зубьев, $N_{j\max}$ – число циклов до выбраковки по критерию износа рабочей поверхности зубьев), определяется лидер-критерий, по которому зубчатое колесо будет выходить из строя. Этим числом циклов N_{\lim} и будет определяться его долговечность.

Учитывая то, что разрушающие факторы действуют совместно и независимо, выделим потери, приходящиеся на каждый из видов разрушения. Положим, что величина проявления того или иного фактора разрушения пропорциональна максимальному числу циклов нагружения при расчете условного энергоресурса. Представим их в виде соответствующих коэффициентов влияния факторов K_{Bi} по каждому из критериев разрушения: контактное выкрашивание, изгибная прочность и износ активных поверхностей зубьев передачи. Такое допущение справедливо, так как исходным пунктом в расчете является неизменная для данной шестерни и колеса величина потерь, т.е. сравниваемые максимальные числа циклов нагружения являются приведенными.

Сумма коэффициентов влияния факторов разрушения должна быть равна единице. Тогда выражение для определения величины коэффициента влияния в общем виде можно записать

$$K_{Bi} = \frac{N_{\lim}}{N_{i\max}} \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{N_{\lim}}{N_{i\max}}}. \quad (9)$$

Суммируя величины энергоресурсов по всем видам разрушения для числа циклов N_{\lim} , получим выражение для энергоресурса зубчатого колеса передачи

$$\Theta = \sum_{i=1}^n \frac{N_{\lim}^{1-m_i} A_i K_{Bi}}{1-m_i}, \text{ Дж.} \quad (10)$$

Энергоресурс пары равен сумме энергоресурсов шестерни и колеса, при этом число циклов нагружения определяется по наиболее слабому звену с учетом передаточного числа пары.

Проведение стендовых испытаний по установлению величин фактических потерь мощности в функции нагрузки позволяет использовать предложенный

подход, рассчитывать величину ресурса новой зубчатой передачи при заданных условиях нагружения, а дополнительная информация о наработке передачи позволит прогнозировать ее остаточный ресурс.

Однако при переходе в оценку ресурса энергетическим методом важно добиться высокой достоверности полученных результатов. Но это возможно лишь при всестороннем исследовании как самого феномена – энергоресурса, так и при выявлении функциональной зависимости его расходования в функции внешней нагрузки и собственно диссипативных потоков энергии, безвозвратно теряемых системой при ее работе.

Таким образом, в первую очередь необходимо экспериментально подтвердить (или опровергнуть) одно из основных допущений об энергоресурсе элемента (системы) как некоторой постоянной величине. С этой целью в СПГГУ создан стенд, на котором ряд одинаковых образцов подвергается мало- и многоцикловогому нагружению с одновременной оценкой соответствующей работы разрушения.

На втором этапе экспериментальных исследований проводится оценка совместного действия на систему изгибных циклических нагружений и износа с замером потерь энергии в системе и поэлементно по каждому из видов разрушения. В качестве такой системы также выступает универсальный испытательный стенд, представляющий собой физическую модель зубчатой передачи. Интенсивность износа в системе целесообразно оценивать отдельно, в частности посредством акустико-эмиссионного сигнала в паре трения [3].

Таким образом, проводимые в СПГГУ исследования позволят со значительно большей точностью оценивать состояние и величину остаточного ресурса механической системы типа трансмиссии энергетическим методом.

Список литературы

1. **Абраменко Ю.Е., Албагачиев А.Ю.** Ударное упрочнение чугунов // Вестник машиностроения. 1988. № 4.
2. **Иванов С.Л.** Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов. СПб.: РИЦ СПГИ(ТУ), 1999. 92 с.
3. **К вопросу** оценки ресурса элементов трансмиссии горных машин / А.А. Артемьев [и др.] // Горные машины и электромеханика. 2007. № 9. С. 31–35.
4. **Коломийцов М.Д.** Энергетический метод прогнозирования ресурса горных машин. Л.: Записки ЛГИ, 1987. Т. 117. С. 69–76.
5. **Красников Ю.Д., Солод С.В., Хазанов Х.И.** Повышение надежности горных выемочных машин. М.: Недра, 1989. 215 с.
6. **Фадеев Л.Л., Албагачев А.Ю.** Повышение надежности деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 96 с.
7. **Федоров Д.И., Бондарович Б.А.** Надежность землеройного оборудования землеройных машин. М.: Машиностроение. 1981. 280 с.
8. **Фомичев П.А.** Энергетический метод расчета долговечности при нерегулярном нагружении. Сообщение 1. Учет последовательности действия нагрузок // Проблемы прочности. 1995. № 7. С. 3–12.
9. **Хевиленд Р.** Инженерная надежность и расчет на долговечность / пер. с англ. Б.А. Чумаченко. М.: Энергия, 1966. 232 с.
10. **Шубина Н.Б.** Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования / Н.Б. Шубина [и др.]; под ред. В.И. Морозова. М.: Недра, 1985. 215 с.

В.В. Габов, д-р техн. наук, проф., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, г. Санкт-Петербург, **Н.В. Чекмасов**, канд. техн. наук, доц., ПГТУ, г. Пермь, **А.Я. Бурак**, канд. техн. наук, асс., **Д.И. Шишлянников**, асп., СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова, г. Санкт-Петербург

E-mail: gvv40@mail.ru

Исследование процесса формирования элементарных сколов при разрушении калийных солей перекрестными резами

Рассмотрен процесс разрушения калийного массива исполнительными органами добычных машин с перекрестными резами, исследовано влияние параметров схемы перекрестного резания на процесс формирования последовательных элементарных сколов, составляющих срез.

Ключевые слова: калийная руда, добыча, комбайн, перекрестное резание, последовательный элементарный скол.

V.V. Gabov, N.V. Chekmasov, A.Ya. Burak, D.I. Shishlyannikov

Studies of Formation Process Elementary Spalls off at Destruction of Potash Salts Cross Cuts

Process of destruction of a potash file by executive powers of mountain cars with cross cuts is considered and influence of parameters of the scheme of cross cutting on process of formation consecutive elementary is investigated having chopped off, making a cut.

Keywords: potash ore, mining, mining machine, cross cutting, successive elementary spalls.

Для предприятий, осуществляющих добычу калийной руды подземным способом, актуальными остаются задачи снижения удельной энергоёмкости процесса разрушения калийного массива резами исполнительных органов горных машин и улучшения гранулометрического состава добываемой руды. Для наиболее эффективного решения данных задач необходим поиск новых подходов к исследованию процесса разрушения горных пород резанием.

В рамках современных представлений о разрушении горных пород резание рассматривается как многофакторный процесс, оцениваемый осредненными интегральными показателями. При этом известно, что процесс резания состоит из последовательности циклически повторяющихся "элементарных сколов" [1]. В процессе формирования последовательного элементарного скола различают отдельные фазы: зачистку, контактное дробление и отделение крупного элемента породы. Отделение крупных элементарных сколов породы является наименее энергоёмкой фазой процесса резания калийных руд, сопровождающейся наименьшим пылеобразованием.

Процесс образования последовательных элементарных сколов, составляющих срез, носит случайный характер и до настоящего времени недостаточно изучен. Отсутствуют и фундаментальные научные работы, посвященные вопросам управления параметрами последовательных элементарных сколов в срезе.

Применение перекрестной схемы резания (рис. 1) является одним из вариантов, обеспечивающим возможность активно влиять на параметры последовательных элементарных сколов, составляющих срез, формировать заданный гранулометрический состав

добытой руды и уменьшать ее переизмельчение, снижая тем самым удельные энергозатраты при добыче калийных солей [3].

При перекрестном резании разрушение каждого последующего слоя калийного массива осуществляется резами, которые пересекаются под определенным углом с резами, выполненными по предыдущему (отработанному) слою. Таким образом, в приповерхностном слое массива создаются регулярные зоны наведенных ослаблений, в которых в процессе резания образуются концентраторы напряжений. Рациональное расположение зон наведенных ослаблений позволяет формировать в массиве области, разрушение которых резами добычных машин осуществляется единичными сколами с заданными значениями их параметров. Таким образом, изменяя

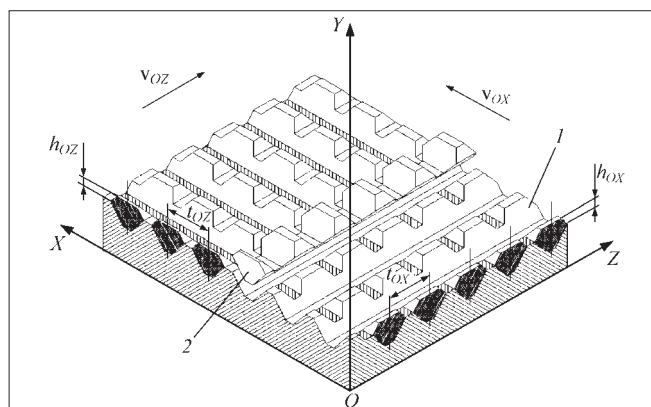


Рис. 1. Схема разрушения калийного массива перекрестными резами: 1 – калийный массив; 2 – срез по OZ

параметры схемы расстановки резцов исполнительных органов для осуществления перекрестного резания, можно не только управлять геометрическими параметрами элементарных сколов каждого последующего обрабатываемого слоя породы, но и определить рациональные их параметры по критериям минимальных удельных энергозатрат и наименьшего количества мелких необогатимых классов руды.

Рассмотрим расчетную схему процесса разрушения калийного массива перекрестными резами (рис. 2) исполнительным органом добычной машины с шахматной расстановкой резцов в каждом из направлений резания. Для адекватного описания разрушаемого тела воспользуемся известными данными о физико-механических свойствах калийной руды пласта "Красный II" Верхнекамского калийного месторождения.

Сильвинитовый пласт "Красный II" является сравнительно однородным поликристаллическим телом, диаметр зерен слагающих минералов – 0,2...13 мм. Будем рассматривать его как изотропное тело. Калийная руда Верхнекамского месторождения обладает высокой вязкостью, низкой абразивностью ($a = 0,1...0,15$ мг по Барону) [4].

Пусть калийный массив послойно разрушается эталонным резцом взаимно перпендикулярными резами в направлениях OX и OZ . На дне реза образуется слой нарушенной породы толщиной 1...2 мм, а от краев реза под углом 10...15° к плоскости резания отходят радиальные трещины длиной 5...10 мм, создавая зоны ослабления концентрации напряжений 3 (см. рис. 2). Кроме того, как было указано выше, резы обработанного слоя создают зоны снижения прочности, расположенные в местах резкого изменения формы поверхности забоя – между боковыми и нижними плоскостями резов [3].

При движении резца поперек резов обработанного слоя калийного массива магистральная трещина, образующая нижнюю поверхность элементарного скола, распространяется от кромки резца в зону наибольшего ослабления породы. Таким образом, изменение шага перекрестных резов обуславливает изменение угла Ω скола крупного элемента между плоскостью резания и нижней поверхностью элементарного скола, а также длины $l_{ск}$ последовательных элементарных сколов, составляющих срез.

Обозначим параметры глубины резания, в зависимости от направления резания, h_{OX} и h_{OZ} , а максимальную величину заглубления резца – соответственно h_{OXmax} и h_{OZmax} .

Установлено, что для традиционных схем резания (шахматной и последовательной) оптимальное значение шага резания $t_{опт.тр}$ определяется выражением [2]:

$$t_{опт.тр} = b_p + (1,8 \dots 2,8)htg\psi,$$

где b_p – ширина режущей кромки; h – толщина стружки; ψ – угол бокового развала (характеризует вязкость породы).

Из вышесказанного следует, что при использовании традиционных схем резания калийного массива оптимальный шаг резания определяется в зависимости от интенсивности влияния друг на друга соседних параллельных резов.

При перекрестной схеме разрушения оптимальный шаг резания t_{OXopt} и шаг t_{OZopt} каждого обрабатываемого слоя породы следует выбирать таким обра-

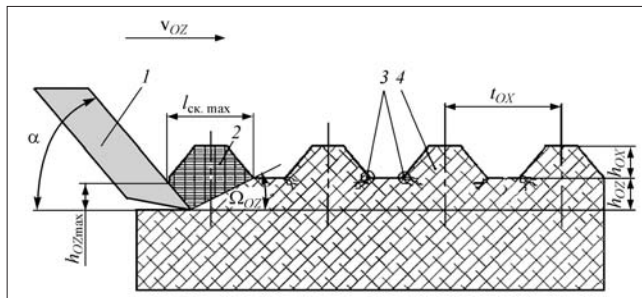


Рис. 2. Схема формирования элементарного скола при разрушении калийного массива перекрестными резами:

1 – резец; 2 – сформированный элементарный скол; 3 – зоны ослабления концентрации напряжений; 4 – калийный массив

зом, чтобы при обработке следующего слоя породы чешуйки между следами резов обработанного слоя разрушались единичными сколами максимальной длины $l_{ск.max}$ при заданных значениях h_{OX} и h_{OZ} . Следовательно, значение оптимального шага в каждом из направлений резания определяется в зависимости от интенсивности влияния на резы обрабатываемого слоя породы резов предыдущего, обработанного слоя и осуществляется по формулам:

$$t_{OXopt} = b_p + l_{ск.max} = b_p + h_{OZmax} tg\alpha + h_{OZ} tg\Omega_{OZ};$$

$$t_{OZopt} = b_p + l_{ск.max} = b_p + h_{OXmax} tg\alpha + h_{OX} tg\Omega_{OX},$$

где Ω – углы скола крупного элемента породы по направлению движения резца OX и OZ .

Геометрические параметры последовательных элементарных сколов ($l_{ск}$, h_{max} , Ω) зависят от многих факторов: физико-механических свойств калийной руды, степени нарушенности массива, заданного направления резания и др. Из вышесказанного следует, что для подтверждения приведенных выводов, определения оптимального шага резания и рациональных параметров последовательных элементарных сколов, составляющих срез, при разрушении калийного массива перекрестными резами целесообразно проведение экспериментальных исследований на полноразмерном физическом стенде с использованием на первом этапе эталонного резца и блоков калийной руды. В настоящее время разработан и изготовлен экспериментальный стенд. Проведение экспериментальных исследований процесса образования последовательных элементарных сколов и управления их параметрами при разрушении калийного массива перекрестными резами является очередной задачей исследований.

Список литературы

1. Берон А.И., Казанский А.С. и др. Резание угля. М.: Госгортехиздат, 1962. 440 с.
2. Девятьев В.З., Трегубов А.Н., Светличный Д.М. Лабораторные и шахтные исследования по разрушению калийных пород Верхнекамского месторождения резцовым инструментом. Науч. тр. ПермНИУИ, 1965. Сб. 8.
3. Старков Л.И., Земсков А.Н., Кондрашев П.И. Развитие механизированной разработки калийных руд. Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. унт-а, 2007. 522 с.
4. Старков Л.И., Харламова Н.А. Исследование схемы перекрестного резания // Горный журнал. Известия вузов. 1997. № 7–8. С. 74–76.

УДК 622

Л.С. Ушаков, д-р техн. наук, проф., **Р.А. Ределин**, канд. техн. наук, **Д.А. Юрьев**, вед. конструктор, **А.А. Тарасов**, вед. конструктор, **Ю.Н. Каманин**, вед. инж., **Р.А. Тарасов**, асп., Государственный университет–УНПК, г. Орел, **Н.М. Чаплыгин**, ген. директор, ОАО "Елецгидроагрегат"

E-mail: oushakov2007@maik.ru

Новое оборудование для приемосдаточных испытаний силовых гидроцилиндров^{НГ}

Описаны конструкция, основные функциональные системы, параметры и принцип действия автоматизированного комплекса, предназначенного для проведения приемосдаточных испытаний силовых гидроцилиндров, обеспечивающего независимый от человеческого фактора контроль качества изделия.

Ключевые слова: автоматизированный комплекс, силовые гидроцилиндры, испытания, давление, контроль, диаметр, рабочий ход, программное управление, диаграмма цикла, паспорт изделия.

L.S. Oushakov, R.A. Redelin, D.A. Yuriev, A.A. Tarasov, Yu.N. Kamanin, R.A. Tarasov, N.M. Chaplugin

The New Equipment for Acceptance Tests of Power Hydrocylinders

The design, the basic functional systems, parameters and principle of action of the automated complex intended for carrying out of acceptance tests of power hydrocylinders, providing independent, from the human factor, product quality assurance is described.

Keywords: the automated complex, power hydrocylinders, tests, pressure, control, diameter, a working course, programmed control, the cycle diagram, the product passport.

ОАО "Елецгидроагрегат" является одним из крупнейших отечественным производителем силовых гидроцилиндров. Изделия завода находят широкое применение в различных отраслях производства как в России, так и странах СНГ.

Начиная с 2004 г. на предприятии проводится планомерное масштабное техническое перевооружение. Было приобретено: современное металлообрабатывающее оборудование; автоматизированные сварочные и окрасочные комплексы европейских производителей.

В рамках технического задания ОАО "Елецгидроагрегат" учеными и специалистами Орловского государственного технического университета (ныне ФГОУ ВПО "Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс") разработана конструкторская документация, изготовлен и передан в эксплуатацию автоматизированный комплекс "Гидросила" (рис. 1).

Испытательный комплекс "Гидросила" предназначен для проведения приемосдаточных испытаний гидроцилиндров с диаметром поршня от 125 до 250 мм и рабочим ходом от 400 до 2500 мм. Диапазон изменения рабочего давления в гидросистеме испытательного комплекса 10...55 МПа.

Высокое рабочее давление при проведении испытаний позволяет использовать данный комплекс при производстве гидроцилиндров для строительно-дорожной и горной техники, проходческих и очистных комбайнов, карьерных экскаваторов, механизированных крепей и т.п.

Структура испытательного комплекса представляет конструктивно и функционально увязанные подсистемы:

– *механическую* (несущая рама, стойки, приспособления для крепления гидроцилиндров, защитные устройства оператора, кожухи щитки и др.);

– *энергетическую* (электрический привод, насосная станция, сетевая пневматика, силовые коммуникации, мультипликаторы, защитная и распределительная аппаратура);

– *управления* испытательным комплексом в ручном, полуавтоматическом и автоматическом режимах (пульт управления, программа управления, органы управления, программируемый логический контроллер и др.);

– *контроля и регистрации* (датчики давления и положения, слаботочные коммуникации, системный блок, интерфейс оператора с выводом данных на монитор и др.).

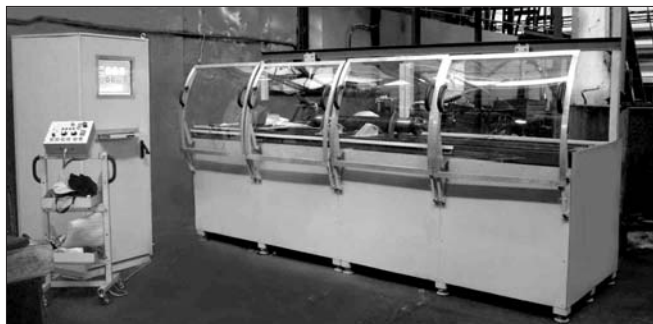


Рис. 1. Общий вид автоматизированного испытательного комплекса

Испытательный комплекс "Гидросила" обеспечивает работу по следующим подпрограммам цикла:

- обкатка и функционирование гидроцилиндра – заданное число двойных ходов штока, с увеличением давления в конце каждого хода до заданных величин для поршневой и штоковой полостей;
- проверку прочности, наружной и внутренней герметичности (утечек из штоковой и поршневой полостей);
- проверку давления страгивания и холостого хода при втягивании полностью выдвинутого штока;
- проверку давления страгивания и холостого хода при выдвигении полностью втянутого штока.

Разработанный комплекс позволяет проводить испытания гидроцилиндров при различных номинальных расходах рабочей жидкости с помощью частотно-регулируемого основного электродвигателя.

Существует несколько способов регулирования расхода рабочей жидкости: объемный, дроссельный и частотный. *Объемный способ* предполагает использование насосов с объемным регулированием. Недостатками данного способа являются необходимость установки дополнительного оборудования управления регулированием, а также высокая стоимость самих насосов. *Дроссельный способ* предполагает регулирова-

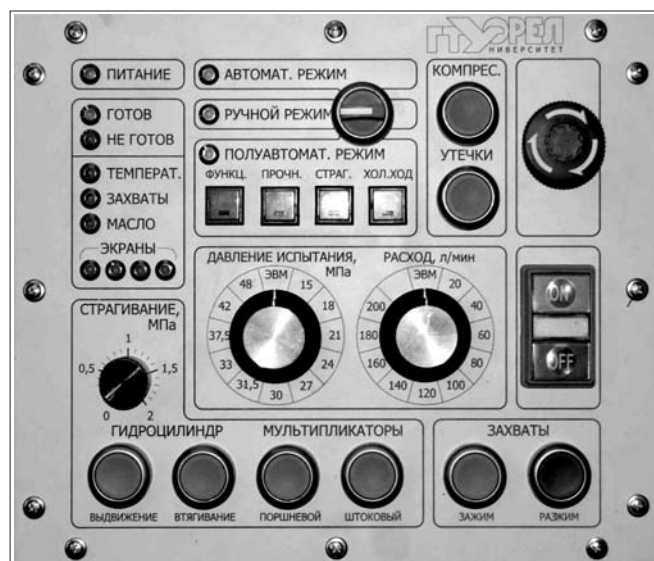
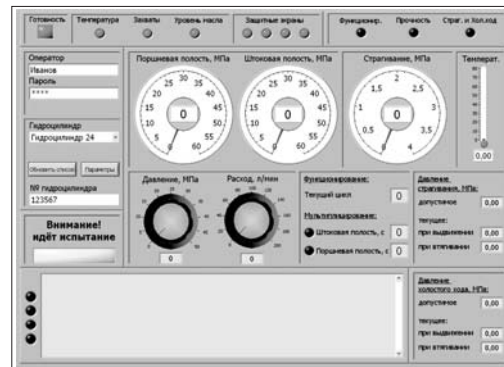


Рис. 2. Пульт управления

Рис. 3. Интерфейс программы управления и индикации



ние расхода установкой дросселирующих устройств, на которых теряется значительная часть приводной мощности. *Частотным регулированием* (регулированием частоты вращения вала электродвигателя насоса) можно создавать необходимый расход рабочей жидкости без потерь мощности. Из дополнительного оборудования требуется установка преобразователя частоты. Управляя преобразователем частоты, можно обеспечить различные частоты вращения вала электродвигателя и насоса и, соответственно, изменять расход рабочей жидкости. Также можно обеспечить различные режимы работы системы. При этом потребление энергии становится пропорциональным нагрузке, что позволяет значительно (до 30 %) экономить электроэнергию.

Другой отличительной чертой комплекса является применение преобразователей высокого давления (мультипликаторов).

При проведении испытаний на прочность в гидросистеме комплекса требуется создавать давление в 1,5 раза выше номинального, на который рассчитан гидроцилиндр.

Решением данной проблемы могут быть два варианта. Первый – использование насосов сверхвысокого давления. Второй – применение мультипликаторов давления. Использование мультипликаторов давления имеет ряд преимуществ, основными из которых являются сравнительно низкая стоимость по сравнению с насосами сверхвысокого давления, компактность и простота монтажа. Специалистами ФГОУ ВПО "Государственный университет – УНПК" был разработан мультипликатор двойного действия с коэффициентом мультипликации 4,7. Мультипликатор позволяет повышать давление в полостях испытываемого гидроцилиндра до 55 МПа, имеет оригинальные запорно-управляющие узлы.

Управление работой комплекса осуществляется с пульта управления (рис. 2). Все необходимые параметры испытаний отображаются на экране монитора (рис. 3).

Одним из преимуществ автоматизированной системы управления является возможность осуществления полного контроля за ходом испытаний гидроцилиндров, учета работы агрегатов и подсистем комплекса. При испытании каждого гидроцилиндра генерируется осциллограмма давлений (рис. 4), с помощью которой оператор может отслеживать значение давлений в полостях испытуемого гидроцилиндра

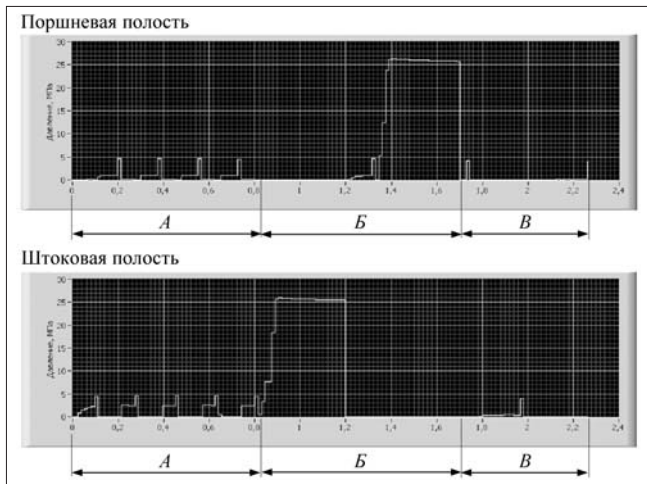


Рис. 4. Осциллограммы изменения давления в полостях гидроцилиндра в процессе его испытаний

при всем цикле испытаний и отчет. Осциллограмма, как и автоматически сгенерированный отчет об испытаниях, является фактически "паспортом" проведенных испытаний.

В процессе испытания для каждого гидроцилиндра осуществляется запись осциллограмм давления в поршневой и штоковой полостях.

Участок А осциллограмм отражает испытание гидроцилиндра на функционирование. Увеличение давления в отдельных местах участка А происходит при достижении поршнем крайних положений. Четыре максимума давления в поршневой полости на рассматриваемом участке соответствуют четырем циклам вытягивания-выдвижения штока.

Участок В осциллограмм отражает испытание гидроцилиндра на прочность повышенным давлением. Сначала испытывается штоковая полость, а затем поршневая. Первоначально происходит набор давления (мультиплицирование), далее идет выдержка соответствующей полости под давлением заданное время. Понижение давления свидетельствует об утечке жидкости.

Участок В осциллограмм отражает испытание гидроцилиндра по определению давления страгивания (начало выдвижения штока из цилиндра) и давления холостого хода. Изменение давления в полостях при данном виде испытания на осциллограмме прослеживается слабо, что связано с низкими значениями допустимых давлений страгивания и холостого хода испытываемых гидроцилиндров. При этом давление страгивания немного больше давления холостого хода и не должно превышать 1...1,2 МПа.

Анализ осциллограмм позволяет сделать вывод о состоянии испытанного гидроцилиндра, правильности сборки, качества соединений. Так, понижение давления в одной из полостей может возникать в результате внешних утечек рабочей жидкости через уплотнение корпус-шток, некачественные резьбовые соединения, сварные швы и т.п. Увеличение давления страгивания и холостого хода выше допустимого может являться результатом неточности сопряжения и изготовления посадочных поверхностей, перекоса штока и поршня относительно корпуса, изгиба штока, дефекта уплотнений

В настоящее время коллективом УИЛ "Импульсные технологии" ФГОУ ВПО "Государственный университет-УНПК" проводятся работы по модернизации и совершенствованию конструкции подобного испытательного оборудования.



Комитет экономического развития,
промышленной политики и торговли
Правительства Санкт-Петербурга



Санкт-Петербургский государственный
Горный университет



Агентство
инновационные
технологии



21 ТЕХНОЛОГИИ
ГОРНОЕ ДЕЛО
В Е К МЕТАЛЛУРГИЯ

10-11 ноября 2011
Санкт-Петербург

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

**«КАРЬЕРНАЯ ТЕХНИКА: НОВЫЕ РАЗРАБОТКИ И ЭФФЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ
ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ»**

УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ:

- Специалисты производственных предприятий, ведущих добычу полезных ископаемых открытым способом
- Российские и зарубежные производители и поставщики карьерной техники, компании осуществляющие сервисное обслуживание и ремонт
- Ведущие научно-исследовательские институты и проектные организации

СЕКЦИИ:

- Оборудование для буровзрывных работ
- Выемочно-погрузочное оборудование
- Карьерный транспорт
- Вспомогательное и специальное оборудование

Подробная информация о конференции и условия участия на сайте - www.tehgormet.ru



Борису Константиновичу МЫШЛЯЕВУ — 80 лет!

12 июля 2011 г. исполнилось 80 лет Борису Константиновичу Мышляеву – доктору технических наук, лауреату Государственной премии СССР и Правительства Российской Федерации, заслуженному конструктору РФ, члену редакционной коллегии нашего журнала.

Окончив в 1954 г. Московский горный институт, Борис Константинович был направлен в Государственный проектно-конструкторский и экспериментальный институт "Гипроуглемаш" – ведущую в СССР организацию в области создания новой горной техники. Здесь он проработал 48 лет, пройдя путь от инженера до генерального конструктора.

При непосредственном участии Бориса Константиновича в качестве разработчика или руководителя работ созданы машины и комплексы для наиболее сложных условий отработки тонких пластов угля в Донбассе, мощных пластов с тяжелыми кровлями и слабыми почвами на шахтах Кузбасса, включая шахту "Распадская", а также для шахт Крайнего Севера, которыми добыто более 2,7 млрд т угля – это мировой рекорд среди разработчиков.

Основное направление работ Б.К. Мышляева – активное участие в создании принципиально нового вида оборудования для комплексной механизации угледобычи – нескольких поколений механизированных крепей, получивших широкое применение.

Борисом Константиновичем опубликовано около 130 работ; получено 115 авторских свидетельств и

патентов на изобретения; выполнено около 500 проектно-конструкторских, экспериментальных и исследовательских работ, в том числе осуществлено руководство разработкой более 200 проектов на экспериментальные, опытные и промышленные образцы горно-шахтного оборудования для очистных работ.

В последние годы Борис Константинович по личной инициативе подготовил программу воссоздания отечественной энергосберегающей, конкурентоспособной очистной техники для пологих пластов мощностью 0,9...7 м, которая может получить применение на шахтах России, Украины, Казахстана, Китая, Индии и рудниках Белоруссии. По заданию ХК "Соколовская" им разработано техническое предложение для однослойной выемки пологого пласта мощностью 7 м с нагрузкой на забой 55...60 тыс. т/сут или 20 млн т/год.

За работы в области горной науки и техники доктору технических наук Б.К. Мышляеву в составе авторских коллективов присуждены премии: Государственная СССР, Правительства РФ, Академии горных наук им. А.М. Терпигорева и им. академика А.А. Скочинского; он награжден двумя орденами, четырьмя медалями, Золотой, Серебряной и четырьмя Бронзовыми медалями ВДНХ, знаками "Шахтерская слава" трех степеней, а также другими ведомственными наградами.

Дорогой Борис Константинович!

Редакционный совет, редакционная коллегия и редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика" сердечно поздравляют Вас с юбилеем. Желаем Вам здоровья, счастья, творческих успехов. Надеемся на продолжение нашего многолетнего сотрудничества.



Григорию Шнееровичу ХАЗАНОВИЧУ — 75 лет!

29 августа 2011 г. исполняется 75 лет со дня рождения Григория Шнееровича Хазановича, известного ученого в области механизации горно-проходческих работ, профессора, доктора технических наук, Заслуженного работника

высшей школы Российской Федерации.

После окончания в 1955 г. Ростовского горного техникума Григорий Шнеерович был направлен на учебу в Новочеркасский политехнический институт, который закончил с отличием в 1960 г. и был рекомендован на научную и преподавательскую работу. В 1966 г. он защитил кандидатскую диссертацию на тему "Исследование работы асинхронного привода ковшовых погрузочных машин".

С 1966 г. и по настоящее время Г.Ш. Хазанович работает в Шахтинском институте (филиале) НПИ, ныне – Южно-Российском государственном техническом университете. Здесь он прошел путь от старшего преподавателя до заведующего кафедрой "Горные машины и оборудование", которой руководил в течение 20 лет. В 1990 г. защитил докторскую диссертацию на тему "Оптимизация рабочих процессов и параметров шахтных погрузочных машин", в 1991 г. ему присвоено ученое звание профессора.

С 1998 по 2003 г. Г.Ш. Хазанович возглавлял Шахтинский институт. В этот период им проделана значительная работа по повышению имиджа Шахтинского института как одного из известных образовательных учреждений среди горных вузов России.

Областью научных интересов проф. Г.Ш. Хазановича являются проходческие погрузочно-транспортные подсистемы. В его работах получили развитие основы теории шахтных погрузочных машин, методы выбора их основных параметров, имитационного моделирования рабочих процессов проведения выработок с учетом действия случайных факторов. Среди большого числа инновационных

разработок – ковши новой формы, погрузочно-транспортные модули с клиновыми исполнительными элементами, типовый ряд машин с боковой разгрузкой ковша, автоматические регуляторы подачи к машинам типа ПНБ, агрегатированные проходческие системы. Эти разработки многократно демонстрировались на выставках, удостоены многих дипломов и грамот. Руководит подготовкой научных кадров высшей квалификации, им подготовлено 2 доктора и 10 кандидатов наук.

Профессор Хазанович является автором более 300 публикаций, в том числе 60 авторских свидетельств и патентов, 5 учебников и учебных пособий с грифами Минобразования и УМО по высшему горному образованию, 6 монографий. Им создана новая учебная дисциплина "Буровзрывные проходческие системы", утвержденная учебно-методической комиссией специальности "Горные машины и оборудование".

Григорий Шнеерович ведет большую общественную работу; является членом двух советов по защите докторских диссертаций, членом ученого совета Шахтинского института ЮРГТУ (НПИ), членом редакционной коллегии журнала "Горное оборудование и электромеханика", членом УМК по специальности "Горные машины и оборудование".

За заслуги в научной и педагогической деятельности Г.Ш. Хазанович награжден рядом государственных и отраслевых наград, в том числе знаками "Шахтерская слава" трех степеней.

Сердечно поздравляем Григория Шнееровича со знаменательной датой, желаем здоровья, новых успехов в научной и педагогической деятельности.

Дирекция Шахтинского института ЮРГТУ (НПИ);

коллективы кафедр:

"Технологические машины и оборудование", "Сервис транспортных и технологических машин", "Нефтегазопромышленные и горные машины и оборудование";

редакционный совет, редакционная коллегия и редакция журнала "Горное оборудование и электромеханика".

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

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

Сдано в набор 17.06.11 г. Подписано в печать 03.08.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 6,64. Заказ 544. 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.