

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д. т. н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д. т. н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д. т. н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д. т. н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЕДЫГЕНОВ Е.К. (Казахстан)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

КАРТАВИЙ Н.Г., д.т.н., проф.

КУЛАГИН В.П.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗНЕР Л.Д., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина)

СТРАБЫКИН Н.Н., д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., к.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Жабин А. Б., Фомичев А. Д. Стволпроходческий агрегат АСП-8,0 3

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Козярук А. Е., Таранов С. И., Самолазов А. В. Направления повышения эффективности эксплуатации экскаваторно-автомобильных комплексов на открытых горных работах 6

Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Чебан А. Ю., Белов В. Е. Усовершенствованные рабочие органы одноковшовых землеройных машин для выемки пород . . . 11

НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Талеров М. П., Болобов В. И., Чупин С. А. Методика расчета долговечности и установления причины выхода из строя тангенциальных поворотных резцов . . . 16

Прокопенко С. А. Повышение срока службы комбайновых резцов в угольных шахтах 24

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Ильин С. Р. Динамическая реакция подъемного сосуда на внешние возмущения со стороны смежных звеньев шахтных подъемных установок 29

Зыков П. А. Методика оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия 37

ИНФОРМАЦИЯ

Указатель статей, опубликованных в журнале в 2013 г. 43

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.

Editor-in-Chief:

KANTOVICH L.I., Dr. Sci. (Tech.)

Deputy Editor-in-Chief:

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)
LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Council:

KOZOVOY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)
TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),
Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS
ANTONOV B.I.
GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)
KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)
KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)
MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)
NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)
CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

Editorial Board Members:

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)
GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)
GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)
EGOROV A.N. (Belarus)
EDYGENOV E.K. (Kazakhstan)
ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)
ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)
KARTAVYI N.G., Dr. Sci. (Tech.)
KULAGIN V.P.
MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)
PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)
PLYUTOV Yu.A., Cand. Sci. (Tech.)
PODERNI R.Yu., Dr. Sci. (Tech.)
SAMOLAZOV A.V.
SEMENOV V.V., Cand. Sci. (Tech.)
STADNIK N.I. (Ukraine)
STRABYKIN N.N., Dr. Sci. (Tech.)
TRIFANOV G.D., Cand. Sci. (Tech.)
KHAZANOVICH G.Sh., Dr. Sci. (Tech.)
KHORESHOK A.A., Dr. Sci. (Tech.)
YUNGMEYSTER D.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Staff:

BELYANKINA O.V.
DANILINA I.S.

CONTENTS

UNDERGROUND MINING

Zhabin A. B., Fomichev A. D. Barrel Deepening АСП-8,0 3

SURFACE MINING

Kozyaruk A. E., Taranov S. I., Samolazov A. V. The Directions of Operation Effectiveness Increase of Excavating and Automobile Complexes on Open-Pit Mining 6

Shemyakin S. A., Ivanchenko S. N., Cheban A. Yu., Belov V. E. The Improved Working Components of Bucket Excavator for Extraction of Rocks 11

RELIABILITY. DURABILITY

TaleroV M. P., Bolobov V. I., Chupin S. A. Reliability Calculation and Establishing the Causes of Damage Tangential Rotary Cutters 16

Prokopenko S. A. The Increasing of the Service Length of Combine Cutting Tools in Coal Mines 24

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Ilijin S. R. The Dynamic Response of Lifting Vessels to External Perturbations from Related Links Shaft Hoisting Installations 29

Zykov P. A. The Technique of Optimal Choice of the Model of Single-Bucket Hydraulic Excavator under the Given Geological and Technical Conditions 37

INFORMATION

The Index of Articles Published in the Journal in 2013 Year 43

Information about the journal is available online at:
<http://novtex.ru/gormash.html>, e-mail: gma@novtex.ru

УДК 622.254.5

А. Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **А. Д. Фомичев**, асп., ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

Стволопроходческий агрегат АСП-8,0

Представлены схема стволопроходческого агрегата АСП-8,0, его назначение, область применения, техническая характеристика и особенности работы.

Ключевые слова: агрегат стволопроходческий АСП-8,0, вертикальный ствол, комбайновый способ проходки ствола, буровзрывной способ проходки ствола.

A. B. Zhabin, A. D. Fomichev

Barrel Deepening АСП-8,0

Barrel deepening АСП-8,0 aggregate scheme, his prescription, range of use, technical feature and features of functioning are represented.

Keywords: barrel deepening АСП-8,0, vertical barrel, barrel deepening combining method, barrel deepening drilling-and-blasting method.

В настоящее время для проведения вертикальных стволов используются два основных способа разрушения забоя — комбайновый и буровзрывной. Наибольшее распространение получил буровзрывной способ проходки (95...98 %), который характеризуется отделением горной массы от массива при помощи взрыва и погрузкой разрушаемой породы грейферными грузчиками [1].

При комбайновой проходке порода разрушается резцовым и шарошечным инструментом. Такая проходка обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с буровзрывным способом. Осуществляется непрерывный технологический процесс совмещения во времени таких операций, как разрушение породы в забое, погрузка породы и возведение тюбинговой обделки. В результате достигается значительно более высокая скорость проходки, выведение людей из забойной зоны, сравнительная безопасность ведения работ, отсутствие взрывчатых веществ. Также следует отметить, что разработка забоя исполнительным органом, оснащенным режущим инструментом, обеспечивает равномерное оконтуривание круглого сечения выработки, что в свою очередь уменьшает трудоемкость возведения крепи.

Совместно с ЗАО "ОГСК (Объединенная горно-строительная компания)" и ООО "Скуратовским опытно-экспериментальным заводом" был разработан стволопроходческий агрегат АСП-8,0 (рис. 1, см. 2-ю стр. обложки), предназначенный для сооружения вертикальных стволов с монтажом тюбинговой крепи внутренним диаметром 8,0 м механизированным способом с возможностью использования элементов агрегата в качестве монтажного кольца для буровзрывного способа проходки.

Агрегат обеспечивает проходку стволов круглым сечением в необводненных породах крепостью до 4 ед. по шкале проф. М.М. Протодяконова или с пределом прочности пород на одноосное сжатие $\sigma_{сж} \leq 60$ МПа и абразивностью до 15 мг, в том числе в обводненных породах в условиях проходки с замораживанием. Совместно с агрегатом АСП-8,0 работают погрузочная машина 2КС2У/40 (рис. 2, см. 2-ю стр. обложки) и вспомогательное оборудование. Погрузочная машина осуществляет погрузку разрушенной породы в бады, которые в последствие транспортируются на поверхность по стволу с помощью специальных канатов. Вспомогательное оборудование включает в себя трехэтажный проходческий полук, бункер для приема бетонной смеси и грузо-

Техническая характеристика стволопроходческого агрегата АСП-8,0

Средняя техническая производительность по разрушению массива пород, т/мин	0,5
Форма сечений выработки (ствола)	Круглая
Размеры выработки в проходке, м:	
диаметр ствола основной	8
наибольшая глубина забоя	1,8
Габаритные размеры агрегата, мм:	
диаметр	9630
высота в сложенном состоянии	7500
высота в рабочем положении	9300
Исполнительный орган	Телескопическая штанга с рукоятью и шнековой фрезой
Тип подающей части	Цевочный механизм
Масса агрегата с тубингоукладчиком, т	85

Техническая характеристика комплекса 2КС2У/40 [1]

Вместимость грейфера, м ³	1,3
Техническая производительность, м ³ /мин	2,1
Эксплуатационная производительность, м ³ /мин	130
Грузоподъемность, кг	5000
Высота подъема грейфера, м	10
Средняя продолжительность цикла погрузки, с	30
Общая установленная мощность пневмодвигателей, кВт	96
Масса, т	19,2

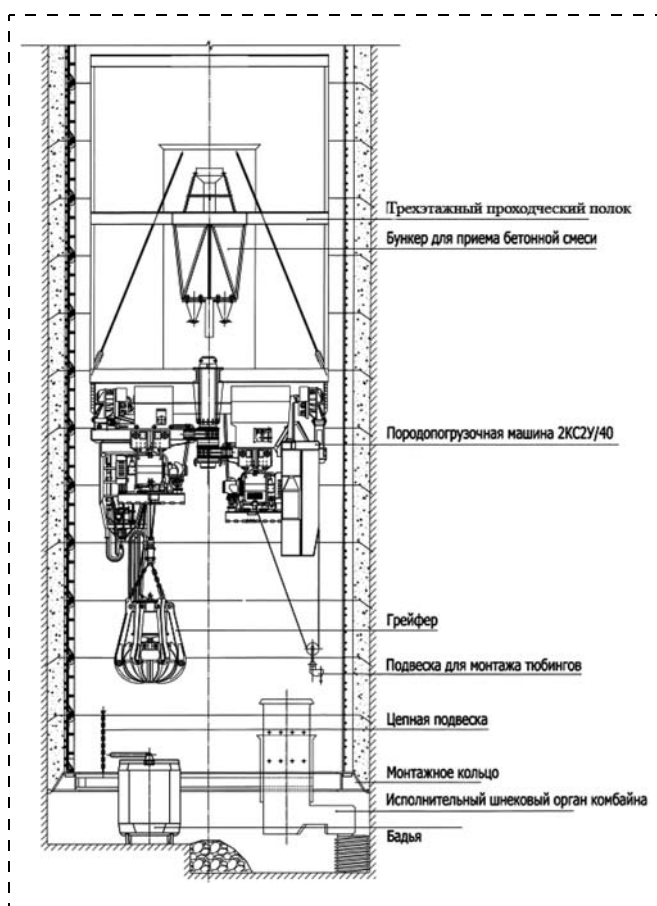


Рис. 3. Схема расположения агрегата АСП-8,0 и погрузочного комплекса 2КС2У/40 в стволе

вую бадю. Тем самым обеспечивается комплексная механизация строительства ствола. Общий вид комплекса 2КС2У/40 в стволе представлен на рис. 3.

С помощью стволопроходческого агрегата можно осуществлять проходку как комбайновым, так и буровзрывным способом при незначительном переоснащении комплекса в зависимости от крепости пород.

В состав агрегата (рис. 4, а, см. 2-ю стр. обложки) входят монтажное 1 и внутреннее кольца 2; привод поворота внутреннего кольца 3; механизм подачи-поворота рабочего органа 4; блок исполнительного органа с системой орошения 5 (см. рис. 4, б); электрооборудование 6; гидрооборудование 7 (см. рис. 4, а); гидравлический тубингоукладчик 8 и укладчик кабеля 9.

Внутреннее кольцо служит для установки механизмов разрушения породы, системы управления агрегатом, привода поворота кольца, а также элементов гидро- и электрооборудования. При работе агрегата по сооружению стволов буровзрывным способом предусмотрен демонтаж внутреннего кольца с выдачей его на поверхность.

Монтажное кольцо представляет собой силовую сварную конструкцию, на котором расположены телескопические домкраты вертикального перемещения агрегата; гидроцилиндры распора, ауригеры, маслостанция и прочие элементы гидравлики.

Забой разрушается блоком исполнительного органа (рис. 5, см. 2-ю стр. обложки). Он выполнен в виде поворотной качалки и состоит из цилиндрического трехступенчатого редуктора и шнековой фрезы. Для подачи на резцы коронки воды предусмотрена система орошения.

Работа агрегата осуществляется по циклической схеме. Во время разработки забоя агрегат распирается в стенки ствола и к тубингам крепи ствола. Исполнительным органом осуществляется отбойка породы на заданную глубину по всей площади сечения ствола с применением:

качания исполнительного органа в горизонтальной плоскости;

подъема—опускания исполнительного органа; поворота (перестановкой) внутреннего кольца.

Разрушенная горная масса находится на почве забоя, перемещение породы от периферии забоя к центру осуществляется с применением плужка, установленного на рукояти рабочего органа.

Далее агрегат отсоединяется от крепи ствола, опускается на телескопических домкратах на величину отработанного пространства, выполняется

монтаж нового кольца тубингов и фиксация к нему агрегата.

После этого цикл проходки повторяется.

При проходке пород крепостью $\sigma_{сж} > 32$ МПа используется буровзрывной способ. В данном случае конструкция агрегата служит основанием для возведения чугунного тубингового кольца на безопасном удалении от зоны ведения взрывных работ с последующим вертикальным перемещением агрегата.

На сегодняшний день стволопроходческий агрегат используется для строительства ствола на Ново-Усольском месторождении с общей глубиной

более 500 м. Основные породы, встречающиеся при проходке: мергель, мергель загипсованный, сильвинит полосчатый, сильвинит красный и каменная соль.

Список литературы

1. **Малевич Н. А.** Машины и комплексы оборудования для проходки вертикальных стволов. М.: Недра, 1975. 339 с.
2. **Объединенная** горно-строительная компания, проектирование и строительство вертикальных стволов горнодобывающих комплексов. М.: ЗАО "ОГСК". [Электронный ресурс]. URL: <http://ogsk.ru/>

ИНФОРМАЦИЯ

9—11 апреля 2014 г.

Москва, КРОКУС ЭКСПО, павильон 3, выставочный зал 14

18-я Международная выставка и конференция "Горное оборудование, добыча и обогащение руд и минералов — MiningWorld Russia"

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ:

Технологии и оборудование

Горное машиностроение
Разрушение (бурение, взрыв и т.д.)
Геотехнологии
Гидромеханизация
Аэрология и вентиляция. Шахтный метан
Техника безопасности
Химия в горном деле
Физические процессы. Геомеханика, геодинамика
Перемещение и транспортировка
Строительные технологии
Экология. Охрана окружающей среды, экологический мониторинг
Экономика и финансы. Консалтинг

Процессы

Экономическое сопровождение разработки месторождения
Поиск и изучение
Добыча
Обогащение
Обеспечение безопасности горных работ
Передел. Плавка и очистка
Рекультивация. Использование подземного пространства для хранения промышленных отходов.
Экология
Консалтинг. Непроизводственные услуги

ОФИЦИАЛЬНАЯ ПОДДЕРЖКА:

- Министерство природных ресурсов и экологии РФ
- Департамент угольной и торфяной промышленности Министерства энергетики РФ
- Комитет по экономической политике Совета Федерации Федерального Собрания РФ
- Российское геологическое общество
- Высший горный Совет России
- НП "Горнопромышленники России"
- Научный совет РАН по проблемам горных наук
- Союз золотопромышленников России
- Союз старателей России
- Московский государственный горный университет
- Институт проблем комплексного освоения недр
- ННЦ ГП — Институт горного дела им. А. А. Сковинского

Итоги MiningWorld Russia 2013:

- Более 430 компаний из 32 стран мира
- Масштабная уличная экспозиция
- Национальные стенды из Австралии, Аргентины, Германии, Финляндии и Китая.
- Прирост выставочной площади на 30% по сравнению с 2012 г.

ОРГАНИЗАТОРЫ:

Примэкспо, ООО
ITE Group plc (Великобритания)

За дополнительной информацией обращайтесь в Оргкомитет:

Тел.: +7 812 380 6016/13. Факс: +7 812 380 6001

E-mail: mining@primexpo.ru www.miningworld-russia.ru

УДК 621.398

А. Е. Козярук, д-р техн. наук, проф., **С. И. Таранов**, асп., Горный университет,
А. В. Самолазов, ООО "ИЗ-КАРТЕКС им. П. Г. Коробкова", г. Санкт-Петербург

E-mail: gray47@mail.ru

Направления повышения эффективности эксплуатации экскаваторно-автомобильных комплексов на открытых горных работах

Рассмотрены основные стратегические направления развития горно-транспортных комплексов, предложена унификация в составе электромеханического оборудования самосвала и экскаватора на основе математической модели привода. Предложен общий подход к диагностированию остаточного ресурса и обслуживанию электромеханического оборудования по его фактическому состоянию.

Ключевые слова: самосвал, экскаватор, электромеханическое оборудование, остаточный ресурс, унификация, диагностика.

A. E. Kozyaruk, S. I. Taranov, A. V. Samolazov

The Directions of Operation Effectiveness Increase of Excavating and Automobile Complexes on Open-Pit Mining

In the article the main strategic growth directions of mining and transport complexes are considered. The unification as a part of the dump truck and excavator electromechanical equipment on the basis of the drive mathematical model is offered. The general approach to remaining life diagnosis and electromechanical equipment servicing on its real situation is offered.

Keywords: dump truck, excavator, electromechanical equipment, remaining life, unification, diagnostics.

К основным направлениям повышения эффективности работы экскаваторно-автомобильных комплексов на открытых горных работах относятся:

связь экскаватора и самосвала в добычной комплекс и оптимизация времени, затрачиваемого на загрузку автосамосвала;

унификация структуры электропривода самосвала и экскаватора;

единый подход к диагностике остаточного ресурса электромеханического оборудования горно-транспортных комплексов (ГТК).

Далее рассмотрим данные направления более подробно.

Вследствие роста объемов выемки горной массы растет потребность в увеличении типоразмеров экскаваторов и самосвалов. Исходя из мировой прак-

тики выбора вместимости ковша экскаватора E и вместимости кузова самосвала V , число циклов экскавации для оптимальной загрузки одного самосвала не должно превышать:

$$n = \frac{V}{E} = 3...5, \quad (1)$$

где n — число циклов экскавации; V — вместимость кузова самосвала, m^3 ; E — вместимость ковша экскаватора, m^3 .

Указанное значение n является наиболее оптимальным при работе ГТК, поскольку позволяет сокращать время простоя экскаватора и самосвалов [8].

Сопоставление распространенных гидравлических экскаваторов и экскаваторов типа мехлопата с ковшами вместимостью более $30 m^3$ показывает

преимущество мощных мехлопат, так как гидроэкскаваторы при таком объеме ковша утрачивают свои технологические преимущества, а их меньший (в 2—3 раза) срок эксплуатации и высокая по сравнению с мехлопатами себестоимость экскавации подтверждает эту тенденцию [2]. На предприятиях России (прежде всего, в ООО "ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова", входящем в состав группы ОМЗ) разработана линейка большегрузных карьерных электромеханических экскаваторов типа ЭКГ для работы в паре с самосвалами "БелАЗ" грузоподъемностью от 90 до 450 т, которая позволит обеспечить необходимое число циклов экскаваций (3...5).

Рекомендуемые типоразмеры экскаваторно-автомобильных комплексов приведены в табл. 1.

Экскаваторы ЭКГ-50 и самосвалы грузоподъемностью 320...450 т составляют самый крупный по объемам экскавации и транспортировки горной массы комплекс, который будет применяться на предприятиях, объем добычи которых составляет более 300 млн т/год [3].

Характерной особенностью супер большегрузных самосвалов грузоподъемностью до 450 т является применение современного электропривода переменного тока на основе асинхронных двигателей мотор-колес ("БелАЗ" также переводит на приводы переменного тока и другие большегрузные самосвалы, ранее работавшие с приводами постоянного тока).

Экскаваторы ЭКГ-32 (производимые) и ЭКГ-50 (проектируемые) также оснащаются электроприводом переменного тока с цифровой системой управления на основе асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Это значительно повышает надежность привода, увеличивает его КПД, улучшает динамические характеристики и снижает энергопотребление.

В связи с вышеизложенным логичной была бы унификация электроприводов самосвалов и экс-

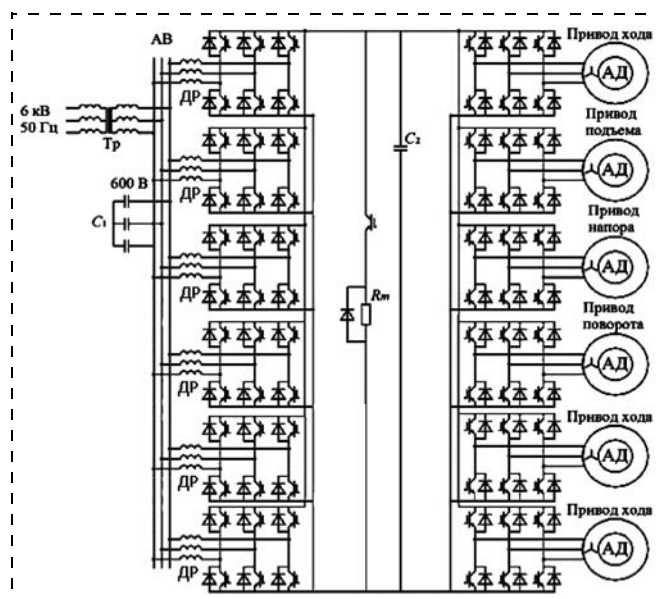


Рис. 1. Схема приводов переменного тока экскаватора ЭКГ-32Р

каваторов, что позволит достичь значительного экономического эффекта при эксплуатации комплексов экскаватор—самосвал. Рассматривать возможность унификации необходимо, прежде всего, в структуре и алгоритмах системы управления приводом. На рис. 1 и 2 приведены электрические схемы существующих электроприводов переменного тока экскаваторов и самосвалов. Как видно, оба привода выполнены с применением асинхронных двигателей, а схемы отличаются только способом получения питающего напряжения: экскаватор получает питание от высоковольтной линии 6 кВ, подходящей к нему в виде гибкого кабеля; самосвал — от синхронного генератора СГ, приводимого во вращение дизельным двигателем.

Приводы содержат выпрямитель и двухуровневый автономный инвертор напряжения. Применение активного выпрямителя в схемах электропривода экскаватора обусловлено его возможностью обеспечивать значение коэффициента мощности, близкое к 1, меньший коэффициент нелинейных искажений (по сравнению с диодным многопульсным выпрямителем), а также возможность работы во всех четырех квадрантах механической характеристики с автоматической рекуперацией энергии в питающую сеть.

Схема управления активным выпрямителем построена по векторному принципу с ориентацией по вектору напряжения сети. Особенности ре-

Таблица 1

Перспективная линейка экскаваторов и самосвалов [8]

Тип экскаватора	Рекомендуемая грузоподъемность самосвала, т
ЭКГ-12К, ЭКГ-12М	90...150
ЭКГ-18Р/20К, ЭКГ-20М	120...180
ЭКГ-32Р, ЭКГ-35К	190...240
ЭКГ-40	250...320
ЭКГ-50	320...450

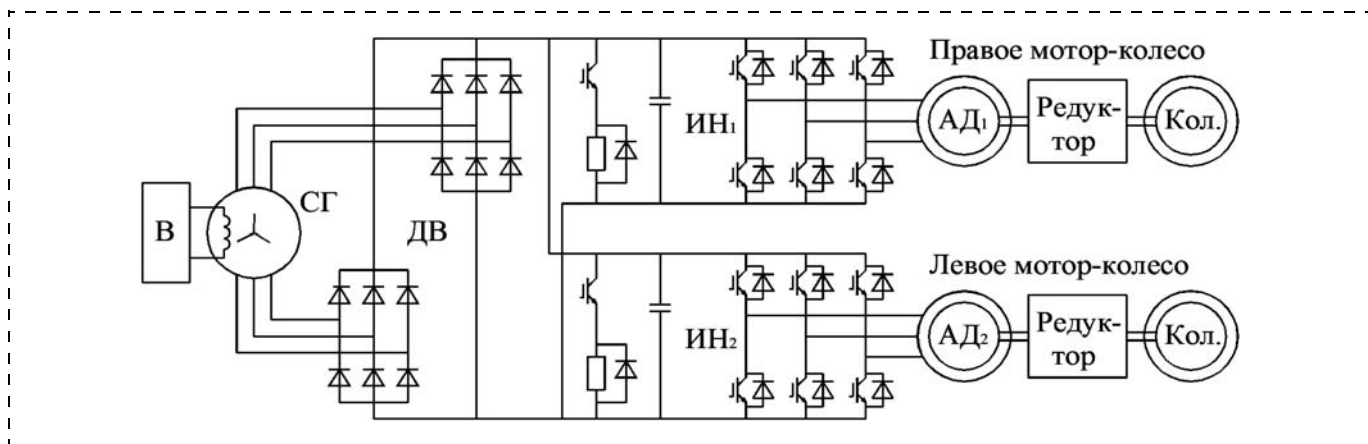


Рис. 2. Схема привода переменного тока самосвала "БелАЗ" грузоподъемностью 130...220 т

жимов работы привода — ударные нагрузки, необходимость ограничения которых определяет требования по максимальному быстродействию в контуре момента.

В схемах управления приводами может быть реализован один из способов формирования напряжения питания: PWM (Pulse Width Modulation), SVPWM (Space Vector Pulse Width Modulation), DTC (Direct Torque Control). В частности, сейчас

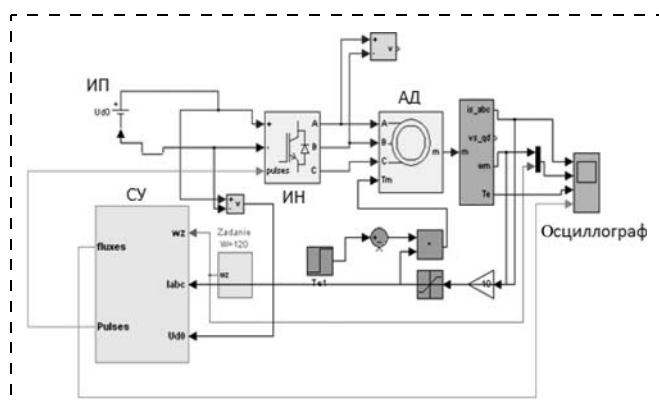


Рис. 3. Математическая модель привода в среде Simulink

Таблица 2

Характеристики двигателей хода экскаватора и мотор-колес самосвала

Типы двигателей ОАО "Силовые машины"	Самосвал 220 т	Экскаватор ЭКГ-32Р
Мощность в режиме тяги (хода), кВт	2 × 500	2 × 400
Номинальный ток АД, А	550	392
Частота вращения АД номинальная, мин ⁻¹	1000 (3400)	992
Кратность максимального момента АД, более	5	5
Коэффициент мощности АД в номинальном режиме	0,84	0,84
КПД АД, %	93	95
Выпрямленное напряжение, В	950	750

на экскаваторе ЭКГ-32Р реализован векторный способ формирования напряжения (SVPWM). В литературе [1, 3] рассмотрены структуры электропривода с применением систем DTC, обеспечивающих максимальное быстродействие по контуру момента, а в источнике [4] рассмотрены алгоритмы управления асинхронным электроприводом с различными принципами модуляции напряжения на выходе инвертора (PWM, SVPWM, DTC). Система формирования напряжения DTC выполнена по алгоритму прямого управления моментом, имеет более простую процедуру настройки, в отличие от систем PWM и SVPWM, и содержит всего один ПИ-регулятор скорости. Способ формирования напряжения основан на табличном переключении ключей инвертора, при этом ключи переключаются релейными регуляторами, работающими в скользящем режиме.

Для моделирования режимов работы электропривода в среде Simulink программы MatLab была построена упрощенная компьютерная математическая модель (рис. 3). В данной модели отсутствуют источник переменного тока и выпрямитель, питание поступает от источника постоянного тока. Поскольку это не повлияет на результаты моделирования, было принято решение не учитывать в модели часть схемы до выпрямителя. На схеме приняты следующие обозначения: ИП — источник питания; ИН — инвертор напряжения; АД — асинхронный двигатель; СУ — система управления. Модель настраивалась по параметрам двигателей хода экскаватора и двигателей мотор-колес самосвала. Некоторые из этих параметров приведены в табл. 2.

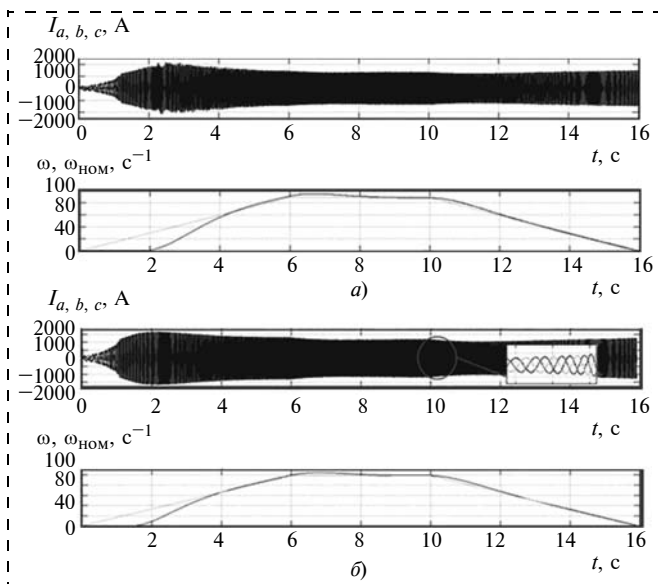


Рис. 4. Диаграммы токов фаз и частоты вращения ротора при номинальной нагрузке для экскаватора (а) и самосвала (б)

По результатам работы схемы были получены диаграммы работы приводов с двигателем самосвала и двигателем экскаватора (рис. 4 и 5), в динамических режимах работы привода. Анализ проводился при максимальной нагрузке. Для самосвала — это режим работы с полной нагрузкой при начале движения на уклоне поверхности до 12 %, режимы стопорения, электрического торможения и удержания самосвала под нагрузкой на уклоне.

Для экскаватора брался режим перемещения с полной загрузкой ковша под тем же уклоном, режимы электрического торможения и удержания на наклонной поверхности. На диаграммах видно, что привод успешно отрабатывает нагрузку двигателей (в первом случае экскаватора, во втором — самосвала), что указывает на возможность унификации структуры привода (выпрямитель, инвертор, система управления приводом) на экскаваторе и самосвале.

Диагностика технического состояния. Практика эксплуатации и опыт проведения ремонтов электромеханического оборудования (ЭМО) показывают, что плановые ремонты выполняются чаще, чем это требуется по техническому состоянию оборудования, при этом не исключается возможность наличия неучтенных дефектов.

Проведение ремонтов по фактическому техническому состоянию способствует оптимизации материально-технических затрат и уменьшению по-

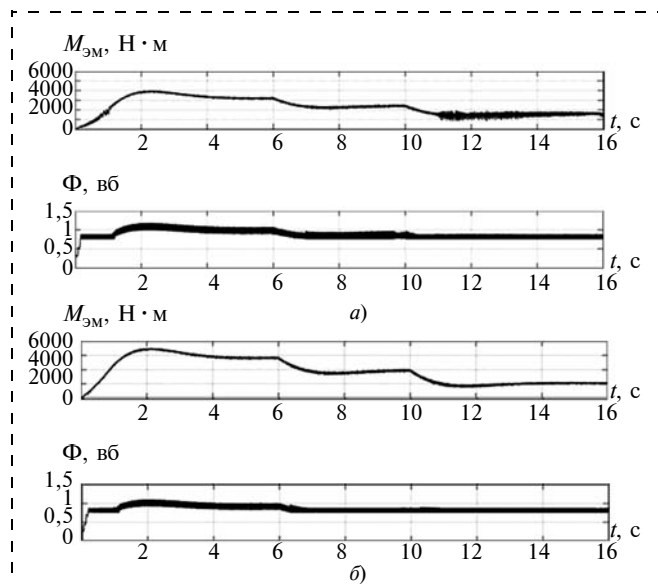


Рис. 5. Электромагнитный момент и магнитный поток при номинальной нагрузке для экскаватора (а) и самосвала (б)

терь, обусловленных простоями и необходимостью проведения внеплановых ремонтов.

Результаты проведенных экспериментальных и теоретических исследований [9] показывают, что в электродвигателях при возникновении и развитии повреждений отдельных элементов электрической и механической частей оборудования выявляется определенный спектр высших гармонических составляющих токов и напряжений. Выявление корреляционной связи между режимами работы, характерными повреждениями элементов электрической и механической частей оборудования и параметрами генерируемых электродвигателем высших гармонических составляющих токов и напряжений позволяет решить задачу мониторинга технического состояния и прогнозирования ресурса этого оборудования. Преимуществом данного метода является возможность проводить диагностику без непосредственного доступа к оборудованию, поскольку измерительные датчики подключаются к щиту управления. Разработка комплексной системы диагностики базируется на нескольких взаимодополняющих методах, которые дают возможность определить наибольшее число самых опасных для данного оборудования дефектов [6]. Оценка технического состояния проводится на основе многофакторного анализа: зависимостей напряжения и тока от времени; мгновенных мощностей каждой фазы; спектрального

анализа полученных сигналов напряжения, тока и мощности; коэффициентов несимметрии (тока, напряжений, мощности); коэффициентов гармоник (тока и мощности); отдаваемой мощности электропривода; задания выходной координаты; величины потерь электрической энергии.

Результаты обследования заносятся в базу данных, которая предназначена для ввода, хранения, отображения, сортировки и обработки диагностических параметров технологического оборудования. Также база данных обеспечивает возможность проведения анализа данных, осуществления поиска и выборки по различным параметрам, формирования журнала регистрации контроля, вычисления остаточного ресурса оборудования на основе результатов анализа.

Методология оценки остаточного ресурса электромеханического оборудования приведена в работе [10]. По результатам анализа комплекса диагностических параметров определяется техническое состояние ЭМО и оценивается остаточный ресурс. Получившееся значение остаточного ресурса δ сравнивают с предельным значением $\delta_{пр}$, определяемым для каждого агрегата на основе статистических баз данных, но необходимо выполнение условия $\delta \leq \delta_{пр}$. В случае невыполнения данного условия агрегат выводится из работы. Регулярный мониторинг электропривода позволяет выявлять неисправности на ранней стадии возникновения, отслеживать динамику их развития, определять остаточный ресурс и планировать рациональные сроки проведения ремонтов [6].

Современные экскаваторы комплектуются информационно-диагностической системой, которая ведет непрерывный автоматический контроль те-

кущих значений основных технических и технологических параметров оборудования экскаватора, что позволяет повысить производительность и комфортность работы машиниста, оптимизировать работу оборудования, снизить простои и, как следствие, повысить эффективность использования экскаватора. Основные контрольные параметры выводятся на дисплей в кабине машиниста (рис. 6).

Выводы

1. Увеличение типоразмеров экскаваторов при условии их использования в комплексе с самосвалами соответствующей грузоподъемности позволит снизить себестоимость извлечения горной массы.
2. Наиболее приемлемым типом электропривода для ГТК является привод переменного тока на основе асинхронных электродвигателей.
3. Высокая степень унификации ЭМО позволит снизить его стоимость на стадии проектирования, а также сократить расходы при эксплуатации и ремонте оборудования.
4. Одним из перспективных направлений эксплуатации ЭМО является переход от технического обслуживания по регламенту или по выходу из строя оборудования к обслуживанию по фактическому состоянию. Это позволит сократить расходы по ремонту, время простоя оборудования и увеличить срок его службы.

Список литературы

1. Козярук А. Е., Рудаков В. В. Прямое управление моментом в электроприводе переменного тока машин и механизмов горного производства. СПб.: СПГИ (ТУ), 2008. 100 с.
2. Паладеева Н. И. Современные тенденции рынка экскаваторов для горных предприятий // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 10–14.
3. Мариев П. А., Кулешов А. А., Егоров А. Н., Зырянов И. В. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке. Санкт-Петербург: Наука, 2006. 387 с.
4. Дробкин Б. З., Козярук А. Е., Емельянов А. П., Свириденко А. П. Высокодинамичные энергоэффективные электроприводы горных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 4. С. 34–39.
5. Пронин М. В., Воронцов А. Г., Калачиков П. Н., Емельянов А. П. Электроприводы и системы с электрическими машинами и полупроводниковыми преобразователями (моделирование, расчет, применение). Санкт-Петербург: "Силовые машины", "Электросила", 2004. 252 с.



Рис. 6. Бортовой компьютер машиниста экскаватора

6. Козярук А. Е., Жуковский Ю. А., Коржев А. А., Кривенко А. В. Диагностика и оценка остаточного ресурса электромеханического оборудования, работающего в тяжелых условиях, по электрическим параметрам. СПб.: Записки Горного института. Т. 192. 2011.

7. Вейнберг К. Б. Диагностика неисправностей ротора асинхронного двигателя методом спектрального анализа токов статора: Автореф. д-ра техн. наук. 05.09.01. Краков, Москва, 2012. 58 с.

8. Ганин А. Р., Донченко Т. В., Шибанов Д. А. Практические результаты внедрения экскаваторов новой

продуктовой линейки ООО "ИЗ'КАРТЭКС имени П. Г. Коробкова" на горных предприятиях России // Горная промышленность. 2013. № 2 (108). С. 2—5.

9. Вейнберг К. Б. Диагностика неисправностей ротора асинхронного двигателя методом спектрального анализа токов статора // Электричество. 2012. № 7. С. 51—57.

10. Козярук А. Е., Жуковский Ю. Л., Коржев А. А., Кривенко А. В., Бабурин С. В., Черемушкина М. С. Диагностика и оценка остаточного ресурса электромеханического оборудования машин и механизмов. Санкт-Петербург: НМСУ "Горный", 2013. 80 с.

УДК 621.822.61

С. А. Шемякин, д-р техн. наук, проф., С. Н. Иванченко, д-р техн. наук, проф.,
А. Ю. Чебан, канд. техн. наук, доц., В. Е. Белов, асп.,
ТОГУ, г. Хабаровск

E-mail: lesch@sdm.khstu.ru

Усовершенствованные рабочие органы одноковшовых землеройных машин для выемки пород*

Проведен анализ конструкций рабочих органов землеройных машин и установлено, что ковши с открыванием козырька по сложной траектории обеспечивают уменьшение усилия выгрузки породы из них, способствуют уменьшению массы гидроцилиндров и эквивалентному увеличению полезного объема ковшей.

Ключевые слова: ковш, козырек, механизм открывания ковша, траектория движения козырька.

S. A. Shemyakin, S. N. Ivanchenko, A. Yu. Cheban, V. E. Belov

The Improved Working Components of Bucket Excavator for Extraction of Rocks

The analysis of structures working components of bucket excavator are made. The buckets with the opening of the bucket nose of a complex trajectory, provide reduction efforts landing breed of them, contribute to reducing the weight of the hydraulic cylinders and the equivalent of an increase of the useful volume of buckets are found.

Keywords: bucket, the bucket nose, the mechanism of opening of the bucket nose, the motion path of the bucket nose.

На одноковшовых экскаваторах с гидрообъемным приводом управления оборудованием прямой лопаты, погрузочным оборудованием, а также оборудованием фронтальных погрузчиков получили широкое применение раскрывающиеся ковши с поворотным козырьком или выталкивателем. Последние позволяют значительно уменьшить время разгрузки породы, продолжительность ра-

бочего цикла машины и тем самым повысить производительность и эффективность работы.

Ковш с *принудительной разгрузкой*, несмотря на сложную конструкцию, неудачное расположение гидроцилиндров 5 (рис. 1), необходимость постановки дополнительного гидротолкателя 7, значительные затраты времени на поворот ковша в положение разгрузки и на саму разгрузку, позволяет проводить хорошую очистку ковша, увеличить высоту выгрузки и вылет ковша, а также работать

* Статья получена с Недели горняка.

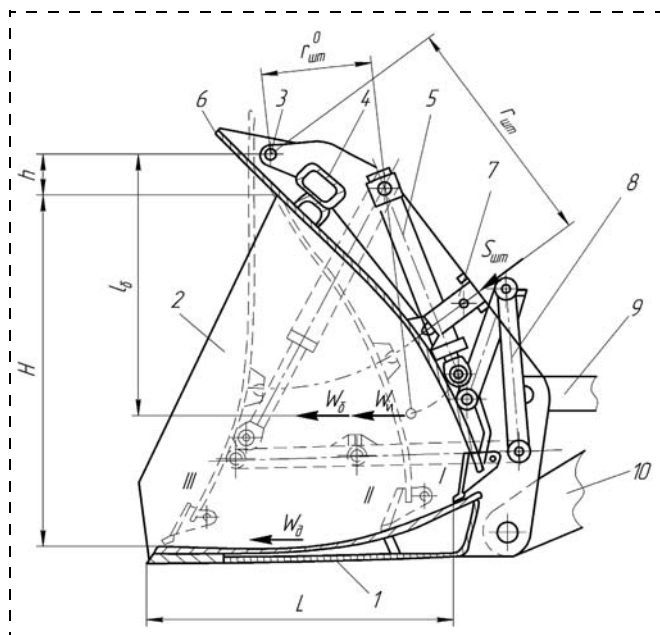


Рис. 1. Ковш с принудительной разгрузкой выталкивателем:
 1 — корпус; 2 — боковая стенка; 3 — шарнир крепления выталкивателя; 4 — поперечная балка; 5 — гидроцилиндры выталкивателя; 6 — выталкиватель; 7 — гидротолкатель; 8 — рычажный механизм; 9 — тяга механизма поворота ковша; 10 — стрела

с транспортными средствами, имеющими большую высоту бортов. Далее проведено сравнение ковшей различной конструкции по значению сопротивления породы при выгрузке.

Для ковша, представленного на рис. 1, суммарное сопротивление выгрузке равно

$$\Sigma W = W_d + W_6 + W_{и},$$

где W_d — сопротивление трения породы о днище ковша; W_6 — сопротивление трения породы о боковые стенки ковша; $W_{и}$ — сопротивление, связанное с преодолением сил инерции при разгоне породы.

Если вместимость ковша $q = 1,6 \text{ м}^3$, высота ковша $H = 1,2 \text{ м}$, глубина ковша $L = 1,3 \text{ м}$, ширина ковша по внутренним плоскостям стенок $B_k = 1,39 \text{ м}$, а расстояние от шарнира крепления выталкивателя до верхней точки боковой стенки $h = 0,15 \text{ м}$, то:

$$W_d = q\gamma\mu_1 = 1,6 \cdot 20 \cdot 0,3 = 9,6 \text{ кН},$$

где γ — приведенная удельная сила тяжести суглинка ($\gamma = 20 \text{ кН/м}^3$); μ_1 — коэффициент трения суглинка о сталь ($\mu_1 = 0,3$).

Согласно известной зависимости [1]:

$$W_6 = 2\mu_1\gamma \frac{H^2}{2} \text{Ltg}^2\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right),$$

где φ_2 — угол внутреннего трения для суглинка ($\varphi_2 = 17^\circ$).

При подстановке значений, входящих в приведенную выше зависимость, $W_6 = 8,3 \text{ кН}$.

Сопротивление, связанное с преодолением сил инерции:

$$W_{и} = \frac{q\gamma v_{п}}{q t_p},$$

где $v_{п}$ — скорость выдвигания породы из ковша ($v_{п} = 0,3 \text{ м/с}$); t_p — время разгона ($t_p = 0,16 \text{ с}$).

Тогда:

$$W_{и} = 6,1 \text{ кН}.$$

При суммировании сопротивлений:

$$\Sigma W = 24 \text{ кН}.$$

Усилие на штоке гидротолкателя в начальный момент выгрузки при $l_6 = 0,9 \text{ м}$, $r_{шт} = 0,73 \text{ м}$:

$$S_{шт} = \frac{W_d(H+h) + (W_6 + W_{и})l_6}{r_{шт}}. \quad (1)$$

При подстановке значений плеч и усилий в уравнение (1) $S_{шт} = 29,6 \text{ кН}$.

Усилие на штоках основных гидроцилиндров $S_{шт}^\circ$ (на рис. 1 не показано) при частичной выгрузке ковша под действием гидротолкателя (на 20 %) и плече действия $r_{шт}^\circ = 0,33 \text{ м}$:

$$S_{шт}^\circ = \frac{0,8[W_d(H+h) + (W_6 + W_{и})l_6]}{r_{шт}^\circ}. \quad (2)$$

При подстановке в уравнение (2) значений получим

$$S_{шт}^\circ = 64 \text{ кН}.$$

Наибольшее распространение получили раскрывающиеся ковши, обеспечивающие выгрузку породы путем подъема переднего козырька (рис. 2). Однако такие раскрывающиеся ковши имеют существенный недостаток — сопротивление открыванию козырька значительно по величине и требует установки на ковше больших по массе и габаритам гидроцилиндров. Это связано с тем, что все точки козырька при его открывании поворачиваются по соответствующим окружностям, центр которых лежит на оси закрепления козырька к корпусу ковша. Для нахождения усилия на штоках гидроцилиндров поворота козырька достаточно

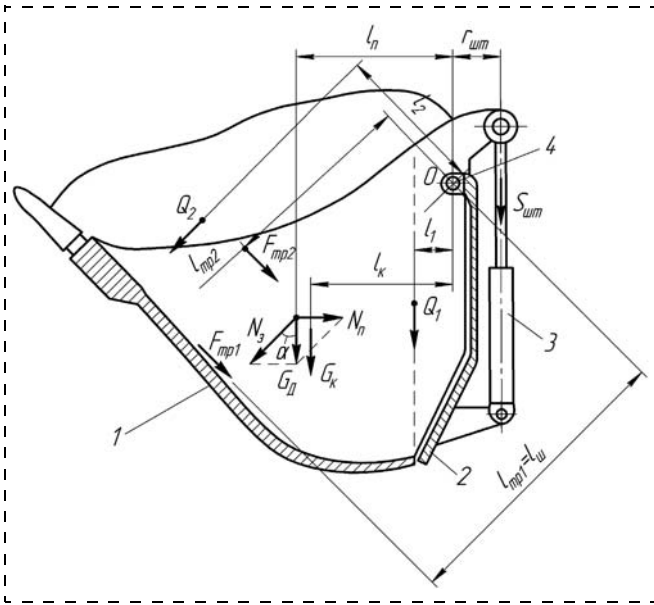


Рис. 2. Расчетная схема действия нагрузок при раскрытии ковша с простым движением козырька:
1 — козырек; 2 — задняя стенка; 3 — гидроцилиндры поворота ковша; 4 — шарнир поворота козырька

составить уравнение моментов всех сопротивлений относительно оси поворота (точка O).

Суммарное усилие на двух штоках гидроцилиндров будет равно

$$S_{шт} = (Q_1 l_1 + G_d l_p + G_k l_k + Q_2 l_2 + F_{тр1} l_{тр1} + F_{тр2} l_{тр2}) / r_{шт}, \quad (3)$$

где Q_1 — сопротивление, связанное со сдвигом породы, находящейся над дном козырька, относительно породы, находящейся над задней стенкой ковша, в начальный момент открывания козырька; G_d — сила тяжести породы, находящейся над дном козырька; G_k — сила тяжести козырька ковша; Q_2 — сопротивление, вызванное сдвигом части шапки породы; $F_{тр1}$ — сопротивление, связанное с трением породы о дно козырька при его открывании; $F_{тр2}$ — сопротивление, связанное с трением породы о боковые стенки козырька при его открывании; $l_1, l_p, l_k, l_2, l_{тр1}, l_{тр2}, r_{шт}$ — плечи действия соответствующих сопротивлений и усилия на штоках гидроцилиндров.

Для ковша вместимостью $1,6 \text{ м}^3$ сила тяжести породы $G_p = 32 \text{ кН}$. Сила тяжести породы в области козырька составляет 80 % от силы тяжести породы в ковше G_p , т. е. $G_d = 0,8 G_p = 25,6 \text{ кН}$. Давление на днище козырька при угле $\alpha = 45^\circ$ равно $N_3 = G_d / \cos \alpha = 36,5 \text{ кН}$, а $F_{тр1} = N_3 \mu_1 = 36,5 \cdot 0,3 = 11 \text{ кН}$. Если высота ковша $H = l_{тр1} = 1,2 \text{ м}$, то $F_{тр2}$

определяется аналогично расчету для первого ковша (см. рис. 1) $F_{тр2} = W_6 = 8,3 \text{ кН}$.

На плоскость среза действует сила $N_p = G_d / \sin \alpha = 22,6 \text{ кН}$, а сопротивление $Q_1 = N_2 \mu_2 = 22,6 \cdot 0,42 = 9,5 \text{ кН}$. Здесь μ_2 — коэффициент внутреннего трения для суглинка ($\mu_2 = 0,42$).

Сопротивление сдвигу шапки породы Q_2 при подъеме козырька, если $l_{шт} = H$ и в шапке 20 % от G_p :

$$Q_2 = 0,2 G_p l_{шт} B_k \mu_2 = 0,2 \cdot 32 \cdot 1,2 \cdot 1,39 \cdot 0,42 = 4,5 \text{ кН}.$$

Если плечи действия сил: $l_{тр1} = 1,2 \text{ м}$; $l_{тр2} = 0,6 \text{ м}$; $l_1 = 0,2 \text{ м}$; $l_k = 0,5 \text{ м}$; $l_p = 0,6 \text{ м}$; $l_2 = 0,5 \text{ м}$; $r_{шт} = 0,3 \text{ м}$, а $G_k = 7 \text{ кН}$, то при подстановке значений плеч и сил в уравнение (3) получим $S_{шт} = 137 \text{ кН}$.

В случае применения раскрывающихся ковшей со сложным движением козырька [2] можно добиться значительного уменьшения усилий на штоках гидроцилиндров. Основная цель применения таких ковшей — снижение энергоемкости процесса выгрузки за счет уменьшения сопротивлений открыванию козырька и массы гидроцилиндров; увеличения полезной вместимости ковшей и производительности машины.

Это достигается путем закрепления козырька 1 (рис. 3) к корпусу ковша 2 с помощью эксцентриков-тяг 3. Оси с центром O обеспечивают крепление эксцентриков-тяг к корпусу ковша, а оси с центром O_1 — крепление эксцентриков-тяг к козырьку. Проушины штоков гидроцилиндров 4, соединенные с кронштейнами козырька, имеют ролики 5, которые могут перемещаться в направ-

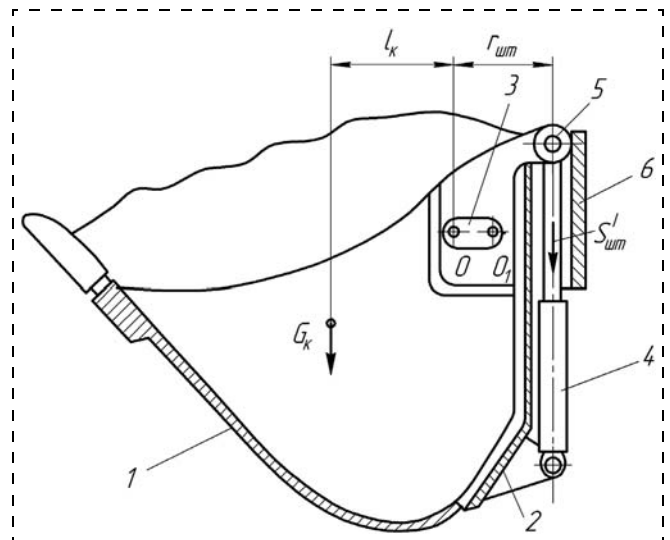


Рис. 3. Расчетная схема действия нагрузок при раскрытии ковша со сложным движением козырька

ляющих b на корпусе ковша. Для разгрузки ковша штоки гидроцилиндров втягиваются, при этом весь козырек опускается за счет эксцентрического закрепления вниз и одновременно поворачивается относительно оси O .

При таком сложном движении днище, режущая кромка и зубья козырька выдергиваются из-под породы. При определенной скорости движения штоков гидроцилиндров, когда днище козырька будет двигаться вниз с ускорением свободного падения, не возникают сопротивления, связанные с подъемом и сдвигом породы, находящейся над днищем козырька, и сопротивления, обусловленные трением породы о дно козырька и сдвигом части шапки породы. Кроме того, отсутствует давление на боковые стенки ковша, поскольку порода находится в состоянии невесомости.

Тогда усилие на штоках гидроцилиндров ковша вместимостью $1,6 \text{ м}^3$ исходя из уравнения моментов относительно точки O будет равно

$$S'_{шт} = \frac{G_{кк} l_{кк}}{r_{шт}} = \frac{7 \cdot 0,5}{0,3} = 11,6 \text{ кН.}$$

Следует отметить, что в начальный момент открытия ковша и выгрузке легкосыпучей породы можно не учитывать и силу тяжести козырька $G_{кк}$. Сила тяжести козырька начинает создавать усилия на штоках гидроцилиндров только при умень-

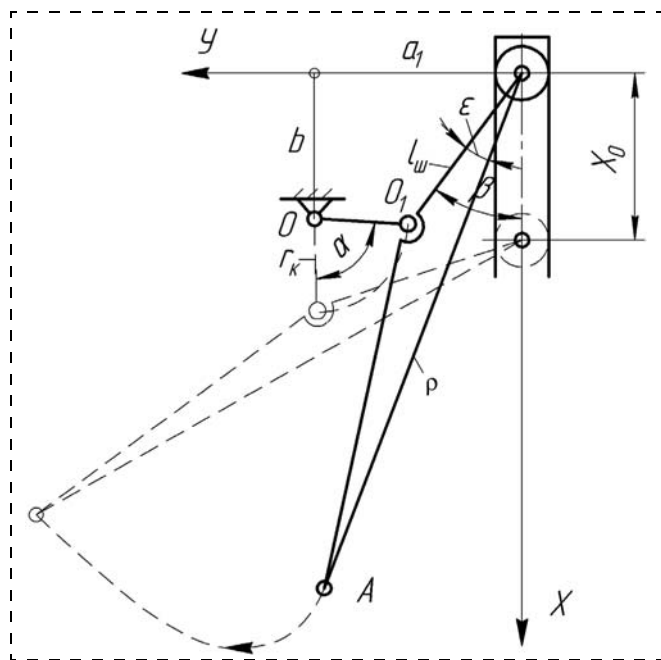


Рис. 4. Кинематическая схема механизма раскрытия ковша со сложным движением козырька

шении ускорения движения козырька вниз менее ускорения свободного падения. Однако к этому моменту большая часть породы выходит из ковша через образовавшийся зев между козырьком и корпусом ковша.

Сопоставление усилий на штоках гидроцилиндров $S_{шт}$ и $S'_{шт}$ для ковшей вместимостью $1,0$ и $1,6 \text{ м}^3$, проведенное расчетным путем, показывает, что применение эксцентрического закрепления козырька в механизме раскрытия ковша позволяет уменьшить усилие на штоках гидроцилиндров ориентировочно в $11-12$ раз. Сравнение усилий на штоках гидроцилиндров ковшей со сложным движением козырька с усилиями на штоках гидроцилиндров ковша с принудительной разгрузкой (см. рис. 1) показывает, что при эксцентрическом креплении козырька (см. рис. 3) можно уменьшить усилие на штоках гидроцилиндров ориентировочно в $5,5$ раз.

Экспериментальные исследования процесса выгрузки породы из раскрывающихся ковшей с простым и сложным движением козырька при открывании проводились на стенде. Модели экскаваторных ковшей были выбраны с коэффициентом линейного подобия, равным 4 относительно ковша вместимостью 1 м^3 . Задняя стенка исследуемого ковша закреплялась жестко к кронштейну. Ковш загружался породой с предельным коэффициентом заполнения. При испытаниях использовались породы различных типов: песок, супесь, суглинок. Нагрузка прикладывалась от штоков гидроцилиндров к кронштейнам козырька через динамометры типа ДОСМ-1, индикаторы которых имели подтормаживающее устройство стрелки шкалы.

В результате экспериментов установлено, что сопротивление раскрытию ковшей со сложным движением козырька в $11-12$ раз меньше сопротивления раскрытия ковша с простым движением козырька.

При исследовании кинематики движения механизма раскрытия ковша по сложной траектории наибольший интерес представляет крайняя нижняя кромка козырька (рис. 4, точка A). Эта кромка (точка) определяет зевобразование ковша при выгрузке. Для исключения указанных ранее сопротивлений необходимо, чтобы ускорение точки A в направлении оси X было бы больше или равно ускорению свободного падения породы.

Уравнения координат точки A , выраженные через параметры механизма, могут быть записаны в виде

$$X_A = \rho \cos(\beta - \varepsilon) + X_0;$$

$$Y_A = \rho \sin(\beta - \varepsilon),$$

где $X_0 = at^2/2$ — ход штока гидроцилиндра.

Ускорение движения крайней точки козырька в направлении оси X :

$$\frac{d^2 X_A}{dt^2} = \rho \cos(\beta - \varepsilon) \varepsilon^2 + \rho \sin(\beta - \varepsilon) \ddot{\beta} - \ddot{X}_0.$$

В этом уравнении неизвестна вторая производная от угла β , которую можно определить так же, как для кривошипно-шатунного механизма [3]. После преобразований уравнение для определения ускорения точки A козырька имеет вид

$$\ddot{X}_A = \frac{\rho \cos(\beta - \varepsilon)(r_k - l_{ш} - a_1^2 t^2)^2}{2l_{ш} \sin \beta} - \rho \sin(\beta - \varepsilon) \times$$

$$\times \frac{2l_{ш} - 3l_{ш}^2 - 2a_1 l_{ш} \cos \beta \left(\frac{r_k^2 - l_{ш}^2 - a_1^2}{2l_{ш} \sin \beta} \right)^2 + a_1^2}{l_{ш}^2 \sin \beta \cos \beta \left(\frac{r_k^2 - l_{ш}^2 - a_1^2}{2l_{ш} \sin \beta} \right)^2 - 2a_1 l_{ш} \sin \beta} - a_1.$$

Ускорение точки A в направлении оси X , полученное по приведенной зависимости для экскаватора с ковшом вместимостью $1,6 \text{ м}^3$ за время разгона штока гидроцилиндров раскрытия ковша, равное $0,16 \text{ с}$, составляет 10 м/с^2 , что обеспечивает указанные ранее условия разгрузки породы из ковша со сложным движением козырька. Современные насосы в гидросистемах землеройных и землеройно-транспортных машин, как правило, обеспечивают разгон поршней гидроцилиндров за $0,15 \dots 0,16 \text{ с}$.

Расчетная экономия от уменьшения массы гидроцилиндров раскрытия ковша и эквивалентного увеличения полезного объема ковша для экскаватора шестой размерной группы с ковшом вместимостью $1,6 \text{ м}^3$ составляет 3300 у.е./год .

Список литературы

1. Доценко А. И., Карасев Г. Н., Кустарев Г. В., Шестопалов К. К. Машины для земляных работ: учеб. для студентов вузов. М.: Издательский Дом "БАСТЕТ", 2012. 688 с.
2. А. с. 1456512 СССР. Ковш экскаватора / С. А. Шемякин, А. В. Лещинский и др. Опубл. бюл. № 5. 1989.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1975.

АНОНС

Уважаемые читатели!

Следующий, февральский номер посвящен 100-летию Уральского государственного горного университета и 50-летию выпускающей кафедры "Горные машины и комплексы". В номер включены статьи сотрудников кафедры, в том числе:

- Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Сравнительная оценка энергетических характеристик карьерных экскаваторов
- Савинова Н. В., Шилов В. В., Смирнов Е. И., Абдулкаримов М. К. Влияние эксплуатационных дефектов на несущую способность металлоконструкций буровых вышек
- Долганов А. В. Повышение эффективности эксплуатации рудничного водоотлива за счет совершенствования очистки водосборников от шлама
- Лагунова Ю. А., Калянов А. Е. Математическое моделирование элементов гидравлической схемы системы прижатия конусной дробилки

УДК 669. 18

М. П. Талеров, асп., **В. И. Болобов**, д-р техн. наук, проф., **С. А. Чупин**, асп.,
Горный университет, г. Санкт-Петербург

E-mail: talerov1986@yandex.ru, Boloboff@mail.ru, Staseg-88@mail.ru

Методика расчета долговечности и установления причины выхода из строя тангенциальных поворотных резцов

Рассмотрены критерии эффективности применения резцов, процесс выхода резцов из строя. Предложена методика расчета, позволяющая определять долговечность и наиболее вероятный вид отказа с учетом специфики работы тангенциальных поворотных резцов с учетом их геометрических параметров и физико-механических свойств горных пород.

Ключевые слова: тангенциальный поворотный резец, прочность, износостойкость.

M. P. Talerov, V. I. Bolobov, S. A. Chupin

Reliability Calculation and Establishing the Causes of Damage Tangential Rotary Cutters

The paper discusses the process of emerging from the cutting edge down. The design procedure allows to determine the durability and the most likely failure mode-specific operation tangential rotary cutters with their geometry and the physical and mechanical properties of rocks.

Keywords: tangential rotary cutter, strength, wear resistance.

Целесообразность разработки методики расчета долговечности поворотных резцов

В настоящее время большинство проходческих комбайнов избирательного действия оснащается тангенциальными поворотными резцами (ТПР). Поскольку горно-геологические условия работы таких комбайнов могут весьма существенно различаться, для обеспечения эффективной работы ТПР ведущими зарубежными и отечественными фирмами-изготовителями горно-режущего инструмента выпускается широкая номенклатура резцов, отличающихся как геометрией, так и конструкцией режущей части. При этом при выборе резцов зачастую не ясно, какие параметры должен иметь резец для эффективной его эксплуатации в тех или иных условиях, в связи с чем возникает актуальная задача, заключающаяся в выявлении и объективной оценке рациональных параметров конструкции резцов из большого числа возможных вариантов.

Одним из важнейших критериев эффективности применения резцов, как и других горно-режущих инструментов, является их долговечность — способность инструмента сохранять свою работоспособность в данных условиях эксплуатации до наступления предельного состояния. При этом под предельным понимается [1] состояние инструмента, при котором он не только становится неспособным выполнять заданные функции по разрушению породы, но и уменьшаются его эксплуатационные показатели ниже заданных пределов.

Как правило, за показатель долговечности резца проходческого комбайна принимают его наработку до отказа — объем (масса) отбитой породы на один резец или удельный путь резания (L , км на 1 шт.). Этот показатель определяют на уже изготовленном инструменте в процессе типовых приемочных испытаний в реальных условиях эксплуатации [2, 3]. В то же время, долговечность резца может быть оценена расчетным методом еще

на стадии проектирования инструмента, что позволит вносить необходимые изменения в его конструкцию до пуска в серию. Для проведения такой оценки, весьма востребованной при создании новых типоразмеров резцов проходческих комбайнов, требуются разработка соответствующей методики расчета и проведение определенных исследований.

Подобная методика расчета на прочность и долговечность была разработана Институтом горного дела им. А. А. Скочинского [4]. Она хоть и распространяется на ТПР, однако имеет четкую область применения, относящуюся только лишь к очистным комбайнам. В силу характерных особенностей, присущих процессу разрушения породного забоя, и имеющихся в связи с этим специфических зависимостей между параметрами резца, с одной стороны, и формированием нагрузок и изнашиванием инструмента, с другой, — данная методика неприменима для расчета резцов проходческих комбайнов. Более того, она не учитывает такие их специфические особенности работы, как:

1) изнашивание стальной головки державки, вызванное ее контактированием с разрушаемой породой;

2) постепенное снижение прочностных свойств конструкции в результате действия циклических нагрузок и изменения геометрии режущей части резца вследствие абразивного изнашивания его материалов;

3) перераспределение напряжений, действующих в поперечных сечениях резца, в результате вращения инструмента вокруг продольной оси симметрии, а также его изнашивания.

В предлагаемой в настоящей статье методике расчета долговечности предпринята попытка учесть особенности работы тангенциальных поворотных резцов, в том числе и указанных выше.

Как известно, в процессе эксплуатации резцы проходческих комбайнов воспринимают значительные сжимающие и изгибающие нагрузки, имеющие циклический характер действия, а также подвержены интенсивному абразивному изнашиванию. Совместное действие этих факторов приводит к постепенному исчерпанию ресурса работы инструмента и, в конечном счете, к выходу его из строя. При этом потенциально возможны как постепенные отказы вследствие достижения предельной величины износа, так и внезапные — поломки твердосплавной вставки или державки резца. Причем последние могут появляться по двум причинам — в результате возникновения пиковых нагрузок, превышающих допустимый уровень прочности резца, либо в результате процесса накопления усталостных повреждений и изнашивания, снижающих прочностные характеристики конструктивных элементов резца [5, 6].

Структура предлагаемой методики

В основу предлагаемой методики заложена разработанная [7] математическая модель долговечности ТПР, представляющая собой аналитическое описание процесса выхода инструмента из строя по перечисленным ниже возможным причинам:

1. Достижение предельного износа головки державки резца с полным оголением твердосплавной вставки и ее выпадением (вымыванием) (рис. 1, а). Отказ инструмента происходит постепенно, вследствие чего максимально полно расходуется ресурс, заложенный в конструкцию резца.

2. Поломка наименее прочного конструктивного элемента резца в результате действия пиковой нагрузки, превышающей прочностные показатели материала (см. рис. 1, б). Такие отказы обычно



Рис. 1. Схемы возникновения отказов:

Δ — величина износа; Z — действующая нагрузка; L_p — пройденный путь резания

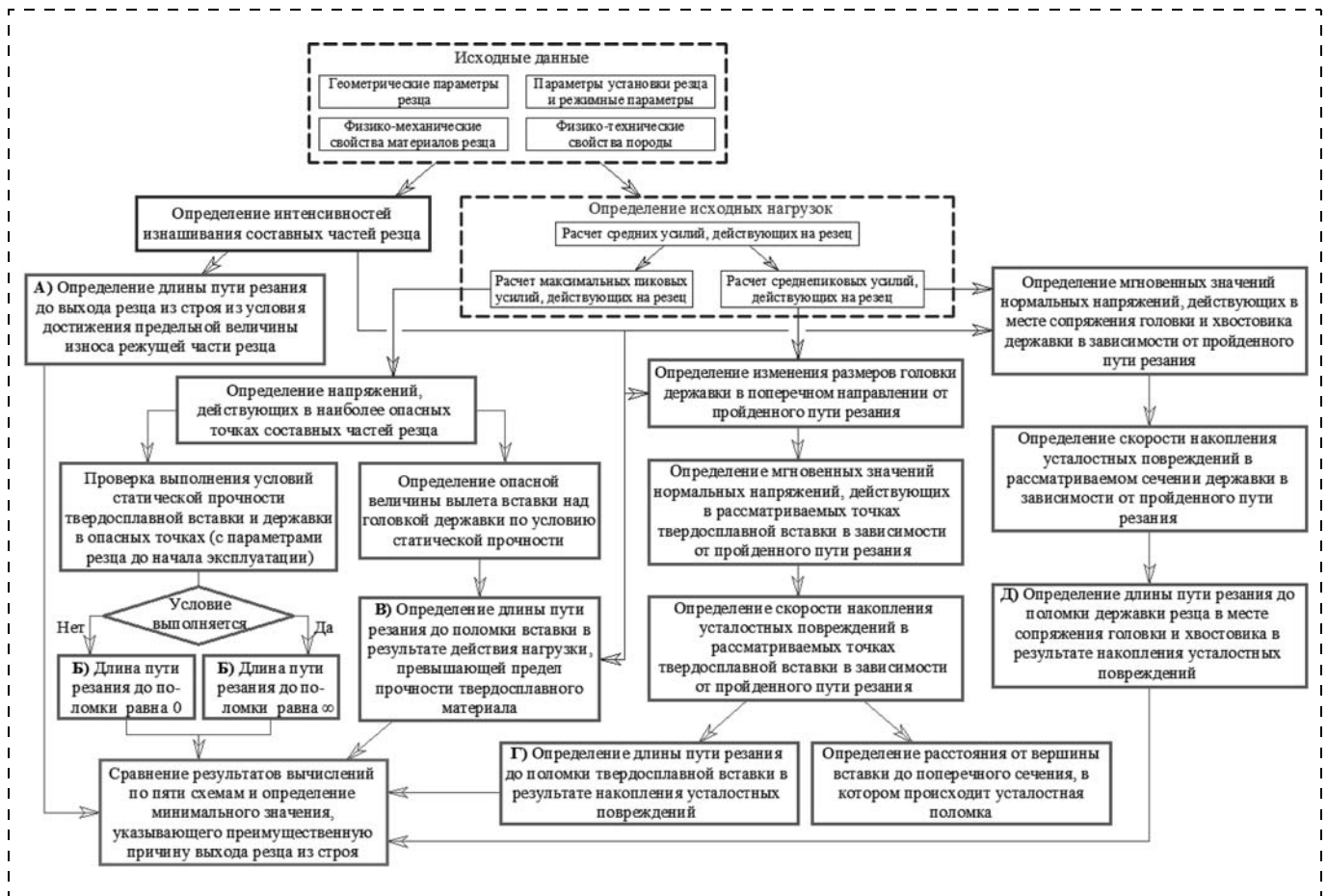


Рис. 2. Блок-схема методики расчета долговечности поворотного резца

являются следствием допущенных ошибок при проектировании инструмента либо эксплуатации резцов в более тяжелых условиях, для которых они не предназначены.

3. Поломки режущей части резца в результате изнашивания, а также действия переменных нагрузок и накопления в материале усталостных повреждений (см. рис. 1, в). По этой схеме формирования отказа уровень прочности наиболее слабого элемента резца в начальный момент превосходит возможные пиковые нагрузки. Однако по мере изнашивания элемента и накопления в его материале усталостных повреждений этот уровень снижается и через определенный промежуток пути резания становится соизмеримым с действующими нагрузками.

Тот или иной механизм выхода резца из строя заведомо не очевиден и зависит от геометрических и конструктивных параметров ТПР, а также физико-механических свойств разрушаемой породы и параметров режима резания. Поэтому для того, чтобы определить долговечность резца, не-

обходимо рассмотреть все возможные варианты выхода его из строя и рассчитать для каждого из них значение предельного пути резания, минимальное из которых и будет соответствовать долговечности резца. На рис. 2 приведена блок-схема последовательности такого расчета.

В основу математической модели положены известные [8] методы определения исходных нагрузок на инструмент и интенсивностей изнашивания составных частей резца с внесением в них ряда уточнений.

Статическая прочность режущей части поворотного резца

При расчете на статическую прочность режущей части (твердосплавной вставки и головки державки) ТПР проверяется способность конструкции выдерживать возникающие при работе "выбросы" нагрузок. Резец поворотного типа, закрепленный в резцедержателе, может быть представлен в виде

стержня переменного сечения, один конец которого зашпелен, а на другом в месте контакта с породой действуют сосредоточенные составляющие усилия: усилие резания P_{zmax} и подачи P_{ymax} (рис. 3). Спроецировав эти усилия в новую систему координат, в которой одна из осей совпадает с продольной осью симметрии реза, а другая ей перпендикулярна, становится очевидно, что инструмент находится в сложном напряженном состоянии, так как подвергается одновременному воздействию сжимающих и изгибающих нагрузок (рис. 4).

Под действием изгибающей нагрузки в поперечных сечениях реза возникают тангенциальные напряжения τ_{yz} , изменяющиеся по высоте сечения по закону квадратической параболы, достигая максимума в его центре, и нормальные напряжения $\sigma_{изг}$, максимальные и противоположные по знаку в крайних волокнах (рис. 5). Результатом действия сжимающей нагрузки являются нормальные напряжения σ_N , распределяющиеся равномерно в поперечных сечениях реза.

Как показывает опыт эксплуатации, поломки ТПР вероятнее всего происходят в месте закрепления твердосплавной вставки в головке державки (сечение 1—1 на рис. 3 и 4) или в месте сопряжения головки и хвостовика державки (сечение 2—2 на рис. 3 и 4). Поэтому именно эти сечения, как наиболее опасные, и были выбраны для анализа. Для точек этих сечений с максимальными напряжениями (1—3 на рис. 5) условия прочности могут быть сформулированы в следующем виде:

$$\begin{aligned} \text{для точки 1: } & \sigma_{max1} \leq [\sigma_p]; \\ \text{для точки 2: } & |\sigma_{max2}| \leq [\sigma_{сж}]; \\ \text{для точки 3: } & \sigma_{экр} \leq [\sigma_p], \end{aligned} \quad (1)$$

где $[\sigma_p]$, $[\sigma_{сж}]$ — допускаемые рабочие напряжения материала элемента реза на растяжение и сжатие; σ_{max1} , σ_{max2} — нормальные растягивающие и сжимающие напряжения, возникающие соответственно в опасных точках 1 и 2 под действием максимальных пиковых усилий:

$$\begin{aligned} \sigma_{max1,2} = & \frac{4}{\pi d^2} \left(\pm \frac{8(P_{zmax} \sin\theta - P_{ymax} \cos\theta)l}{d} + \right. \\ & \left. + P_{zmax} \cos\theta + P_{ymax} \sin\theta \right); \end{aligned} \quad (2)$$

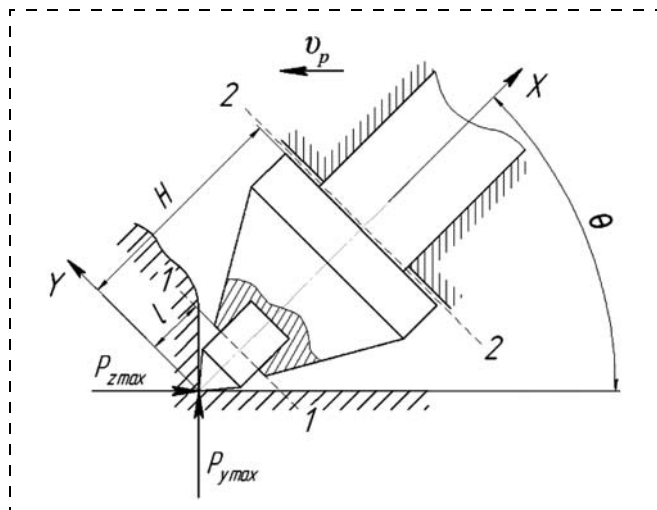


Рис. 3. Схема нагрузок, действующих на ТПР: H — осевой вылет реза; l — длина твердосплавной вставки; v_p — скорость резания; θ — угол атаки реза

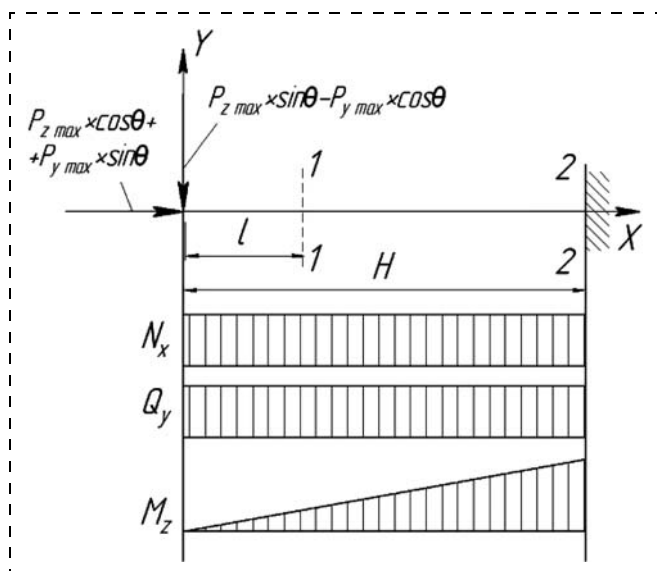


Рис. 4. Эпюры продольной N_x и поперечной Q_y сил и изгибающего момента M_z

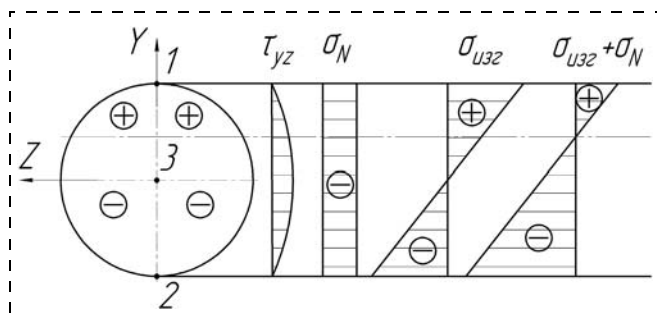


Рис. 5. Эпюры распределения напряжений в поперечном сечении

$\sigma_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \left(1 - \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{\text{сж}}]} \right) \left(\frac{P_{z\text{max}} \cos \theta + P_{y\text{max}} \sin \theta}{\pi d^2} \right) + \left(1 + \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{\text{сж}}]} \right) \sqrt{\left(\frac{2(P_{z\text{max}} \cos \theta + P_{y\text{max}} \sin \theta)}{\pi d^2} \right)^2 + \left(\frac{16(P_{z\text{max}} \sin \theta - P_{y\text{max}} \cos \theta)}{3\pi d^2} \right)^2}. \quad (3)$$

Изнашивание головки державки резца приводит к постепенному увеличению вылета вставки, в результате чего опасное сечение 1—1 сдвигается ближе к хвостовику резца и увеличиваются значения действующих в этом сечении напряжений. Вылет имеет некоторое предельно допустимое значение $l'_{\text{пред}}$, при достижении которого условие статической прочности вставки выполняться не будет. В случае если это значение меньше начальной длины вставки, т. е. $l'_{\text{пред}} < l_{\text{в}}$, поломка инструмента может произойти до достижения предельного износа головки державки:

$$l'_{\text{пред}} = \min(l'_{\text{пред1}}; l'_{\text{пред2}}), \quad (4)$$

где $l'_{\text{пред1}}$, $l'_{\text{пред2}}$ — предельные обнажения для опасных точек 1, 2:

$$l'_{\text{пред1,2}} = \frac{\pi d^3 \left([\sigma_{\text{р,сж}}] \pm \frac{4(P_{z\text{max}} \cos \theta + P_{y\text{max}} \sin \theta)}{\pi d^2} \right)}{32(P_{z\text{max}} \sin \theta - P_{y\text{max}} \cos \theta)}. \quad (5)$$

Усталостная прочность режущей части поворотного резца

Режущая часть поворотного резца также рассчитывается и на циклическую долговечность. Для державки опасным является то же самое сечение 2—2. В отношении твердосплавной вставки это не очевидно, поэтому ниже для наглядности рассмотрен именно этот случай.

Основной сложностью расчета на усталость является изменение во времени действующих в сечениях резца напряжений. Так, в результате изнашивания резца происходит уменьшение диаметра головки державки и последующее оголение твердосплавной вставки. Это приводит к тому, что в ряде сечений вставки напряжения увеличиваются, а в ряде — уменьшаются. Кроме того, поворот резца

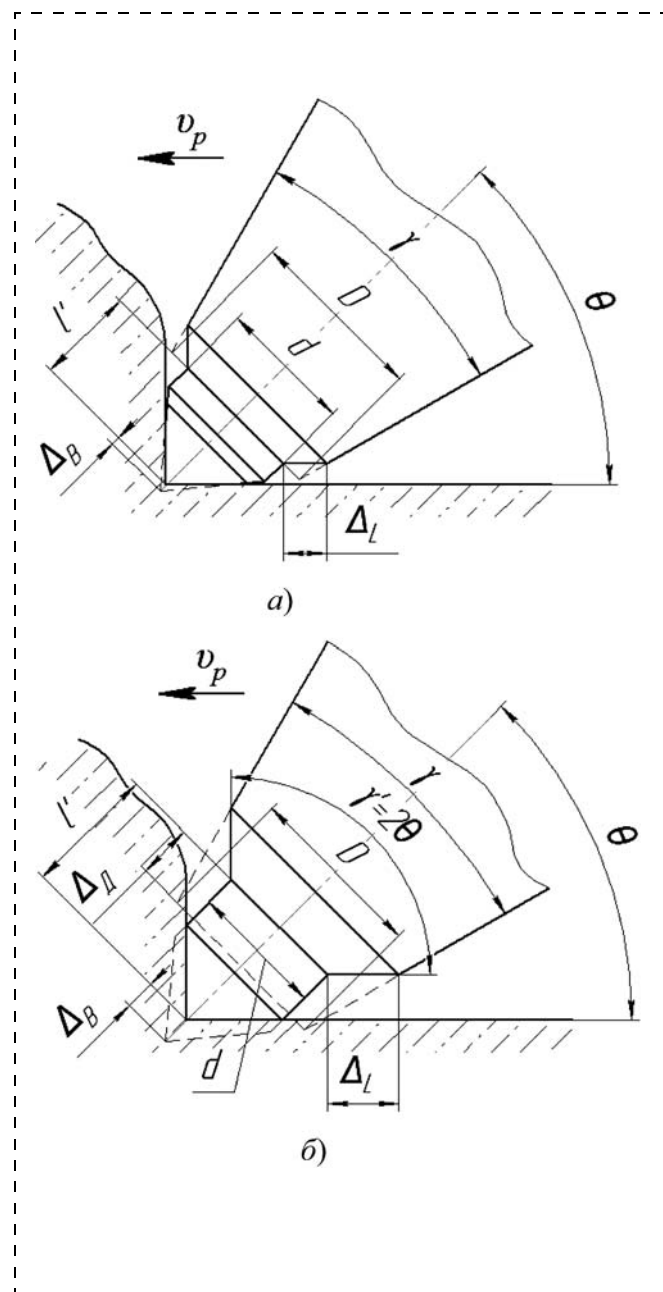


Рис. 6. Процесс изнашивания головки державки:
 а — головка державки с изношенным буртом на всю его ширину ($L_j = L_{\text{о.д}}$); б — головка державки с установившейся формой конуса износа ($L_j > L_{\text{о.д}}$); D — диаметр бурта головки державки; d — диаметр цилиндрической части вставки; γ — угол конусности головки державки; Δ_B — длина износа по высоте вставки; Δ_L — длина фаски износа головки державки; Δ_d — длина износа головки державки по высоте

вокруг своей продольной оси влияет на распределение напряжений по самому сечению вставки. Поэтому заранее не ясно, в каком сечении усталостные повреждения проявят себя раньше и произойдет поломка.

Процесс изнашивания головки державки (рис. 6) можно разделить на два этапа: вначале изнашивается бурт на всю ширину, затем происходит постепенное изнашивание державки по высоте. При этом угол конусности изношенной части державки равен двойному углу установки (атаки) резца в резцедержателе ($\gamma' = 2\theta$).

В результате решения ряда геометрических задач были получены следующие формулы для вычисления диаметра головки державки D'_i в произвольном сечении, находящемся на расстоянии l_i от вершины неизношенной вставки, в зависимости от пройденного пути резания L_j :

1) если $L_j < L_{о.д.}$, а $l_i < \Delta_L \cos\theta + l$, то

$$D'_i = D + 2\text{tg}(\gamma/2)(l_i - l) - 2(\Delta_L \cos\theta - l_i + l)(\text{tg}\theta - \text{tg}(\gamma/2)), \quad (6)$$

где $L_{о.д.}$ — длина пути резания до окончания изнашивания бурта головки державки [9];

2) если $L_j < L_{о.д.}$, а $l_i < \Delta_{L\text{бурт}} \cos\theta + l + \Delta_d + \frac{\Delta_d \text{tg}(\gamma/2)}{\text{tg}\theta - \text{tg}(\gamma/2)}$, то

$$D'_i = D + 2\text{tg}(\gamma/2)(l_i - l) - 2\left(\Delta_d + \frac{\Delta_d \text{tg}(\gamma/2)}{\text{tg}\theta - \text{tg}(\gamma/2)} - l_i + l + \Delta_{L\text{бурт}} \cos\theta\right)(\text{tg}\theta - \text{tg}(\gamma/2)), \quad (7)$$

где $\Delta_d = \left(\frac{L_j - L_{о.д.}}{1000}\right) \psi_{\Delta_d}$; ψ_{Δ_d} — интенсивность изнашивания по высоте головки державки; $\Delta_{L\text{бурт}}$ — длина образующей изношенной конической части головки державки, соответствующей износу бурта на всю его ширину:

$$\Delta_{L\text{бурт}} = \left(\frac{D-d}{2}\right) \left(\frac{\sin(\gamma/2)}{\text{tg}\theta \sin(\theta - \gamma/2)} + \frac{1}{\sin\theta}\right); \quad (8)$$

3) если $L_j < L_{о.д.}$, а $l_i > \Delta_L \cos\theta + l$ или $L_j > L_{о.д.}$, а $l_i > \Delta_{L\text{бурт}} \cos\theta + l + \Delta_d + \frac{\Delta_d \text{tg}(\gamma/2)}{\text{tg}\theta - \text{tg}(\gamma/2)}$, то

$$D'_i = D + 2\text{tg}(\gamma/2)(l_i - l).$$

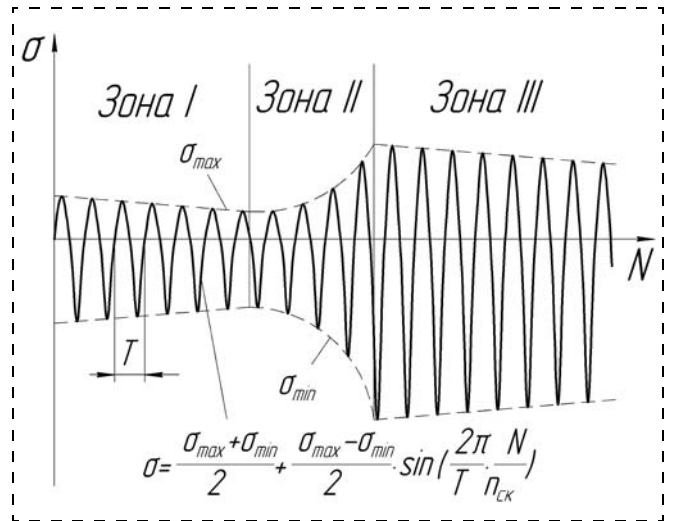


Рис. 7. Зависимость $\sigma = f(N)$ для i -го поперечного сечения резца

Полученные значения D'_i проверяются по условию: если $D'_i < d$, то $D'_i := d$.

Мгновенные значения нормальных напряжений в точках, находящихся на боковой поверхности твердосплавной вставки, изменяются по следующему синусоидальному закону (рис. 7):

$$\sigma = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} + \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \sin\left(\frac{2\pi N}{T n_{\text{ск}}}\right), \quad (9)$$

где T — период колебания, равный длине пути резания, приходящегося на один оборот резца; $\sigma_{\max}(\sigma_{\min})$ — максимальное (минимальное) напряжение цикла, равное максимальному (минимальному) нормальному растягивающему (сжимающему) напряжению в рассматриваемом i -м поперечном сечении:

$$\sigma_{\max, \min} = \frac{4}{\pi D_i'^2} \left(\pm \frac{16 Q_y (l_i - \Delta_B) d / 2}{D_i'^2} + N_x \right), \quad (10)$$

$n_{\text{ск}}$ — число сколов на 1 м пути резания; N — число циклов нагружения (элементарных сколов); Δ_B — длина износа по высоте вставки: $\Delta_B = L_j \psi_{\Delta_B} = \frac{N}{n_{\text{ск}}} \psi_{\Delta_B}$; ψ_{Δ_B} — интенсивность изнашивания по высоте вставки; Q_y — проекция среднениковых сил резания и подачи на ось Y , перпендикулярную продольной оси резца: $Q_y = \overline{P_{\text{зпик}}} \sin\theta - \overline{P_{\text{упик}}} \cos\theta$; N_x — проекция среднениковых сил резания и по-

дачи на ось X , совпадающую с продольной осью реза: $N_x = \overline{P_{зпик}} \cos\theta + \overline{P_{упик}} \sin\theta$; $\overline{P_{зпик}}$, $\overline{P_{упик}}$ — среднепиковые усилия резания и подачи.

Ниже предлагается метод расчета на циклическую прочность, основанный на принятом утверждении о накоплении в материалах реза усталостных микрповреждений, интенсивность которого соразмерна действующим в сечениях напряжениям и равна величине, обратной максимальному числу циклов нагружения N_{max} , вычисляемого по кривым усталости.

Таким образом,

$$\begin{aligned} \text{при } \sigma > 0 \text{ (растяжение)} \quad \frac{1}{N_{max}} &= \frac{a_1}{\sigma - b_1}; \\ \text{при } \sigma < 0 \text{ (сжатие)} \quad \frac{1}{N_{max}} &= \frac{a_2}{|\sigma| - b_2}, \end{aligned} \quad (11)$$

где a_1, b_1 — коэффициенты кривой усталости для твердого сплава ВК при растягивающем нагружении; a_2, b_2 — при сжимающем.

Для нахождения местоположения поперечного сечения вставки, в котором произойдет усталостная поломка, и определения длины пути резания до выхода реза из строя нужно для каждого i -го поперечного сечения вставки найти такое значение верхнего предела интегрирования, при котором значение интеграла от функции скорости накопления усталостных повреждений по переменной количества циклов нагружения будет равно единице (рис. 8), т. е. необходимо решить следующее

уравнение: $\int_0^N \frac{1}{N_{max}} dN = 1$, где N является искомой величиной.

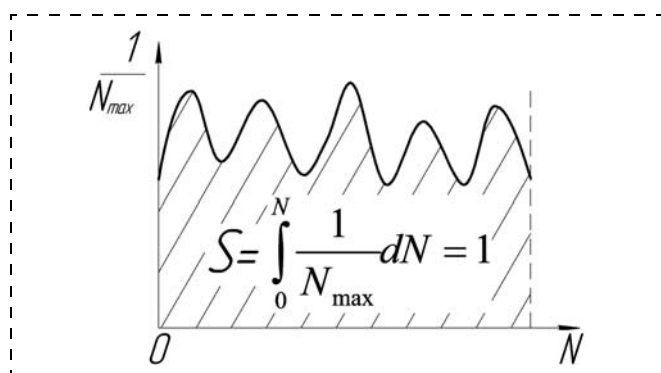


Рис. 8. К расчету предельного значения числа циклов нагружения вставки N для i -го поперечного сечения

Автоматизированное решение поставленной задачи осуществляется в среде Mathcad с использованием компьютерной программы, разработанной на основе численного интегрирования методом трапеций.

Определение пути резания до наступления отказа реза

Для каждой рассмотренной причины выхода поворотного реза из строя получены уравнения по определению предельного пути резания. Минимальное значение наработки, рассчитанное по этим уравнениям, соответствует наиболее раннему наступлению отказа, т. е.:

$$L = \min(L_{ст.проч1}; L_{ст.проч2}; L_{износ}; L_{уст.проч1}; L_{уст.проч2}), \quad (12)$$

где $L_{ст.проч1}$ — путь резания по условию поломки режущей части ТПР в месте закрепления твердосплавной вставки в головку державки или державки в месте сопряжения ее головки и хвостовика в результате действия максимально возможной нагрузки, превышающей прочностные показатели составных частей реза: $L_{ст.проч1} = 0$ в случае не выполнения условий статической прочности; $L_{износ}$ — путь резания по условию достижения предельной величины износа режущей части реза, при которой в результате изнашивания головки державки реза полностью оголится твердосплавная вставка и произойдет ее выпадение:

$$L_{износ} = L_{о.д} + \frac{(l_B - l)}{\psi_{\Delta d}}; \quad (13)$$

$L_{ст.проч2}$ — путь резания по условию поломки твердосплавной вставки вследствие изнашивания головки державки и обнажения вставки при возникновении максимальной пиковой нагрузки, превышающей прочностные показатели твердосплавного материала:

$$L_{ст.проч2} = \frac{l'_{пред} - l + \psi_{\Delta d} L_{о.д}}{(\psi_{\Delta d} - \psi_{\Delta B})}; \quad (14)$$

$L_{уст.проч1}$, $L_{уст.проч2}$ — пути резания по условию поломки твердосплавной вставки или державки в результате действия переменных нагрузок и накопления усталостных повреждений. $L_{уст.проч1}$,

$L_{уст.проч2}$ рассчитываются по программе, составленной в среде PTC Mathcad.

Подставляя в уравнения (1)–(14) физико-механические свойства разрушаемой породы (предел прочности при одноосном сжатии $\sigma_{сж}$; контактная прочность P_k ; показатель абразивности по методу Барона-Кузнецова a ; показатель хрупко-пластических свойств $tg\varphi$; число трещин на 1 пог. м забоя $n_{тр}$) и применяемых материалов резца (предел прочности на растяжение $[\sigma_p]$; предел прочности на сжатие $[\sigma_{сж}]$; твердость головки державки; параметры кривых усталости при растягивающем и сжимающем нагружениях), параметры резца (диаметр цилиндрической части твердосплавной вставки d ; угол при вершине твердосплавной вставки α ; радиус скругления вершины вставки r ; угол конусности головки державки γ ; вылет вставки над головкой державки l ; длина твердосплавной вставки l_B ; диаметр бурта головки державки D ; диаметр хвостовика D_x ; осевой вылет резца H), а также параметры установки инструмента и режимные параметры (скорость резания v ; тип коронки, время контакта резца с разрушаемым массивом t_p ; время вне контакта с массивом t_o ; толщина срезаемой стружки h ; шаг резания t ; угол атаки резца θ), определяем вид отказа с минимальной величиной наработки до отказа. Изменяя геометрические параметры инструмента, находим его рациональное исполнение, при котором резец в заданных условиях эксплуатации обладает наибольшей долговечностью.

Таким образом, предложенная методика расчета позволяет определять долговечность и наиболее вероятный вид отказа с учетом специфики работы ТПР и является основой для дальнейших исследований влияния геометрических параметров инструмента и физико-механических свойств разрушаемой породы на долговечность ТПР и обоснования рациональных исполнений ТПР применительно к заданным условиям эксплуатации.

Список литературы

1. **Тон В. В.** Статистические характеристики пути трения и изнашивания режущего инструмента // Научные сообщения / Акад. наук СССР. Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского. М.: ИГД, 1973. Вып. 113: Горные машины и их эксплуатация. С. 140–145.
2. **Типовая** методика приемочных испытаний опытных образцов (опытных партий) режущего инструмента для очистных комбайнов / М-во угол. пром-сти СССР, Техническое управление, Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского [и др.]; [Разраб. проф., д. т. н. Е. З. Позин и др.]. М.: ИГД, 1976. 58 с.
3. **Типовая** программа и методика приемочных испытаний опытной партии режущего инструмента для проходческих комбайнов / М-во угол. пром-сти СССР, АН СССР, Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского; [Разраб. д. т. н. Л. Б. Глатман и др.]. М.: ИГД, 1977. 36 с.
4. **Методика** расчета резцов на прочность и долговечность / М-во угол. пром-сти СССР, АН СССР, Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского; [Разраб. проф., д. т. н. Е. З. Позин и др.]. М.: ИГД, 1986. 61 с.
5. **Глатман Л. Б., Логунцов Б. М., Позин Е. З.** Инструмент очистных и проходческих комбайнов. М.: ВИНТИ, 1978. 214 с. (Итоги науки и техники / ВИНТИ Сер. Горн. и нефтепромысл. машиностроение; Т. 5).
6. **Позин Е. З., Тон В. В., Водяной А. С.** Математическая модель надежности режущего инструмента угледобывающих комбайнов // Научные сообщения / Акад. наук СССР. Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского. М.: ИГД, 1982. Вып. 212: Совершенствование средств механизации проведения подготовительных выработок. С. 20–28.
7. **Талеров М. П.** Повышение эффективности применения поворотных резцов проходческих комбайнов выбором рациональных геометрических параметров инструмента: Автореф. ... канд. техн. наук / Национальный минерально-сырьевой университет "Горный". СПб., 2012. 20 с.
8. **Леванковский И. А.** Научные основы создания высокоэффективных инструментов для разрушения горных пород и породосодержащих композитов: Автореф. ... д-ра техн. наук / Моск. гос. откр. ун-т. М., 2000. 34 с.
9. **Леванковский И. А.** Расчет износостойкости поворотных резцов при работе проходческих комбайнов // Разрушение горных пород и композиционных материалов поворотными резцами: Сб. науч. тр. М.: АГН, 1998. Вып. 1. С. 110–128.

Повышение срока службы комбайновых резцов в угольных шахтах

Приведены данные о малом сроке эксплуатации и низком уровне ресурсосбережения при изготовлении и использовании тангенциальных поворотных резцов известных конструкций на шахтных комбайнах. Описана конструкция резца многоугольного применения с универсальным хвостовиком для установки на комбайны разных марок. Приведены данные об испытаниях многоугольных резцов, показывающие их высокую технико-экономическую эффективность.

Ключевые слова: шахта, комбайн, резец, ресурс, срок, эффективность, универсальность, испытания.

S. A. Prokopenko

The Increasing of the Service Length of Combine Cutting Tools in Coal Mines

There is shown the present short operating life and the low level of resource-saving during the production and exploitation of tangential rotatable cutting tools on mining combined machines. There is presented the construction design of reusable cutting tool with universal shank for the installation on combined machines of different types. The tests of innovative cutting tools demonstrate their high techno-economic efficiency.

Keywords: mine, combine machine, cutting tool, resource, operating life, efficiency, universality, tests.

Предприятиями угольной промышленности Российской Федерации в 2012 г. добыто 354,8 млн т угля. Подземным способом (89 шахт) добыто 105,9 млн т угля, или 30 % всей угледобычи [1]. Основной объем (86,1 %) добычи угля шахтами получен из забоев, оборудованных средствами комплексной механизации. На начало 2011 г. в российских шахтах эксплуатировались 134 очистных комбайна, в том числе 108 были импортными, в основном заводов-изготовителей Украины, Польши, Германии и США [2].

Как отмечают исследователи, на современном этапе угледобычи использованию шнековых исполнительных органов и *тангенциальных поворотных резцов (ТПР)* альтернативы не имеется. Не менее 95 % действующих очистных забоев оснащены именно шнековыми комбайнами, при этом условия нагружения ТПР постоянно усложняются вследствие явно наметившейся тенденции увеличения установленной мощности двигателей узлов резания комбайнов [3]. Проведение выработок в шахтах на 90 % и более выполняется с применением

современных проходческих комбайнов, исполнительные органы которых также оснащены тангенциальными поворотными резцами.

Конструктивно такой резец представляет собой державку, состоящую из хвостовика и головной части в виде тела вращения, и впаянную в острие головки армирующую вставку из твердосплавного материала. В соответствии с инструкциями по технической эксплуатации резец на комбайне используется до стадии износа твердосплавного элемента, после чего подлежит снятию с исполнительного органа и замене новым резцом. Участок размещения твердосплавного элемента составляет около 20 % от массы и длины всей державки. В результате сложилась ситуация, когда для отбойки горной массы используются 20...30 % изделия, а 70...80 % (!) идут в отходы. Изношенный резец после снятия просто выбрасывается, так как его дальнейшее использование шахтами не решено. Если учесть, что при вытачивании резца отходы составляют до 30 % от массы заготовки, то в итоге полезно для отбойки горной массы ис-

пользуются лишь 14...21 % всего потраченного на резец металла, а 79...86 % исходного металла составляют отходы, а это высококачественная дорогостоящая сталь с высоким уровнем обработки. Значительное количество ТПП теряется в процессе отбойки горной массы ввиду ненадежности применяемого крепления. Помимо конструктивных особенностей и технологии изготовления на отходность резцов влияют их отказы.

По результатам промышленных испытаний резцов РШ фирмой "Горный инструмент" в очистных забоях шахт Кузбасса получены данные о причинах отказа этих резцов [3]. Согласно этим экспериментальным результатам, лишь 27 % резцов РШ вырабатывают свой ресурс полностью, перенося его на отбиваемую горную массу. Почти 50 % резцов выходят из строя преждевременно, не окупаясь, а 25 % теряются и несут шахтам прямые убытки. Таким образом, уровень отходности металла, используемого в процессах изготовления и эксплуатации резцов шахтных комбайнов, достигает 80...90 %, что является крайне расточительным для современного производства. Малый срок службы резцов определяет высокие затраты на закупку их большого количества, частую замену, доставку рабочими в забой большого количества металла.

Еще один недостаток нынешних комбайновых резцов обусловлен практически полным отсутствием их взаимозаменяемости. Даже в одном классе каждая марка комбайна оснащается только для него пригодными резцами. Отсутствие взаимозаменяемости резцов комбайнов разных марок сопровождается необходимостью приобретения и хранения на складах шахт большого ассортимента резцов, а при неожиданном повышении расхода одного из наименований резцов и исчерпанию запаса может вести к непредвиденным простоям комбайна. Решений по унификации резцов и упрощению процесса резцепользования в шахтах до сих пор не предлагалось.

Перечисленные недостатки обусловили потребность в разработке новой конструкции резца. Поиски возможностей по повышению срока службы горно-режущего инструмента и снижению металлоемкости процесса отбойки горной массы привели к разработке *резца РГП многоразового использования*. Повышенный результат эксплуатации резца до-

стигается изготовлением головки со сменной рабочей частью по особой технологии, являющейся ноу-хау НПП "Сибирские горнопромышленники" (г. Кемерово). После износа и снятия с комбайна такой резец не выбрасывается, а подвергается восстановлению. Пришедшая в негодность рабочая часть головки заменяется новой, после чего продукт становится пригодным к следующему циклу использования. Ожидается, что державка и часть головки, составляющие 70...80 % резца и сегодня выбрасываемые, будут служить на многоразовом резце РГП 5...7 циклов и более. Переход на оснащение комбайнов таким изделием обеспечивает снижение уровня отходности металла в процессе "резцеизготовление—резцепользование" с нынешних 90 до 18 % при пяти циклах и до 9 % — при десяти циклах использования резца. Стоимость восстановленного резца составит 50 % от первоначальной, что в разы повышает его экономичность по сравнению с уже достигнутой.

После изучения конструкции резцедержателей, их размеров и форм на комбайнах разных марок было найдено решение по хвостовику резца, одинаково пригодного для установки и крепления на комбайнах разных марок. Решение заключается в изготовлении на конце хвостовика ряда отверстий перпендикулярно его оси на определенных расстояниях от головки. После размещения в резцедержателе на хвостовик надевают шайбу и в соответствующее отверстие устанавливают шплицет. Подбор отверстия для крепления осуществляют исходя из длины втулки резцедержателя и исключения осевого перемещения резца. Установкой нескольких шайб различной толщины выбирают люфт резца при износе втулки, предотвращая его поломку при отбойке крепкой породы. Такая конструкция хвостовика и его крепления обеспечивает *универсальность резца* и надежность его фиксации, гарантируя от выпадений.

На рис. 1 представлены опытные образцы *универсальных резцов многоразового применения РГП 32-70/16УМ*, где 32 — диаметр хвостовика; 70 — длина головки, мм; 16 — диаметр твердосплавной вставки, мм; У — универсальный; М — многоразовый.

Такой резец РГП одинаково пригоден для использования на комбайнах: КП-21, КSW-460, П-110, МВ12, К-500 и др. Как следствие, умень-



Рис. 1. Универсальные резцы РГП многоразового применения на шахтных комбайнах

шается число позиций закупаемых шахтой резцов, упрощается работа снабженческой службы, снижаются необходимые запасы резцов на складах шахт, уменьшается вероятность остановки перечисленных выше комбайнов из-за отсутствия нужных резцов.

Опытные образцы разработанных многоразовых резцов испытаны в шахтах Кузбасса. Испытания первого резца были проведены ООО "Сибшахторудстрой" на комбайне КП-21 (заводской номер 49) в условиях ООО "Шахта Осинниковская" в июне 2011 г. Комбайн применялся при проведении по пласту Е-1 мощностью $m = 1,7$ м промежуточного штрека и вентиляционного уклона сечением $S = 19 \text{ м}^2$. Состав забоя: уголь 40 % крепостью $f = 1,0$ и порода (алевролит) 60 % крепостью $f = 4,0 \dots 5,0$ по шкале проф. М. М. Протодяконова. Резец был установлен во второй ряд короны комбайна 07.06.2011 г. За 2 мес испытаний комбайн прошел 130 пог. м выработки и отбил 2470 м^3 горной массы. Ежесуточный контроль состояния резца со стороны участкового механика Е. А. Моржина показал, что резец функционировал нормально, износ его происходил медленными темпами, сменная часть головки изнашивалась равномерно. За это время резцов РС было заменено на короне порядка 40 шт. Через 2 мес резец с равномерным износом головки на 30...35 % был утерян, вероятно, вследствие износа шплинта и несвоевременной его смены машинистом комбайна. Тем не менее испытания показали надежность конструкции и высокую работоспособность изделия.

Второй опытный образец резца РГП 25-67-63/16М успешно испытан на комбайне ГПКС в ООО "Шахта № 12" г. Киселевск. Резец был установлен машинистом комбайна К.А. Козловым в первый ряд короны 20.08.2011 г. Комбайн проходил выработку по пласту "Мощный" с крепостью угля $f = 1,3 \dots 1,5$ по шкале проф. М. М. Протодяконова и прослойками колчедана. Резец отработал больше месяца, комбайн за это время прошел порядка 120 пог. м выработки. По оценке машиниста резец работал хорошо, износ его был крайне незначителен. Однако последующая авария в шахте привела к длительной остановке, а затем и перегону комбайна в другую выработку. Комбайнер перешел работать на другую шахту и контроль над резцом был утерян.

Летом—осенью 2012 г. резцы многоразового применения были испытаны в ОАО "Шахта Первомайская" УК "Северный Кузбасс" на участке № 7 при проходке конвейерного штрека 412 сечением $16,5 \text{ м}^2$ комбайном КСП-35. Состав забоя: 30 % — уголь и 70 % — порода.

Уголь: угольный пласт № 24 средней мощностью 1,03 м, крепостью $f = 1 \dots 1,1$ по шкале проф. М. М. Протодяконова.

Порода: ложная кровля — песчаник среднезернистый светло-серый мощностью до 0,5 м, крепостью $f = 4 \dots 6$; основная кровля — песчаник среднезернистый светло-серый мощностью 0,5...0,8 м, крепостью $f = 5 \dots 11$; — почва: слой алевролита мощностью до 0,3 м, крепостью 4...6 и слой песчаника серого мощностью до 1 м, крепостью $f = 8 \dots 11$ по шкале проф. М. М. Протодяконова.

Ход испытаний. Два резца РГП 32-90-70/16М были установлены 04.07.2012 г. во второй ряд короны, оснащенной резцами РШ и Кеннаметал. Наблюдение за резцами проводил и.о. бригадира проходческой бригады В. Е. Ерешкин. Резцы прослужили до 14.07.2012 г. и были сняты с короны в связи с износом сменных головок. За 10 сут их эксплуатации были заменены 169 (!) резцов РШ и Кеннаметал. Ежесуточный расход этих резцов составлял 10...20 шт. при темпе проведения выработки 4...5 м/сут. При этом 10 резцов были утеряны из резцедержателей ввиду ненадежной фиксации. Комбайн прошел за этот период 50 пог. м выработки.



а)



б)

Рис. 2. Резцы РГП 33-87-70/16М многоразового применения на комбайне КСП-35:

а — до испытаний; б — после первого цикла испытаний



Рис. 3. Вид изношенных резцов:

слева — резцы марки Кеннаметал, справа — резцы марки РГПМ

Резцы РГПМ до и после первого цикла испытаний представлены на рис. 2.

Изношенные резцы были выданы из шахты для обследования. Характер и степень износа резцов разных марок представлены на рис. 3.

Резцы Кеннаметал имеют предельный износ после 1 сут эксплуатации и для дальнейшего применения непригодны. Резцы РГПМ имеют аналогичное состояние через 10 сут использования. Замена изношенных сменных головок делает их пригодными к последующей эксплуатации.

В дальнейшем были изготовлены новые сменные головки и установлены на испытываемые резцы. Решена возможность замены сменных головок резцам прямо в забое, без дополнительных приспособлений, что обеспечивает им хорошую ремонтпригодность. Резцы с новыми головками перед вторым циклом использования представлены на рис. 4.

Справа показаны изношенные в ходе первого цикла испытаний и замененные части резцов. Восстановленные резцы переданы шахте для дальнейших испытаний в ноябре 2012 г. Их эксплуатация на комбайне была продолжена. В конце мая 2013 г. было проведено совещание у директора шахты по рассмотрению хода испытаний резцов. Была отмечена их хорошая ремонтпригодность. К этому времени резцы выдержали семь циклов эксплуатации посредством замены изнашиваемых головок, ресурс которых составлял 50...80 пог. м проходки. Также отмечено, что если резцы РШ, фиксируемые металлическими скобами, те-



Рис. 4. Резцы РГП 33-87-70/16М перед вторым циклом эксплуатации



Рис. 5. Резцы РГП 33-87-70/16М перед восьмым циклом использования

рялись по 1...2 шт./сут, то у резцов РГП, фиксируемых пластиковыми стопорными полукольцами, потери отсутствовали.

На рис. 5 показано состояние резцов перед восьмым циклом испытаний.

По сообщению бригадира проходческой бригады, на дату передачи статьи в редакцию резец 1 за восьмой цикл испытаний отслужил проходку 56 м выработки, а резец 2 — 70 пог. м, после чего они были им сняты для подготовки к следующему этапу испытаний. Изношенные головки резцов были переданы автору статьи для исследования. Их состояние представлено на рис. 6.

Проводимые промышленные испытания разработанных многоразовых резцов для шахтных комбайнов показывают высокую надежность и износостойкость изделий новой конструкции, повышенный срок службы и хорошую ремонтпригодность, рентабельность более 500 %, что объясня-



Рис. 6. Состояние сменных головок после восьмого цикла испытаний резцов

ется в основном повышенным ресурсом режущей части (до 10 раз) и ее сменностью. Предлагаемое инновационное решение позволяет шахтам России, Казахстана, Украины и других стран существенно улучшить экономику и культуру реццепользования, снизив трудоемкость и затраты на отбойку горной массы и подняв уровень ресурсосбережения.

Список литературы

1. **Итоги** работы угольной промышленности России за 2012 год / составитель И. Г. Таразанов // Уголь. 2013. № 3. С. 78—90.
2. **Линник Ю. Н.** Анализ технико-экономических показателей работы отечественных и зарубежных механизированных комплексов для подземной добычи угля // Горный журнал. 2012. № 8. С. 19—23.
3. **Крестовоздвиженский П. Д.** Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: Дисс. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2011. 146 с.

УДК 622.67

С. Р. Ильин, канд. техн. наук, зав. лаб., ИГТМ им. Н. С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск
E-mail: iljin_sr@mail.ru

Динамическая реакция подъемного сосуда на внешние возмущения со стороны смежных звеньев шахтных подъемных установок

Статья посвящена исследованию динамического взаимодействия упругих звеньев шахтных подъемных установок и его влияния на безопасность работы системы "подъемный сосуд—армирование". Показано, что незначительные отклонения в работе вспомогательных звеньев шахтной подъемной установки от проектных параметров могут вызывать многократное хаотическое усиление негативных динамических реакций взаимодействия сосуда с жесткой арматурой.

Ключевые слова: шахтный подъем, шахтный ствол, армировка ствола, динамическая диагностика армирования.

S. R. Iljin

The Dynamic Response of Lifting Vessels to External Perturbations from Related Links Shaft Hoisting Installations

The article investigates the dynamic interaction of elastic links of mine hoist installations and its impact on the security of the system "lift vessel—a reinforcement". It is shown that slight variations in the subsidiary units of silo design parameters can cause multiple negative dynamic random amplification reactions of the vessel with a reinforcement tough.

Keywords: pit lift, mine shaft, reinforcement trunk, dynamic diagnostics reinforcement.

Общие положения

Шахтная подъемная установка (ШПУ) является протяженной, многосвязной динамической системой. В ней присутствуют звенья с жесткими ограничениями по критериям безопасности на допускаемые значения рабочих параметров и звенья с широкими допусками на пределы их изменения. При ее работе в некоторых случаях возможны сильные проявления взаимодействия динамических процессов, одновременно происходящих в разных, достаточно далеко локализованных друг от друга звеньях. Физико-механические характеристики отдельных элементов ШПУ и их целых систем непрерывно подвергаются деградиационным изменениям вследствие механического и коррозионного износа, смещения горных пород, ремонтных работ и пр.

Такие изменения происходят случайным образом. Они могут носить монотонный длительный характер, а могут происходить достаточно быстро за несколько десятков рабочих смен. Причем, с ростом степени деградации ее скорость значительно увеличивается. Это приводит к многократному нарушению проектной сбалансированности физико-механических параметров ШПУ и созданию условий для локальной активизации динамических процессов в ее отдельных звеньях.

Техническое состояние каждого из звеньев характеризуется набором определенных диагностических параметров. Допустимые значения некоторых из них в настоящее время определены действующими нормативными документами, для остальных параметров соответствующие нормы на допуски отсутствуют.

В работоспособном (исправном) техническом состоянии каждое из звеньев ШПУ должно работать в проектом динамическом режиме, исключая наличие нештатного влияния динамики смежных звеньев. В идеальном проектом состоянии вертикальное движение подъемного сосуда не должно влиять на его горизонтальное движение в проводниках жесткой армировки.

При наличии локальных дефектов нарушается динамическая изолированность процессов в отдельных звеньях и появляется непроектная перекачка энергии динамических процессов между звеньями и ее временная концентрация в движении одного звена или пары смежных звеньев. Такая перекачка соответствует непредвиденной активизации в системе резонансов и возбуждений различного типа (внешних, внутренних, в том числе параметрических, "биений", автоколебаний и т. п.).

Как известно, в реальном техническом состоянии оборудования ШПУ при длительных сроках эксплуатации именно величина вертикальной скорости подъема становится определяющим фактором влияния на уровень горизонтальных динамических нагрузок в системе "сосуд—армирование".

Наиболее опасные из этих резонансов, явно и аварийно проявившиеся на практике за время существования шахтного подъема, учтены в действующей проектной документации. Ряд других явлений, скрытых от внимания обслуживающего персонала, проявляются опосредованно, через цепочку динамических звеньев и выражаются в нарушении проектом режима работы отдельного звена, концентрирующего в своей работе дополнительную, сверхпроектную энергию за счет накопления и системного эффекта от суммарного влияния незначительных дефектов в работе других звеньев.

Такие явления еще не изучены и не отражены в нормативной документации по обслуживанию, наладке, диагностике и испытаниям оборудования ШПУ. Особенно это касается стволового оборудования ШПУ, эксплуатирующегося в условиях интенсивного коррозионного и механического износа армировки, минимальных допусков на амплитуды колебаний подъемных сосудов (20...30 мм) по сравнению с их габаритными размерами (10...20 м), малых допустимых отклонений проводников от вертикали (10 мм на смежных ярусах), больших контактных нагрузок в паре "сосуд—проводник", передающихся на расстрелы и крепь ствола.

Наиболее объективную информацию о фактических параметрах и особенностях технического состоянии оборудования ШПУ с длительными сроками эксплуатации дают специализированные обследования с аппаратными динамическими испытаниями подъемов на рабочих и специальных тестовых режимах с последующей системной компьютерной обработкой результатов.

В результате анализа данных многочисленных обследований и динамических испытаний систем "сосуд—армирование" шахтных стволов с определением их технического состояния и уровня эксплуатационной безопасности, проведенных Лабораторией проблем диагностики оборудования ШПК ИГТМ Н. С. Полякова НАН Украины, установлено, что **на протяжении жизненного цикла функционирования ствола от момента его строительства и до момента закрытия параметры технического состояния оборудования ствола по его участкам претерпевают существенные изменения. Отклонения от проектных значений могут достигать десятка раз.**

Согласно проекту, все ярусы армировки рассчитаны на то, чтобы работать в одинаковых условиях нагружения и на одном уровне противостоять нагрузкам со стороны подъемных сосудов и околоствольного массива, но уже в течение первых десяти лет эксплуатации в силу воздействия агрессивной среды, динамических нагрузок, сдвижения пород, ремонтных работ образуется резко **неоднородная по глубине ствола картина распределения уровней несущей способности элементов армировки** — проводников и расстрелов.

Примером может служить диаграмма уровней остаточных сечений проводников и расстрелов, полученная путем измерений на одном из рудоподъемных стволов (рис. 1). Здесь верхняя прямая показывает проектный уровень (100 %), а сплошные кривые — его фактические значения в развертке по ярусам армировки. Пунктиром отмечен уровень потери сечения 20 %, ниже которого объект должен подвергаться специальным обследованиям для оценки его технического состояния и уровня безопасности эксплуатации.

Видно, что, например, на балках центрального расстрела имеются аномальные участки вверху ствола (у ярусов №№ 60...50) потери сечения составляют до 90 % с соответствующим уровнем потери несущей способности, тогда как в среднем по стволу потеря сечения составляет 50...70 %.

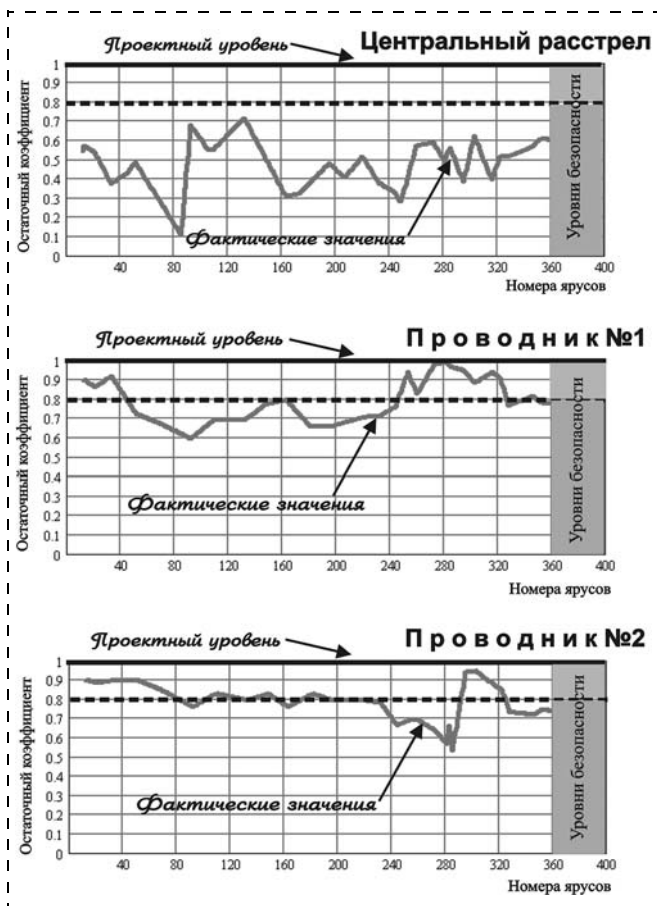


Рис. 1. Диаграмма уровней остаточного сечения элементов армировки рудоподъемного ствола

Для проводников эта картина уже другая. Первый проводник потерял до 40 % сечения вверху ствола, а второй имеет явную местную аномалию на участке ярусов №№ 270...280 и потерю сечения 50 % при общем уровне в стволе сохранения до 80 % сечения.

Аналогичный процесс потери однородности эксплуатационных свойств происходит и с геометрическими параметрами профилей проводников, по которым движутся подъемные сосуды. В силу этого образуется **геометрическая неоднородность** армировки по глубине ствола.

На рис. 2, а (см. 3-ю стр. обложки) показан профиль проводников в клетевом отделении рудоподъемного ствола. Он характерен для всех стволов, попавших в зону сдвижения горных пород. Между ярусами №№ 70...150 мы видим явную геометрическую аномалию отклонения проводников от вертикали. Понятно, что именно на таком участке взаимодействие сосуда с армировкой будет носить динамически неблагоприятный характер, особенно в условиях перехода на повы-

шенную скорость работы. На рис. 2, б (см. 3-ю стр. обложки) приведен пример винтообразного деформирования колеи из-за бокового смещения проводников.

Многочисленные экспериментальные и аналитические исследования геометрических и динамических характеристик систем "сосуд—армировка" показали, что кроме нормированных ЕПБ "отклонений на смежных ярусах" и "ширины колеи", в качестве основных геометрических параметров технического состояния системы проводников на каждом локальном участке ствола необходимо дополнительно ввести следующий комплекс:

"абсолютные углы набегания (наклона)" каждого проводника в лобовой и боковой плоскостях ($\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$);

"относительные углы набегания (наклона)" каждого проводника в лобовой и боковой плоскостях (определяются дифференцированием абсолютного угла по вертикальной координате с учетом мгновенной вертикальной скорости движения по участку);

"абсолютный угол закручивания колеи" вокруг вертикальной оси отделения α ;

"относительный угол закручивания колеи" вокруг вертикальной оси отделения (определяется дифференцированием абсолютного угла по вертикальной координате с учетом мгновенной вертикальной скорости движения по участку);

"угол отклонения продольной оси сосуда от вертикали";

"разность углов закручивания колеи на верхнем и нижнем поясах сосуда" ("угол скручивания колеи" на длине сосуда).

Первые четыре параметра вызывают возмущения движения сосуда в лобовой и боковой плоскостях и нарушение плавного безударного движения сосуда по проводникам с появлением ударно-циклического режима взаимодействия и повышенных нагрузок на проводники. Повышенные значения двух других параметров в большей степени представляют опасность для деформации корпуса и накопления усталостных повреждений самого подъемного сосуда.

Следующим видом неоднородности по глубине ствола является режим работы подъемной машины (**кинематическая неоднородность**). На рис. 3 показана диаграмма окружной скорости барабана подъемной машины клетевое отделение ЖРК. На диаграмме видно, что в соответствии с требова-

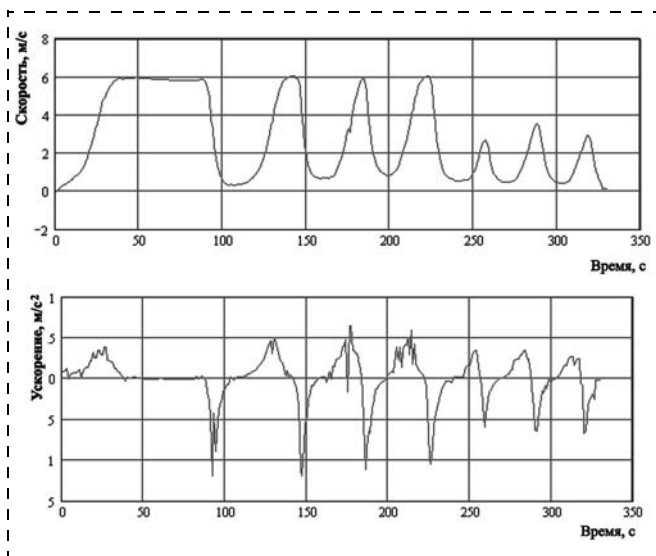


Рис. 3. Диаграмма окружной скорости и ускорения барабана подъемной машины клетового отделения ствола

ниями ЕПБ на каждом рабочем горизонте происходит замедление подъемного сосуда до 0,5...1,0 м/с. Ниже показан график, полученный дифференцированием этой диаграммы. На нем видно, что всплески вертикального ускорения подъемного сосуда в отдельные моменты времени достигают 4...5 м/с² и приходится именно на участки местного замедления подъемного сосуда.

Наши исследования показали, что в точках ствола, где происходит резкое изменение скорости подъемного сосуда, особенно при срабатывании предохранительного тормоза, за счет возбуждения вертикальных колебаний сосуда на упругом канате в некоторых случаях возникают горизонтальные удары сосуда по проводникам, в несколько раз большие (до 4—6 раз), чем при движении с постоянной скоростью. Повторяясь от цикла к циклу, они способствуют накоплению усталостных повреждений в проводниках и расстрелах, образованию трещин по сварным швам, ослаблению узлов крепления проводников, расшатыванию расстрелов в местах заделки в крепь.

Все эти неоднородности одновременно и постоянно, медленно меняясь от года к году, влияют на процесс динамического взаимодействия сосудов с арматурой на каждом участке ярусов, которые он проходит. В результате такого наложения образуется своеобразная **динамическая неоднородность** нагружения арматуры по глубине ствола со своим средним уровнем и участками динамических аномалий (рис. 4, см. 4-ю стр. обложки).

Для иллюстрации взаимодействия динамических процессов между звеньями ШПУ и их влияния на параметры технического состояния оборудования разработан базовый вариант укрупненной *графической схемы* (динамический граф ШПУ) [1].

Узлы схемы (вершины графа) отражают динамические процессы и свойства звеньев, связи описывают физические механизмы передачи энергии между звеньями. Разбивая узлы этой схемы на более мелкие составляющие блоки, можно получить подробный атлас энергетического взаимодействия процессов с любой степенью детализации.

На этой схеме можно наглядно проследить все возможные каналы перехода энергии динамических процессов при работе каждого звена ШПУ через последовательную цепочку связей в другое, достаточно отдаленное от него звено. Также можно увидеть, какие источники могут влиять на конкретные параметры технического состояния ШПУ, как это влияние может суммироваться от нескольких источников и локализоваться в отдельном звене, вызывая выход его параметров технического состояния за допустимые пределы.

Построив на графе локальную цепочку каналов (в терминологии теории графов — маршрут) влияния между любыми, связанными между собой по схеме процессами и свойствами звеньев, можно разработать соответствующую ей математическую модель, определить, какие из каналов и параметров взаимовлияния еще не изучены или не описаны в литературе, поставить соответствующие задачи научных исследований.

Для многосвязных систем с изменяющимися во время эксплуатации свойствами характерной особенностью является то, что постоянно накапливающиеся диспропорции в какой-то момент времени вдруг сходятся в неустойчивой точке и начинают обрушивать всю конструкцию (кумулятивный эффект). В шахтной подъемной установке главным рабочим органом и самым динамически неустойчивым звеном является система "сосуд—армировка".

На рис. 5 показана схема, отображающая физический механизм возникновения повышенного влияния всплесков вертикального ускорения сосуда *W* на его горизонтальные колебания в армировке при непроектном горизонтальном смещении груза относительно оси каната. Смещение центра масс груза приводит к наклону сосуда, а при взаимодействии с искривленными проводниками № 2

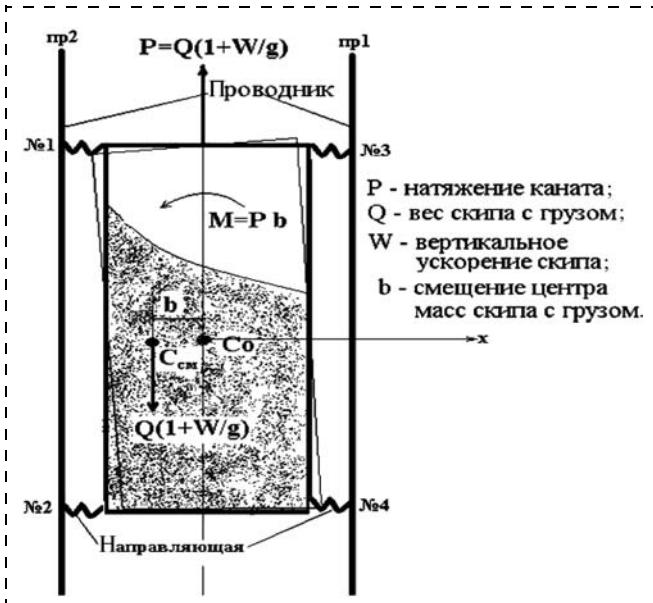


Рис. 5. Схема взаимодействия в системе "канат—груз—сосуд—армировка"

по направляющей № 1 на верхнем поясе и проводника № 1 по направляющей № 4 на нижнем, возбуждению его угловых колебаний вокруг центра масс.

Этот процесс легко обнаружить на участках изломов традиционной пятипериодной диаграммы скорости при аппаратурных динамических измерениях в стволе. Повторяясь от цикла к циклу в течение 200...300 раз за рабочий день, такие всплески горизонтальных нагрузок способствуют ускоренному истиранию проводников на этих участках, расшатыванию узлов крепления, что может являться главной причиной их спонтанного разрушения. В качестве примера этого явления приведены осциллограммы вертикальных ускорений и горизонтальных нагрузок на армировку при спуске клетки (рис. 6).

Видно, что при каждом замедлении на рабочих горизонтах от 300-й до 450-й секунды движения синхронно возникали всплески вертикального ускорения клетки до $1...1,2 \text{ м/с}^2$ и горизонтальные нагрузки на проводники до $15...18 \text{ кН}$. На вышележащих участках всплески горизонтальных нагрузок до $25...30 \text{ кН}$ происходили на участке движения с постоянной максимальной скоростью 4 м/с и были вызваны нарушениями вертикальности проводников.

Кроме того, при кратных соотношениях частот собственных вертикальных и угловых колебаний сосуда с упругими направляющими возникает яв-

ление параметрической неустойчивости в системе "сосуд—армировка", которое особенно сильно проявляется при срабатывании предохранительного тормоза, вызывая длительный рост горизонтальных колебаний сосуда с ударами по жестким проводникам или повышенные деформации гибкой армировки.

Движение подъемных сосудов по паре упругих проводников, имеющих изломы профилей на ярусах, носит ударный хаотический характер. Это обусловлено тем, что малые различия в углах наклона проводников на разных ярусах, параметрах диаграмм скорости подъема, загрузки, расстояний между ярусами армировки, опорной жесткости проводников приводят к непредсказуемо большим разбросам в контактных нагрузках и точках их приложения к проводникам на протяжении

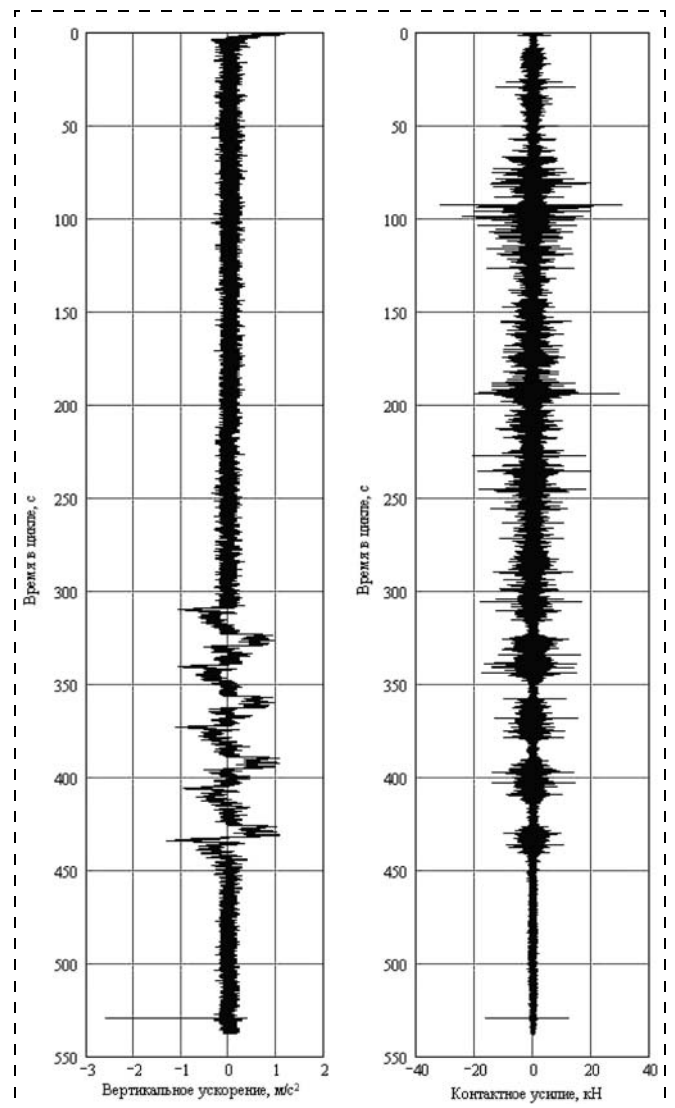


Рис. 6. Вертикальные ускорения и горизонтальные нагрузки на армировку при спуске клетки

одних и тех же коротких участков ствола длиной 2—3 высоты сосуда.

Такая реакция происходит из-за того, что в относительном движении рабочие поверхности проводников набегают на жесткие направляющие башмаки сосуда, горизонтально колеблющегося на упругих роликоопорах, с некоторой скоростью, а соударение может происходить по набегающей грани переднего фронта излома профиля или отклоняющейся грани заднего фронта в точке с неопределенной глубинной координатой. Даже на протяжении одного шага армировки соударение может происходить как в середине пролета, так и ближе к его концам в районах опорных ярусов в точках с разной опорной жесткостью.

Жесткости проводников (в пролетах и в ярусах) в разных стволах могут существенно различаться между собой в несколько раз. Кроме того, они могут существенно различаться для двух противостоящих проводников одного сосуда из-за наличия вспомогательных упоров в конструкциях ярусов армировки. Для основных рудоподъемных ство-

лов Украины эти жесткости лежат в пределах от $0,27 \cdot 10^4$ до $1,89 \cdot 10^4$ кН/м.

На рис. 7 представлена схема, отражающая физическую природу появления большого разброса амплитуд контактных нагрузок на одних и тех же ярусах в системе "сосуд—армировка" в серии различных рабочих циклов спуска/подъема.

Приняты обозначения: V^- , V^+ — соответственно скорости башмака до и после ударного контакта; $V_{пр1}$, $V_{пр2}$ — скорости набегания на сосуд 1-го и 2-го проводников в пролете между ярусами относительно крепи ствола; α — угол наклона проводника в пролете к вертикали; $V_{под}$ — вертикальная скорость сосуда (скорость подъема).

Такая же картина взаимодействия происходит одновременно и на нижнем поясе сосуда. Кроме того, качественно идентично происходит взаимодействие башмаков с проводниками в боковой плоскости проводников. Отличие последнего случая только в том, что там набегающая и отклоняющаяся грани принадлежат одному и тому же проводнику.

Среди ярусов с набегающими передними фронтами наиболее "энергетичными" (добавляющими энергию сосуду при ударе) являются пролеты с наибольшим углом отклонения от вертикали. На участке движения с максимальной скоростью эти пролеты будут иметь наибольшую скорость набегания проводника на башмак. Параметром, характеризующим эту скорость, является кинетическая энергия возмущений. Чем больше опорная жесткость проводников, тем большую энергию возмущения передает искривленный профиль сосуду.

Если длина участка ствола с постоянным углом наклона проводника меньше длины пути, который сосуд проходит по вертикали за период между двумя последовательными соударениями (период горизонтальных колебаний в ударном режиме), то в зависимости от фазы колебаний, с которой сосуд попадает на участок с изломами профиля, этап сближения и соударения башмака с проводником может попасть на любой из пролетов с набегающими или отходящими гранями проводников. Например, на участке с максимальной скоростью 10 м/с при шаге армировки 3 м и частоте колебаний 1 Гц базовый участок занимает 3,3 яруса.

Так как проводники являются для сосуда упругими ограничителями колебаний и одновременно их возбудителями, то при наличии упругих амортизаторов полное колебание будет являться супер-

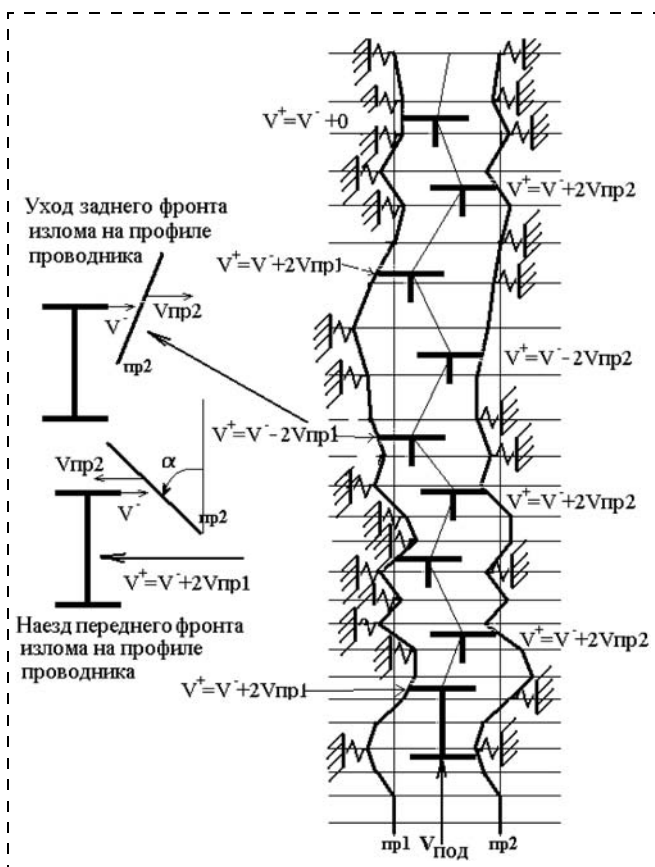


Рис. 7. Кинематическая схема лобового взаимодействия жестких направляющих верхнего пояса подъемного сосуда с упругими проводниками на участках искривления профиля (случай абсолютно упругого соударения)

позицией собственного и вынужденного колебаний и, даже при постоянной на участке вынуждающей частоте, будет гармоническим только в случае кратного соотношения частот. Кратное сочетание частот на длительном интервале времени практически невозможно в силу переменности параметров профиля по глубине ствола и является еще одной физической причиной хаотичности динамического взаимодействия сосудов с проводниками жесткой армировки.

В том случае, когда сосуд попадает на участок длительной серии соударений с противоположными набегающими гранями проводников, горизонтальная скорость его перемещения в колее возрастает от удара к удару. Обратный процесс происходит, когда сосуд выходит из участка с интенсивными соударениями. При переходе на участок со спрямленным профилем энергия колебаний за счет рассеивания уменьшается, что приводит к соответствующему уменьшению амплитуды усилий и частоты колебаний.

Таким образом, частота ударно-колебательного процесса является амплитудно-зависимой величиной. Она растет с ростом амплитуды контактных усилий и скорости перемещения сосуда в створе проводников (кинетической энергии горизонтального движения сосуда).

Установлено, что малые изменения в функциях загрузки сосуда, характера диаграммы скорости (диаграмм, имеющих малые отклонения — до 5...7 %) по амплитуде мгновенной скорости и ее глубинной координате, отклонения центра тяжести от вертикальной оси подвеса сосуда на канате) приводят к отклонениям в дальнейшем горизонтальном поведении сосуда на одном пролете в несколько раз (нагрузки непредсказуемо могут меняться от 0 до 100...200 кН на разных циклах). При этом динамическая реакция башмака сосуда на *i*-м пролете определяется его фазой по относительной скорости к грани проводника на предыдущем пролете.

Такой процесс является хаотическим, и только серия длительных аппаратурных измерений может выявить наиболее "вероятные" изменения в выходной реакции сосуда в данных промышленных условиях. При этом всегда остается некоторый риск в том, что в какой-то момент времени на систему будут поданы не проявившиеся ранее воздействия, и ее реакция окажется сильнее по усилиям, чем на предыдущих испытаниях. Это подтвержда-

ется тем, что при динамических испытаниях многократно фиксировались случаи, в которых на одном и том же пролете какой-то один проезд на пониженной скорости давал в несколько раз большие динамические нагрузки, чем все остальные проезды на скорости в 1,5—2 раза большей.

Значения амплитуд пиковых реакций сосуда будут тем большими, чем больше углы наклона проводников в пролетах. При стабильной работе системы управления ШПМ и загрузки сосуда внешние воздействия на сосуд будут максимально идентичными на всех рабочих циклах, поэтому аппаратурная динамическая диагностика в таких условиях выявит наиболее вероятную серию откликов системы и выявит реализующиеся на них максимальные динамические перегрузки. Такую стабильность могут реализовать только цифровые системы управления скоростью и контроля загрузки.

Измерения и расчеты показывают, что пиковые нагрузки хоть и с различной амплитудой, но концентрируются вокруг одного—двух пролетов на серии однотипных проездов или на более протяженном участке в 5...10 ярусов. В некоторых стволах они распределены по глубине более-менее равномерно с близкими амплитудами, в других приурочены к одному или нескольким коротким участкам.

Так как работа подъемной установки является циклическим процессом спуска/подъема по одной и той же трассе движения, то сосуд за время одного проезда совершает конечное число ударных взаимодействий с проводниками. Их число может изменяться от нуля, при реализации проектного безударного режима движения, до некоторого максимально возможного значения, которое определяется интенсивностью нарастания амплитуды контактных нагрузок. В свою очередь, эта интенсивность тем больше, чем большее число раз башмаки столкнутся с набегающими гранями.

На рис. 8 (см. 4-ю стр. обложки) приведен сводный график скорости подъема груженого скипа, распределения числа ударов по паре противостоящих проводников двумя верхними башмаками, амплитуды ударных нагрузок на каждом пролете между ярусами армировки, полученный на основании обработки данных аппаратурных динамических испытаний системы "скип—армировка".

Очевидно, что максимально возможная накачка энергии будет соответствовать случаю, когда все рабочие грани башмаков, расположенные в одной

плоскости (в лобовой — 4 грани, в боковой — 8 граней) будут при каждом полупериоде колебаний сосуда в зазоре по соответствующей степени свободы вступать в контакт с набегающими гранями проводников.

На рисунке видно, что наибольшие значения частоты и амплитуды ударов приходятся на участки движения с максимальной скоростью. По кривой 2 видно, что максимальное число ударов по пролету проводников верхним поясом скипа находится в интервале от 5 до 10. По кривым 2 и 3 видно, что наибольшее число ударов (10) с максимальной амплитудой в данном подъеме испытывают пролеты проводников, которые скип проходит на интервале времени 115...128 с. Такое же число ударов испытывают пролеты, которые скип проходит между 142-й и 150-й секундами, но амплитуда нагрузок на них на 25 % меньше.

Кроме того, видно, что на 40-й секунде подъема в результате излома на диаграмме скорости, вызванным неплавной работой подъемной машины, на соответствующем пролете армировки возбуждается ударный режим взаимодействия скипа с проводниками, в течение которого они испытывают пять жестких ударов с незначительной амплитудой контактных нагрузок. Такое же явление видно и на участке замедления с изломом диаграммы скорости между 160-й и 170-й секундами (число ударов 5...7, амплитуда нагрузок до 8 кН).

Это говорит о том, что разные пролеты ярусов за время одного проезда сосуда будут испытывать различные суммарные ударные воздействия, которые, главным образом, определяют их остаточный ресурс по усталостной долговечности металла и скорости их механического износа.

Для ранжирования динамического воздействия на армировку по данным аппаратурных испытаний удобно определить суммарную энергию ударных сил, которую сосуд передает проводникам в

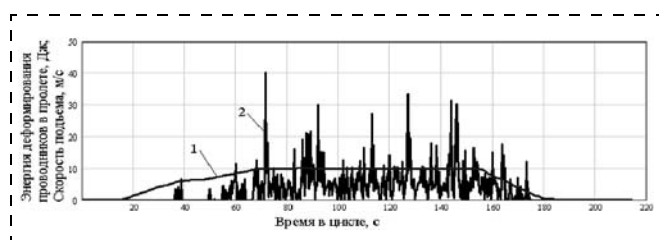


Рис. 9. Графики распределения энергии деформирования проводников и скорости подъема в развертке по времени в цикле для скипа: 1 — скорость подъема, м/с; 2 — суммарная энергия деформирования проводников в пролете, Дж

каждом пролете, как сумму потенциальных энергий упругого деформирования пролета во время каждого удара. Средняя жесткость пролета $C_{арм}$.

В этом случае суммарная потенциальная энергия на i -м ярусе определяется по формуле

$$P_i = \frac{1}{2C_{арм}} \sum_{k=1}^{N_i} F_{k,i}^2,$$

где P_i — суммарная потенциальная энергия упругого деформирования проводника на i -м пролете в течение N_i ударов с максимальным усилием $F_{k,i}$; k — порядковый номер удара в пролете.

На рис. 9 приведены графики скорости подъема скипа и суммарной энергии, полученной пролетами проводников армировки, в развертке по времени в цикле для того же отделения ствола.

Параметр "полная энергия ударов" является самостоятельной поярусной диагностической характеристикой динамической нагруженности элементов армировки, необходимой для прогноза их долговечности, наряду с максимальным значением ударной нагрузки в пролете, которое служит для определения минимального мгновенного остаточного запаса прочности конструкций яруса.

В итоге определение степени безопасности поярусного уровня динамической нагруженности каждого из проводников и расстрелов армировки по параметру "запас прочности", с учетом их износа, может быть представлено в виде диаграммы, приведенной на рис. 10 (см. 4-ю стр. обложки) для проводника одного из рудоподъемных стволов. Графики показывают, что допустимые нагрузки для значений запаса прочности 1,0, 1,5 и 2,15, зависящие от износа проводника, по глубине ствола распределены очень неравномерно и разнятся по уровню до 2,5 раз. На диаграмме представлен протяженный участок ствола от 82-го до 130-го ярусов, на котором значения фактических эксплуатационных нагрузок в лобовой плоскости имеют потенциально опасный уровень, близкий к предельно допустимому ($n = 1,0$).

Выводы

1. При длительной эксплуатации ШПУ в состоянии накапливающегося повышенного износа оборудования, влияния сдвигения горных пород, многочисленных ремонтных работ динамическое взаимодействие звеньев приобретает свойство интенсивной суперпозиции с опасностью спонтан-

ного разрушения основных несущих конструкций, утрачивая проектный безопасный характер.

2. Существующий перечень нормированных параметров и критериев технического состояния не отражает полной картины причинно-следственных связей между параметрами работы ШПУ и уровнем безопасности систем "сосуд—армировка" при длительной эксплуатации.

3. В условиях длительной эксплуатации и повышенного износа для обеспечения адекватности представления картины причинно-следственных связей между параметрами оборудования и уровнем безопасности систем "сосуд—армировка" необходимо расширение нормируемых параметров и критериев их классификации по уровням аварийной опасности.

4. Для повышения безопасности систем "сосуд—армировка" необходимо обеспечение реализации максимально идентичных диаграмм скорости спуска/подъема сосудов, что достигается применением цифровых систем управления ШПУ.

5. Безопасная эксплуатация стволов с длительными сроками работы требует активного участия органов Госназдорхрантруда в работах, связанных с оперативным и своевременным обследованием и определением технического состояния подъемного оборудования, объективным установлением фактического уровня его эксплуатационной безопасности на основе применения наиболее современных информационных технологий, технических средств, нормативного, научного, методического и организационного обеспечения.

Список литературы

1. Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В. Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем "сосуд—армировка" портативными измерительными станциями // Горное оборудование и электромеханика. № 1. 2013. С. 2—8.

УДК 622.6

П. А. Зыков, канд. техн. наук, доц., филиал КузГТУ, г. Новокузнецк

E-mail: ZykovPetr@yandex.ru

Методика оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия

Предложена методика, позволяющая проводить выбор карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов с оптимальными для заданных горно-геологических и технических условий параметрами путем количественной оценки качества их функционирования.

Ключевые слова: одноковшовые гидравлические экскаваторы, показатели качества, оптимальные параметры, методика, условия эксплуатации.

P. A. Zykov

The Technique of Optimal Choice of the Model of Single-Bucket Hydraulic Excavator under the Given Geological and Technical Conditions

Proposed a method for, which allows a choice of single-bucket hydraulic excavators with optimal for a given geological and technical conditions of the parameters by means of quantifying the quality of their performance.

Keywords: single-bucket hydraulic excavators, indicator of quality, optimal parameters, methods, operating conditions.

Введение

Карьерные одноковшовые экскаваторы являются основным выемочным оборудованием на карьерах, они выполняют более 80 % общего объема работ. В связи с этим качество выполнения ими своей функции в наибольшей степени определяет эффективную работу всего горно-добывающего предприятия.

В настоящее время на горных предприятиях идет процесс технического перевооружения экскаваторного парка за счет внедрения нового поколения выемочно-погрузочных машин с гидравлическим приводом. Основными проблемами, с которыми сталкиваются горные предприятия при выборе моделей карьерных гидравлических экскаваторов для своих условий, является отсутствие:

- системы определения качества функционирования экскаватора в горно-геологических и технических условиях;
- методики обоснованного выбора экскаваторов из многообразия моделей;
- системы выбора оптимальных параметров экскаватора по критерию качества для условий эксплуатации;
- электронных каталогов карьерной техники, позволяющих сравнивать параметры экскаваторов между собой;
- программных средств, позволяющих осуществлять подбор экскаваторов для заданных условий эксплуатации.

В связи с этим актуальной задачей является разработка научно обоснованной методики оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия горного предприятия, а также реализации этой методики с помощью программных средств.

Методика оценки качества функционирования экскаватора

Обеспечение показателей работы экскаватора в заданных условиях с учетом технических, технологических и эксплуатационных требований во многом зависит от качества выполнения им процесса экскавации. Качество экскаватора может проявиться только в процессе выполнения им своей функции в соответствии с назначением — при экскавации горной массы в определенных усло-

виях эксплуатации, и экскаватор нельзя рассматривать в отрыве от этих элементов общей системы экскавации "экскаватор — горная масса — человек — внешняя среда".

Основной целью оценки качества взаимодействия экскаваторов с разрабатываемой горной массой и внешней средой как элементов общей системы экскавации является установление того, насколько эффективно каждый из них выполняет свою функцию в конкретных горно-геологических и технических условиях. Оценка качества позволит научно обоснованно решать проблему выбора карьерных экскаваторов для условий конкретного горного предприятия.

В настоящее время наибольшее распространение и развитие получили комплексные методы оценки качества, которые основаны на применении обобщенного показателя качества продукции. Обобщенный показатель представляет собой функцию от единичных (групповых комплексных) показателей качества продукции. Он может быть выражен: главным показателем, отражающим основное назначение продукции; интегральным показателем качества продукции; средневзвешенным показателем.

В общем случае количественное определение комплексного показателя качества предполагает выполнение следующих операций:

получение значений единичных показателей качества в одном масштабе путем приведения их к некоторым относительным (обычно безразмерным) единицам;

определение весовостей единичных показателей качества;

вычисление средневзвешенного показателя, который и принимается за обобщенный показатель качества.

Большинство методик комплексной оценки качества предусматривает выполнение всех этих операций. Различие этих методик заключается в подходах к выбору базового образца (эталона), определению зависимости между показателями отдельных свойств и их оценками, определению весовости этих свойств и способу суммирования единичных оценок качества в обобщенную оценку.

Проведенный анализ существующих методик качества показал, что, как и для большинства горных машин, наиболее приемлемым аналогом для

оценки технического уровня карьерных одноковшовых экскаваторов является методика проф. Г. И. Солода [1, 2], которая основывается на фундаментальных принципах квалиметрии и позволяет количественно оценивать технический уровень и качество функционально однородных машин разных типов, типоразмеров и конструктивных исполнений.

Алгоритм выбора модели экскаватора

На основе методики [1, 2] разработан алгоритм выбора модели экскаватора для условий конкретного горного предприятия (рис. 1). Данный алгоритм является также основой для создания программного комплекса, который, в свою очередь, позволит:

количественно оценить, насколько эффективно та или иная модель экскаватора будет выполнять свою функцию в условиях конкретного горно-добывающего предприятия;

выбрать модель экскаватора с оптимальными параметрами для заданных условий эксплуатации;

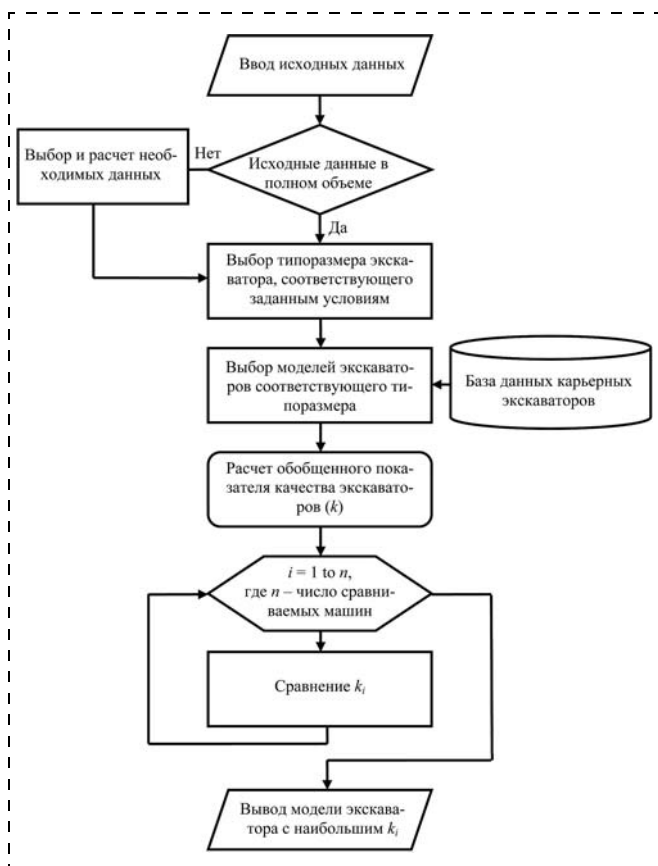


Рис. 1. Алгоритм выбора модели экскаватора

определить оптимальные параметры экскаватора для обоснования технического задания на его проектирование;

использовать актуальный каталог карьерных экскаваторов, обновляющийся через сеть Интернет;

сравнивать технические характеристики моделей между собой и др.

Алгоритм включает в себя следующие основные этапы:

ввод, выбор и расчет исходных данных;

выбор типоразмера экскаватора, соответствующего заданным условиям, на основе исходных данных;

выбор моделей экскаваторов, соответствующих выбранному типоразмеру, из базы данных;

определение модели экскаватора с наибольшим значением обобщенного показателя технического уровня.

Выбор исходных данных и типоразмера экскаватора

Исходными данными для выбора экскаватора являются: высота забоя, радиус выгрузки в транспортное средство, угол поворота на разгрузку, плотность горной массы, удельное сопротивление копанию, коэффициент разрыхления горной массы, коэффициент наполнения ковша, требуемая производительность (техническая, эксплуатационная) экскаватора, режим работы экскаватора, тип и модель карьерного транспорта, квалификация машиниста экскаватора, среднегодовая температура воздуха.

При выборе карьерного экскаватора следует руководствоваться следующими основными требованиями:

в комплекс оборудования должны входить только машины, паспортные характеристики которых соответствуют горно-технологическим характеристикам пород при выполнении каждого процесса;

выемочное оборудование должно соответствовать принятым системам разработки и вскрытия, размерам и форме карьера, его мощности, сроку строительства и эксплуатации, организационным условиям ведения горных работ;

экскаваторы должны быть типовыми и серийными, чтобы была возможна замена;

коэффициент резерва мощности и технической производительности отдельных машин по срав-

нению со среднечасовыми показателями их работы в соответствии с характером горного производства должен быть не более 1,5...1,7 при разработке скальных и разнородных пород и не менее 1,2...1,3 при разработке мягких пород.

Если экскаватор будет использоваться в забое с уже известными геометрическими размерами и формой, то выбор типоразмера экскаватора будет ограничиваться рабочими размерами забоя. Оптимальная высота (глубина) забоя должна быть достаточной для заполнения ковша экскаватора за одно черпание, она должна быть равна вертикальному расстоянию от горизонта стоянки экскаватора до уровня напорного вала, умноженному на коэффициент 1,2:

$$h_{\text{опт}} = 1,2M,$$

где M — высота напорного вала над уровнем стоянки, м.

В технической характеристике экскаваторов любой марки приведены, как правило, максимальные их показатели: радиусы копания, выгрузки, высота выгрузки и др. Работа на максимальных для данной машины параметрах приводит к ее быстрому износу и, как следствие, к снижению ее производительности. Поэтому для производства земляных работ следует принимать оптимальные рабочие параметры, составляющие 0,9 максимальных паспортных данных Π_{max} , а именно

$$\Pi_{\text{опт}} = 0,9\Pi_{\text{max}}.$$

Если параметры забоя не заданы, то типоразмер экскаватора может ограничиваться емкостью кузова карьерного транспорта. В этом случае емкость ковша экскаватора можно определить исходя из оптимального отношения емкости ковша и кузова автосамосвала. Оптимальным считается отношение $n = 4...6$.

Типоразмер машины также может ограничиваться мощностью карьера. Тогда выбор модели экскаватора проводится в соответствии с суммарной емкостью ковша экскаватора, м^3 :

$$E = \frac{A_{\Gamma} t_{\text{ц}} K_{\text{р}}}{3600 T_{\text{см}} n_{\text{см}} N_{\text{р}} K_{\text{н}} K_{\text{и}}},$$

где A_{Γ} — годовая производительность карьера по горной массе, $\text{м}^3/\text{год}$; $t_{\text{ц}}$ — время рабочего цикла экскаватора, с; $T_{\text{см}}$ — продолжительность смены, ч;

$n_{\text{см}}$ — число смен; $N_{\text{р}}$ — число рабочих дней экскаватора, сут; $K_{\text{н}}$ — коэффициент наполнения; $K_{\text{и}}$ — коэффициент использования экскаватора во времени.

Модель карьерного экскаватора выбирается из базы данных, которая формируется из моделей экскаваторов, выпускающихся серийно в России и за рубежом. В базу данных заносятся основные технические и эксплуатационные параметры машин.

Обобщенный показатель качества экскаватора

Расчет обобщенного показателя качества экскаваторов осуществляется по алгоритму, в соответствии с методикой [1, 2], представленному на рис. 2.

Для оценки качества машины необходимо иметь функциональный критерий взаимодействия элементов системы "экскаватор—горная масса—человек—внешняя среда".

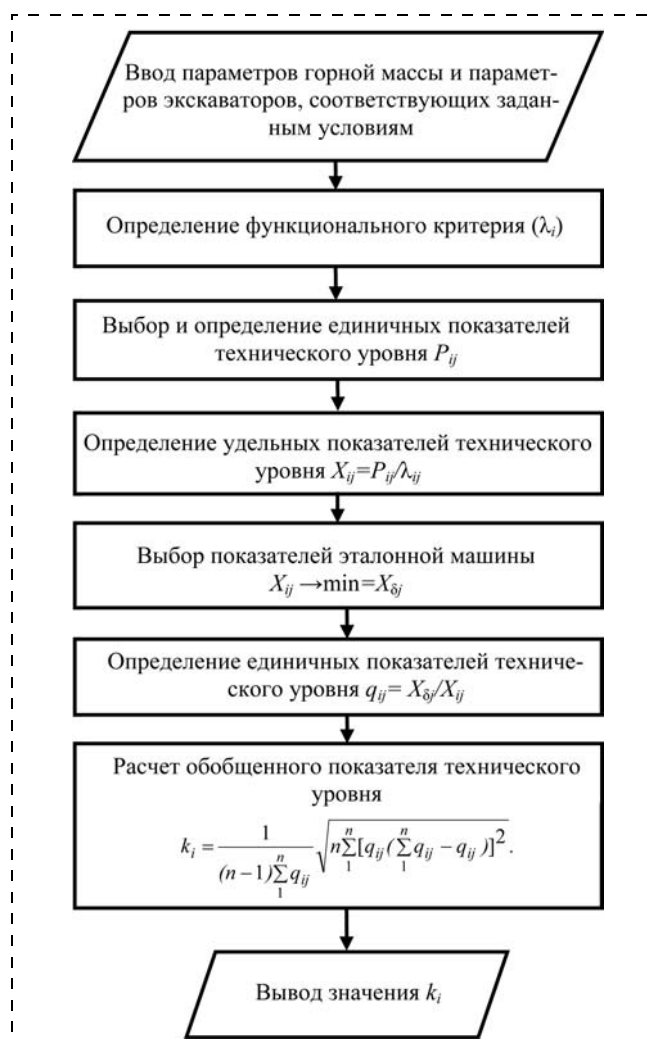


Рис. 2. Алгоритм расчета обобщенного показателя качества экскаваторов

Функциональный критерий оценки качества карьерных одноковшовых экскаваторов типа "прямая лопата" в соответствии с [3] определяется выражением

$$\lambda = \frac{3600}{t_{ц}} \left[k_f + 0,5\rho_n g \left(h_k + \frac{\pi}{225g} (nR_B)^2 \right) \right], \text{ кВт/м}^3,$$

где k_f — удельное сопротивление породы копанью, кПа; ρ_n — плотность горной массы, т/м³; h_k — наибольшая высота копания экскаватора, м; n — скорость поворота платформы, рад/с; R_B — наибольший радиус выгрузки, м; g — ускорение свободного падения, м/с².

Однако функциональный критерий [3] предназначен для оценки качества экскаваторов на стадии проектирования, когда еще не известны горно-геологические, технические и другие параметры, поэтому для оценки качества функционирования экскаватора в определенных условиях горного предприятия он не может быть использован.

При определении функционального критерия для заданных условий эксплуатации необходимо воспользоваться, во-первых, эксплуатационной производительностью и, во-вторых, учесть коэффициенты разрыхления и наполнения ковша, которые в [3] принимались равными единице.

Эксплуатационная производительность определяется выражением

$$П_э = \frac{3600 E_k k_H k_B k_{KB}}{t_{ц} k_p}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где E_k — емкость ковша экскаватора, м³; k_H — коэффициент наполнения ковша; k_p — коэффициент разрыхления горной массы; k_B — коэффициент использования рабочего времени экскаватора; k_{KB} — коэффициент, учитывающий квалификацию машиниста и качество управления.

Учитывая вышеизложенное, можно записать следующие выражения для расчета функционального критерия в определенных условиях эксплуатации:

для одноковшовых экскаваторов типа "прямая лопата":

$$\lambda' = \frac{3600 k_H k_B k_{KB}}{t_{ц} k_p} \left[k_f + \frac{k_H}{k_p} \rho_n g \left(\frac{h_k}{2} + \frac{\pi^2}{900 \alpha g} (nR_B)^2 \right) \right], \text{ кВт/м}^3;$$

для карьерных одноковшовых экскаваторов типа "обратная лопата":

$$\lambda' = \frac{3600 k_H k_B k_{KB}}{t_{ц} k_p} \times \left[k_f + \frac{k_H}{k_p} \rho_n g \left(\left(\frac{h_k}{2} + h_B \right) + \frac{\pi^2}{900 \alpha g} (nR_B)^2 \right) \right], \text{ кВт/м}^3,$$

где α — угол поворота экскаватора на разгрузку, °; h_B — наибольшая высота выгрузки экскаватора, м.

Следующий этап — выбор единичных показателей качества экскаватора. При выборе показателей необходимо иметь в виду следующие принципы [2]:

параметры, которые использовались при определении функционального критерия, не могут использоваться повторно в качестве единичных показателей;

выбранные параметры должны быть представительными, что обеспечит достоверность полученных результатов. Представительный критерий (параметр), как гласит одно из положений системотехники, характеризует выполнение простого и четкого правила: большему значению критерия однозначно соответствует лучшая или худшая система;

в номенклатуру не должны входить параметры, которые согласованы, т. е. прямо определяют друг друга, поскольку согласованные параметры несут одинаковую информацию.

Показатели качества выбираются из [4], причем первостепенное значение имеют показатели назначения, надежности, технологичности и существенно меньшее — остальные группы показателей, что связано с выбранным критерием. Также для уменьшения числа показателей некоторые из параметров можно привести к удельному виду (достоинством любых удельных показателей является то, что они объединяют в себе несколько абсолютных), что вполне соответствует принципам квалиметрии. Удельные показатели качества карьерных экскаваторов приведены в работе [5].

Программный комплекс для оптимального выбора экскаватора

Реализацию методики выбора оптимальной модели экскаватора можно осуществить путем создания программного комплекса, который может объ-

Заключение

Предложенная методика оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия позволит проводить научно обоснованный выбор экскаваторов, обладающих оптимальными для заданных условий параметрами. Методика может быть использована горными предприятиями как основа для выбора наиболее подходящих для своих условий моделей. Выбор оптимальной модели экскаватора позволит снизить затраты, которые возникают в связи со снижением производительности машины при необоснованном ее выборе.

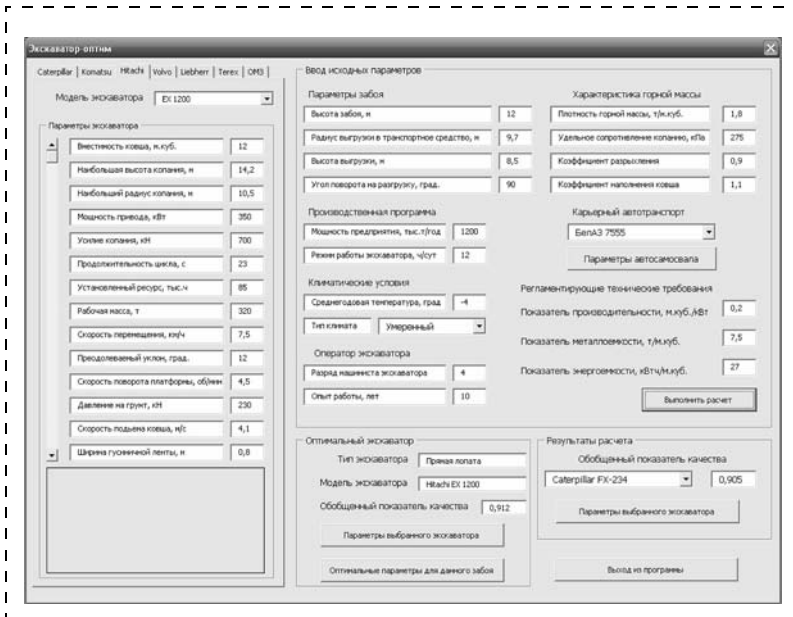


Рис. 3. Интерфейс программного комплекса (главное окно)

единить в себе функции электронного каталога экскаваторов и комплекса программ, позволяющих проводить выбор машин оптимального качества, сравнивать их параметры между собой, анализировать результаты расчета и др. В настоящее время программа находится в стадии разработки. Разработан основной алгоритм выбора модели экскаватора (см. рис. 1), который будет реализован на языке программирования Delphi, а также интерфейс главного окна программы (рис. 3), который представляет собой форму для введения исходных данных, вывода результатов расчета, просмотра данных по основным моделям существующих экскаваторов.

Список литературы

1. **Солод Г. И.** Основы квалиметрии / Г. И. Солод. М.: МГИ, 1991. 84 с.
2. **Солод Г. И.** Повышение долговечности горных машин / Г. И. Солод, К. И. Шахова, В. И. Русихин. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.
3. **Воронов Ю. Е.** Функциональный критерий оценки технического уровня и качества карьерных одноковшовых экскаваторов / Ю. Е. Воронов, П. А. Зыков, А. Ю. Воронов // Известия вузов. 2011. № 6. С. 4–7.
4. **ГОСТ 4.377–85.** Система показателей качества продукции. Экскаваторы одноковшовые. Номенклатура показателей. Введ. 1987–01–01. М.: Изд-во стандартов, 1987. 8 с.
5. **Воронов Ю. Е.** Обоснование и определение показателей технического уровня карьерных одноковшовых экскаваторов / Ю. Е. Воронов, П. А. Зыков // Вестн. Кузбасского гос. тех. ун-та. 2011. № 2. С. 67–70.

Указатель статей, опубликованных в журнале в 2013 г.**The Index of Articles Published in the Journal in 2013 Year****ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ**

Луганцев Б. Б., Файнбурд Л. И. Модернизация струговых установок и перспективы их применения на шахтах России и Украины. № 1.

Луганцев Б. Б., Файнбурд Л. И. Современное состояние и перспективы развития струговой техники. № 5.

Махно Д. Е. К вопросу совершенствования средств комплексной механизации на угольных шахтах. № 10.

Ройтер М., Крах М., Кислинг У., Векслер Ю. Комплексное управление лавой: производительность и безопасность. № 9.

Хазанович В. Г. Повышение эффективности технической эксплуатации погрузочных машин непрерывного действия. № 5.

Чекмасов Н. В., Шишлянников Д. И. Способы и устройства для реализации процессов разрушения калийных пластов перекрестными резами. № 11.

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Глебов А. В., Репин Л. А. Оценка эффективности применения мехлопат и гидравлических экскаваторов в условиях Кузбасса. № 6.

Котяшев А. А., Глебов А. В. Анализ технологических показателей буровзрывного комплекса рудных карьеров. № 10.

Линник Ю. Н., Линник В. Ю. Основные показатели горного производства добычи угля открытым способом в России. № 1.

Линник Ю. Н., Линник В. Ю. Оценка технического уровня добычи угля открытым способом. № 6.

Мерзляков В. Г., Слесарев Б. В., Штейнцвайг В. М. Опыт применения карьерных гидравлических экскаваторов Komatsu Mining Germany на предприятиях России. № 5.

Пелевин Л. Е., Абрашкевич Ю. Д., Мельниченко Б. Н. Рыхлитель с динамическим рабочим органом. № 10.

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Бугаев В. Г., Ереско С. П., Бугаев И. В. Влияние режимных параметров на показатели эффективности процесса бурения скважин в мерзлых грунтах. № 9.

Бугаев В. Г., Ереско С. П., Бугаев И. В. Выбор и обоснование конструктивных параметров бурового режущего инструмента для проходки скважин в мерзлых грунтах. № 1, 2.

Пивнев В. А., Юнгмейстер Д. А., Максаров В. В., Непран М. Ю., Лавренко С. А., Исаев А. И., Сабитов А. Э. Рудничные испытания модернизированного перфоратора ПП-54С2. № 11.

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Галкин В. И., Сазанкова Е. С. Влияние параметров пространственной трассы ленточного конвейера на устойчивость движения ленты. № 7.

Галкин В. И., Шешко Е. Е., Сазанкова Е. С. Современные конвейерные ленты для горной промышленности. № 3.

Зырянов И. В., Головизин Л. И., Решетников С. В. Продление сроков службы карьерных автосамосвалов САТ-777 различных модификаций в условиях Нюрбинского ГОКа. № 5.

Зырянов И. В., Головизин Л. И., Решетников С. В., Цымбалова А. И. Нормы расходования средств на запасные части для технического обслуживания и ремонта автосамосвалов САТ-777 в условиях Нюрбинского ГОКа. № 6.

Зырянов И. В., Цымбалова А. И. Испытания САТ-740В на крутонаклонных съездах карьера "Удачный" АК "Алроса". № 9.

Пелевин Л. Е., Абрашкевич Ю. Д., Балака М. Н., Аржаев Г. А. Моделирование процесса взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью. № 7.

Плютов Ю. А., Тетерин К. А. Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных

комплексов на угольных разрезах Красноярского края. № 7.

Тарасов Ю. Д. Повышение тягового усилия ленточных конвейеров с увеличенными длинами, углами наклона и производительностью. № 5.

Чекмасов Н. В., Шишлянников Д. И., Трифанов М. Г. Исследование режимов работы приводов шахтного самоходного вагона ВС-30. № 11.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Алексеев В. В., Козярук А. Е. Влияние структуры и алгоритмов САУ на энергетические и динамические показатели асинхронного привода горного оборудования. № 3.

Бельский А. А. Оценка влияния параметров ветроэлектрической установки на эффективность энергообеспечения геологоразведочных работ. № 6.

Вагин В. С. Гидромеханическая следящая система управления безредукторного гидропривода проходческого подъема. № 7.

Глебов Н. А., Ваколюк А. Я., Притчин С. Б. Лазерная система определения пространственных координат комплекса для строительства минитоннелей. № 2.

Козярук А. Е., Загривный Э. А., Маларев В. И., Зырин В. О. Электротермический комплекс с забойными тепловыми генераторами для разработки газогидратных залежей. № 5.

Малафеев С. И., Анучин А. В., Серебренников Н. А. Экскаватор ЭШ-11/75 с новой системой управления приводами. № 2.

Микитченко А. Я., Бессонов В. Г. Исследование транзисторного непосредственного преобразователя частоты с релейно-токовым управлением. № 5.

Самойленко А. М. Система автоматического регулирования натяжения подъемных и тяговых канатов драглайна при копании. № 9.

Яковлева Э. В. Электроснабжение геологоразведочных работ с использованием гибридных электростанций. № 3.

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Алыменко Н. И., Каменских А. А. Применение воздушной завесы для сокращения утечек воздуха главной вентиляторной установки. № 9.

Воробель С. В., Трифанов Г. Д. Сравнительный анализ крестовой и параллельной оснасток талевых систем тяжелых буровых установок. № 9.

Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В. Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем "сосуд—армировка" портативными измерительными станциями. № 3.

Николаев А. В. Интенсификация теплообмена в шахтной калориферной установке. № 11.

Николаев А. В., Алыменко Н. И., Седунин А. М. Автоматизированная ресурсо- и энергосберегающая система воздухоподготовки шахтного воздуха. № 11.

Петров Н. Н., Панова Н. В. Анализ влияния конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на прочность высоконагруженных вентиляторов серии ВО. № 7.

Трифанов Г. Д., Микрюков А. Ю. Непрерывный динамический контроль жесткой армировки вертикальных шахтных стволов. № 11.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Лагунова Ю. А., Вяткин А. В., Ищенко Б. М. Опыт эксплуатации опорной базы шагающих драглайнов. № 1.

Мурашев В. В. Анализ материалов для горно-режущего инструмента. № 10.

Островский М. С., Масляков Н. С. Новый подход к созданию гибкой технологии производства запасных частей для самообеспечения горных предприятий. № 6.

Шестаков В. С., Хорошавин С. А., Вяткин А. В. Проектирование опорной базы и опорно-поворотного устройства шагающих драглайнов. № 1.

РЕМОНТ. НАДЕЖНОСТЬ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Беляев А. И. Применение наплавки при ремонте изношенных деталей горного оборудования. № 5.

Зырянов И. В., Решетников С. В., Цымбалова А. И. Оценка долговечности рам карьерных автосамосвалов грузоподъемностью 90 и 136 т в АК "АЛРОСА". № 1.

Иванов С. Л., Звонарев И. Е., Шишлянников Д. И., Бурак А. Я., Николаев В. М. Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов. № 11.

Колмыков В. И., Горожанкин В. В., Романенко Д. Н. Повышение долговечности корпусов шнековых буровых долот химико-термической обработкой. № 9.

Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Повреждения подшипников качения в результате износа. № 2.

Трифанов Г. Д., Кузнецов В. С. О причинах повреждения шахтных подъемных канатов на участке струны. № 11.

Тулинов А. Б., Островский М. С., Иванов В. А. Применение металлополимерных композитов для устранения дефектов горного оборудования. № 3.

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Лагунова Ю. А., Орочко А. В., Червяков С. А., Груздев А. В. Технические и технологические показатели конусных дробилок мелкого дробления. № 3.

Лагунова Ю. А., Брусова О. М. Моделирование процесса разрушения породы в дробилках ударного действия. № 2.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ОБЗОРЫ

Воронова Э. Ю., Антипов Ю. В. Опыт создания и развитие агрегатированных проходческих систем для проведения горизонтальных и наклонных горных выработок. № 6.

Лагунова Ю. А. Основные тезисы III Международной научно-практической конференции "Техгормет—21 век". № 6.

ОБОГАТИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Петухов А. Н., Каратунов В. Ю., Еремеев И. В. Противоточный сепаратор для обогащения мелких классов угля (0...3 мм). № 6.

Петухов А. Н., Плешкунова Н. В. Трехпродуктовый тяжелосредный сепаратор. № 7.

Юдин А. В., Примаков В. С., Ворончихина Т. С., Щавлев Е. Г. Оборудование комплексов при сухой очистке карбонатного сырья от глины. № 5.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Линник Ю. Н., Линник В. Ю. Информационная система для прогнозирования подземной добычи угля. № 10.

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Александров В. И., Габов В. В., Хозяинов В. П. Математические модели потоков в эрлифтных установках. № 9.

Александров В. И., Горелкин И. М. Гидравлический расчет трубопровода системы шахтного водоотлива с учетом потерь напора на транспортирование твердых частиц. № 7.

Афони娜 Н. Б., Отроков А. В. К разработке методики исследования погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами. № 2.

Винокуров В. Е., Стрелков М. А. Влияние свивки стального каната на результаты измерения потери сечения различными типами магнитных систем. № 11.

Воронова Э. Ю. Структурный синтез агрегатированных проходческих систем. № 1.

Гендлина Л. И., Левенсон С. Я., Алесик М. Ю., Куликова Е. Г. О влиянии параметров вибрационного устройства на процесс выпуска вязных материалов из емкости. № 1.

Грабский А. А., Бобина А. В. Экспериментальное исследование закономерностей рабочего процесса истирания горных пород в гироскопических измельчителях. № 2.

Громадский В. А. Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250. № 3.

Дзензерский В. А., Жулай Ю. А., Ангеловский А. А. Определение параметров импульсного воздействия при гидрорыхлении выбросоопасных угольных пластов. № 3.

Жуков И. А., Молчанов В. В. Рациональное проектирование цилиндроконических бойков машин ударного действия. № 2.

Керопян А. М., Шахова К. И. Исследование влияния температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта колес карьерных локомотивов на их тяговую способность. № 9.

Керопян А. М., Шахова К. И. Исследование влияния энергетических аспектов процесса изнашивания и происходящих тепловых процессов в зоне контакта с рельсами колес карьерных локомотивов на их тяговую способность. № 10.

Комиссаров А. П., Прокопович Г. В., Симисонов Д. И. Оценка влияния динамических параметров импульсной системы на эффективность

функционирования буровой машины ударного действия. № 10.

Муравский А. К. Определение рациональной расстановки зубьев на ковше экскаватора. № 11.

Нагибин А. В., Дворников Л. Т. Многоударные кулачковые механизмы и области их применения. № 1.

Непран М. Ю., Юнгмейстер Д. А., Исаев А. И., Сабитов А. Э., Соколова Г. В. Исследование удержания бойка за счет выбора режимов воздушного потока. № 10.

Пасынков Д. А., Шестаков В. С. Конструктивное решение по снижению энергоемкости спускоподъемных операций тяжелых буровых установок. № 10.

Сержан С. Л. Оснащение грунтозаборного устройства рабочим органом с объемным гидродвигателем. № 10.

Степанов А. Г. Теоретические основы динамики шахтного подъема. № 7.

Трифанов Г. Д. Экспериментальные исследования колебаний струны каната шахтной подъемной установки. № 11.

Трифанов Г. Д., Князев А. А., Чекмасов Н. В., Шишляников Д. И. Исследование нагруженности и возможности прогнозирования энергоресурса приводов исполнительных органов комбайна "Урал-20Р". № 2.

Трифанов Г. Д., Муравский А. К., Воробель С. В. Взаимосвязь между запасом прочности и потерей сечения металла шахтного подъемного каната. № 11.

Федин Д. В., Саруев Л. А. Разработка технико-экономической модели рабочих процессов бурения скважин из подземных горных выработок. № 3.

Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах. № 9.

Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Чебан А. Ю., Белов В. Е. Аналитическое обоснование влияния угла резания и соотношения между толщиной и шириной стружки на сопротивление резанию талых пород. № 7.

ЛИЧНОСТИ...

Александр Онисимович Спиваковский (к 125-летию со дня рождения). № 1.

ТЕМАТИЧЕСКИЕ ВЫПУСКИ

№ 4. Тематический выпуск, посвященный 55-летию Шахтинского института (филиала) ЮРГТУ (НПИ)

ЮБИЛЕЙ ШИ (Ф) ЮРГТУ (НПИ)

Павленко А. В. Шахтинскому институту (филиалу) ЮРГТУ (НПИ) — 55!

ВОСТОЧНЫЙ ДОНБАСС СЕГОДНЯ

Самофалов В. С. Состояние и перспективы развития угольной промышленности Восточного Донбасса.

Аникушкин Г. А. ОАО "Ростовшахтострой" — мощная шахтостроительная организация в Восточном Донбассе.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ГОРНО-ПРОХОДЧЕСКИХ РАБОТ

Хазанович Г. Ш., Воронова Э. Ю. Конструктивные особенности и основные параметры агрегатированного взрывонавалочного проходческого комплекса.

Сысоев Н. И., Мирный С. Г., Гринько Д. А. Мехатронная бурильная машина для угольных шахт Восточного Донбасса.

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Хазанович Г. Ш., Черных В. Г., Воронова Э. Ю., Отроков А. В. О некоторых направлениях разработки эффективного горно-проходческого оборудования.

Хазанович Г. Ш., Афонина Н. Б., Отроков А. В. Физические закономерности процесса погрузки горной массы погрузочными органами с нагревающими звездами.

Хазанович В. Г. Развитие конструкций и классификация рабочих органов горно-проходческих машин с клиновыми погрузочными и транспортирующими элементами.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГОРНО-ПРОХОДЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Хазанович Г. Ш., Черных В. Г., Петрашев В. Е. Технология работ и эксплуатация горно-проход-

ческого оборудования при строительстве олимпийских объектов.

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Хальфин М. Н., Еременко И. А. Метод выбора шахтных канатов.

ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Волков Д. В. Выравнивание нагрузок тяговых электроприводов шахтного электровоза с асинхронными двигателями.

**№ 8. Тематический выпуск,
посвященный 80-летию ОАО "Уралмашзавод"**

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ОАО "УРАЛМАШЗАВОД"

Червяков С. А. 80 лет ОАО "Уралмашзавод" — гиганту тяжелого машиностроения России.

ЭКСКАВАТОРОСТРОЕНИЕ

Маковеев А. В. Основные металлоконструкции мощных карьерных экскаваторов Уралмашзавода.

Суслов Н. М. Эксплуатационная характеристика существующих шагающих механизмов одноковшовых экскаваторов.

Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Составление моделей для расчета рабочего оборудования карьерных экскаваторов производства ОАО "Уралмашзавод".

Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

Побегайло П. А. История создания карьерных гидравлических экскаваторов.

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Червяков С. А., Груздев А. В., Осадчий А. М. Дробильно-размольное оборудование Уралмашзавода.

Груздев А. В., Осадчий А. М., Фурин В. О. Стационарные и полустационарные дробильно-перегрузочные установки Уралмашзавода.

Лагунова Ю. А., Орочко А. В. Взаимозависимости конструктивных и режимных параметров конусных дробилок.

Холодков А. А. Щековые дробилки Уралмашзавода.

ОБРАЗОВАНИЕ

Груздев А. В., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Сотрудничество Уральского государственного горного университета и ОАО "Уралмашзавод" в области подготовки специалистов.

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

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

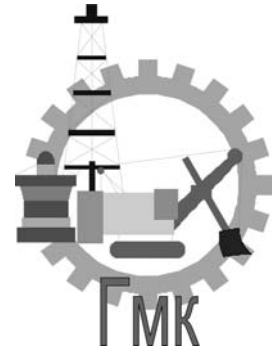
Сдано в набор 14.11.2013. Подписано в печать 25.12.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO114. Цена свободная.

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

Оригинал-макет ООО "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.



Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО
"Уральский государственный горный университет"



**XII Международная научно-техническая конференция
"Чтения памяти В. Р. Кубачека",
посвященная 50-летию выпускающей кафедры
"Горные машины и комплексы"**

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности

24—25 апреля 2014 г.
г. Екатеринбург

Цель конференции — обмен научно-технической информацией, определение перспективных путей создания и развития новой техники и технологий, разработка совместных научных программ, установление деловых контактов.

НАПРАВЛЕНИЯ РАБОТЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

- Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ
- Машины и оборудование обогатительных фабрик
- Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование
- Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем
- Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении
- Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования
- Карьерный транспорт и транспорт нефти

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ПРОГРАММА КОНФЕРЕНЦИИ:

до **01.04.14** — отправление заявок на участие в конференции, тезисов доклада,
23.04.14 — заезд, размещение участников,
24—25.04.14 (с 10.00) — работа конференции,
26.04.14 (13.00) — торжественное заседание, посвященное 50-летию кафедры ГМК,
27—29.04.14 (с 10.00) — олимпиада по дисциплине "Проектирование гидропривода горных и нефтегазовых машин";
28—29.04.14 (с 10.00) — олимпиада по дисциплине "Компьютерное моделирование", "Геометрическое моделирование".

ОРГКОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ:

Председатель: зав. каф. ГМК, проф., д. т. н. Суслов Николай Максимович
Зам. председателя: проф., д. т. н. Лагунова Юлия Андреевна

АДРЕС ОРГКОМИТЕТА:

620144, г. Екатеринбург, Куйбышева, 30,
Уральский государственный горный университет, кафедра "Горные машины и комплексы"

Местонахождение:

II учебное здание, пер. Университетский, 9, остановка транспорта: "Цирк"

Справки по телефону: (107.343) 257-33-47; 257-33-70

Факс: (107.343) 257-33-47

e-mail: Yu.Lagunova@mail.ru