

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:

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЕТРОВ В.Л., 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), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.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

Сергеев В. В., Версиров С. О. О перспективах применения и совершенствовании адаптивных питателей для выпуска руды 3

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Громадский А. С., Горбачов Ю. Г., Громадский Влад. А. Разработка и исследование автономной системы виброизоляции электропривода — динамического гасителя вибрации опорного узла станка шарошечного бурения 7

Тимонин В. В. Погружные пневмоударники для подземных условий отработки месторождений 13

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Зырянов И. В., Решетников С. В. Методологические подходы к определению перечня и количества дорожно-строительной техники на открытых горных работах 18

Керопян А. М., Бабичев Ю. Е. Универсальное устройство для мониторинга при эксплуатации процесса пробуксовки колес карьерного локомотива и выполнения мероприятий по ее снижению 24

РАЗРАБОТКА ТОРФЯНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Бондарев Ю. Ю., Звонарев И. Е., Иванов С. Л., Шишлянников Д. И. Обоснование рациональной структуры модульного топливно-энергетического автономного комплекса на торфяном сырье 29

НАУЧНЫЕ И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Воронова Э. Ю., Хазанович В. Г. Показатели эффективности горно-проходческого оборудования 36

Демин В. К., Маркова Т. А. Модель электрогидропривода исполнительного органа фронтального агрегата непрерывного действия 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.

GORNOE OБОRUDOVAНИЕ I ELEKTROMEХАНИКА

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:

ABRAMOVICH B.N., Dr. Sci. (Tech.)

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

GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)

GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)

EGOROV A.N. (Belarus)

ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)

ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)

MUKHORTIKOV S.G., Dr. Sci. (Tech.)

MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)

PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)

PETROV V.L., 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), Dr. Sci. (Tech.)

TRIFANOV G.D., Dr. 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

Sergeev V. V., Versilov S. O. On Perspective Use and the Adaptive Feeders Modification for the Ore Output 3

DRILLING OPERATIONS

Gromadskiy A. S., Gorbachov Yu. G., Gromadskiy V. A. Development of an Autonomous System of Electric Drive Vibration Isolation — Vibration Dynamic Damper of Support Assembly of Rotary Drilling Rig 7

Timonin V. V. Application of Downhole Hammers in Underground Mine Development 13

MINING TRANSPORT

Zyryanov I. V., Reshetnikov S. V. Methodological Approaches to Determination of Specification and Quantity of Road-Building Machinery for Open Cast Mining . . 18

Keropyan A. M., Babichev Yu. E. The Universal Device for Monitoring at Operation of Process of Pro-Slipping of Wheels of the Career Locomotive and Performance of Actions for its Decrease 24

DEVELOPMENT OF PEAT DEPOSIT

Bondarev Yu. Yu., Zvonarev I. E., Ivanov S. L., Shishlyannikov D. I. Justification of Rational Structure of the Fuel and Energy Autonomous Complex Peat Raw Materials 29

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Voronova E. Yu., Khazanovich V. G. Efficiency Indices of Mining Heading Equipment 36

Demin V. K., Markova T. A. Model of Electrohydrodrive of Executive Branch of Frontal Aggregate of Continuous Action 43

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

УДК 622

В. В. Сергеев, д-р техн. наук, проф., СКГМИ (ГТУ), г. Владикавказ,
С. О. Версилов, ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, г. Новочеркасск

E-mail: vv_sergeev_47@mail.ru

О перспективах применения и совершенствовании адаптивных питателей для выпуска руды

Предложен путь повышения эффективности и безопасности отработки месторождений твердых полезных ископаемых при подземной добыче на больших глубинах: применение вариантов систем разработки с обрушением и выпуском руды под налегающими породами на основе принципиально новых технических устройств с возможностью их максимальной адаптации к горно-геологическим условиям отработки при одновременном существенном снижении трудоемкости монтажа и транспортировки узлов и деталей конструкций.

Разработана новая конструкция передвижного питателя активного действия, который можно изготовить в подземных условиях с учетом реальных горно-технических условий.

Ключевые слова: месторождения твердых полезных ископаемых, разработка месторождений на больших глубинах, система разработки с обрушением, выпуск руды, выпускное устройство, адаптация выпускного устройства к горно-геологическим условиям отработки

В течение последних 10—12 лет годовая производительность многих подземных предприятий сократилась практически в 2 раза. Для поддержания конкурентоспособности своей продукции рудники вынуждены были вырабатывать наиболее ценные по качеству руды, интенсивно увеличивать глубину горных работ.

Большинство крупных предприятий Сибири и Дальнего Востока ведут добычу руд на глубинах свыше 500 м, что обусловило существенное ухудшение горно-геологических условий их отработки. На месторождениях Норильского региона при глубине разработок до 1,5 км, Горной Шории (900 м) и Дальнего Востока (1000 м) зарегистрированы горные удары с энергией до 107...109 Дж. Наблюдаются увеличение объемов разрушения горных выработок, потери устойчивости целиков, возрастают трудности в обеспечении безопасности горных работ.

Следует отметить, что часть балансовых запасов руд некоторых цветных металлов не отрабатывается из-за отсутствия экономически приемлемых технологий их добычи. При этом вполне реальной может быть ситуация, что в силу металлогенических особенностей территории России вообще не будет найдено месторождений с достаточно большими запасами легкообогатимых существующими

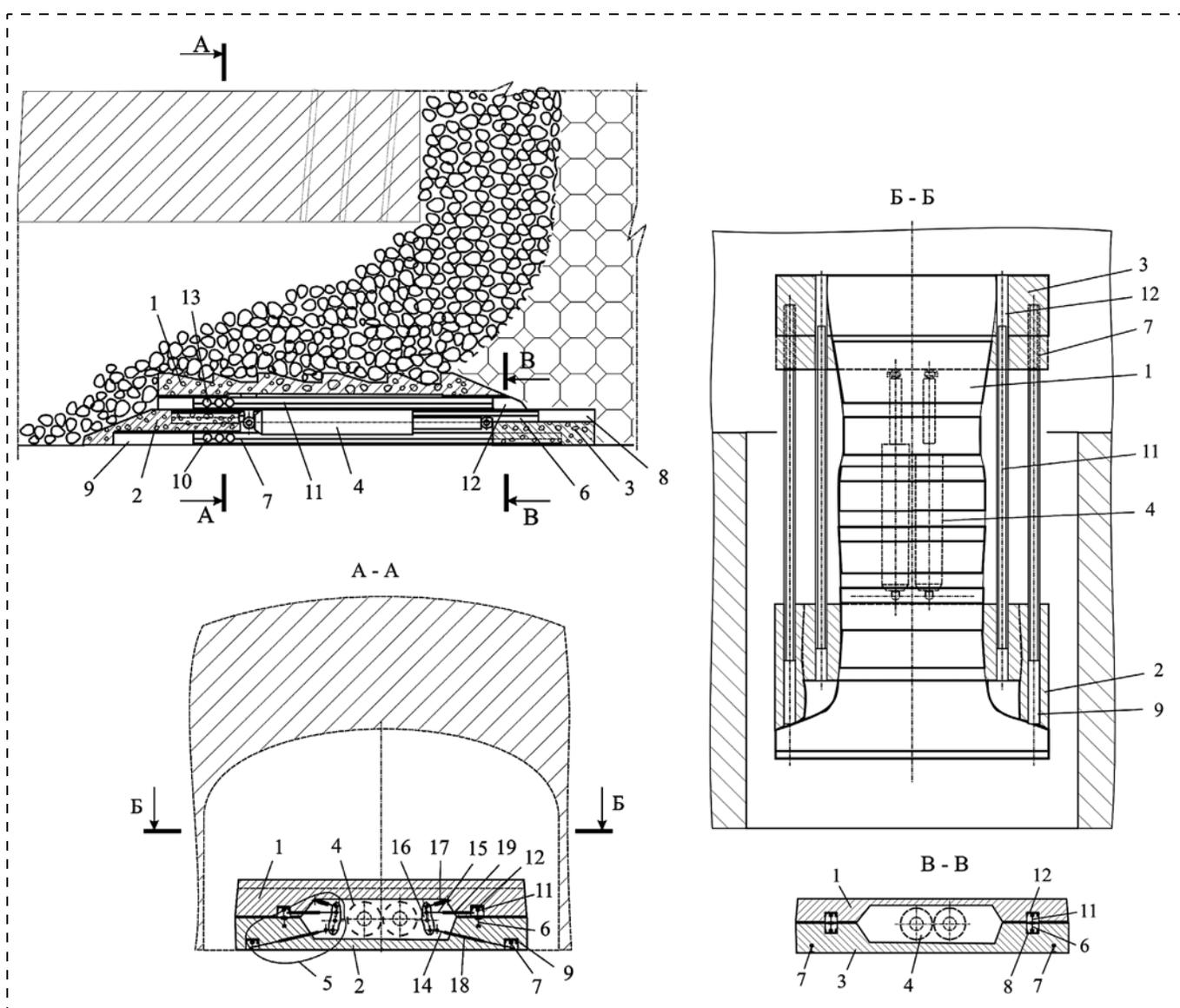
способами руд некоторых цветных металлов. Например, подавляющее большинство традиционных для Урала скарново-магнетитовых месторождений истощено длительной эксплуатацией. Добыча руд на них также ведется на значительной глубине (350...680 м) подземным способом в сложных горно-геологических условиях. Резервный фонд скарново-магнетитовых месторождений практически отсутствует.

В сложившейся ситуации необходимо развивать и совершенствовать варианты систем разработки с обрушением и выпуском руды под налегающими породами, которые помогут решить скопившиеся проблемы на добывающих предприятиях. Однако успешное внедрение указанной выше технологии невозможно без создания принципиально новых технических устройств для повышения эффективности основной технологической операции — выпуска руды. На сегодняшний день каждый вид выпускного устройства имеет свои недостатки (малая высота создаваемого рудного потока в выпускном отверстии, недостаточная адаптированность к условиям конкретного рудника и к конкретным горно-геологическим условиям отработки и др.). Например, применение самоходной техники эффективно только при полностью построенном под нее горном предприятии, когда сечение

выработок, система вентиляции и др. выбраны с учетом использования конкретной техники. Но даже и в этом случае сам принцип работы самоходных погрузочных машин не позволяет эффективно управлять процессом выпуска.

На основе анализа конструкций [1] различных выпускных устройств можно утверждать, что в наибольшей степени горно-геологическим условиям отработки рудных залежей на больших глубинах будет соответствовать такой передвижной питатель активного действия, который можно было бы изготовить в подземных условиях с учетом реальных горно-технических условий и конструкция которого позволила бы максимально просто и надежно осуществить дистанционное управление таким техническим устройством.

Основная идея такого решения проблемы — изготовление грузонесущих конструкций непосредственно в забое (в буродоставочной выработке на месте отбойки первого рудного слоя после проходки в торцовом забое отрезного восстающего), что позволит интенсифицировать процесс выпуска руды за счет сокращения времени на подготовительно-заключительные операции. В целом технология изготовления такого адаптивного питателя может быть следующей. Изготавливают временную опалубку корпуса питателя, устанавливают в ней арматуру, заливают твердеющей смесью (например искусственным камнем) и формируют канал для размещения приводных систем. В канал рамы укладывают приводную систему (например гидроцилиндры), закрепляют ее и проводят мон-



Устройство для выпуска руды

таж гидросистемы и датчиков дистанционного управления. Впервые аналог адаптивного питателя из железобетона [2—4] был разработан д-ром техн. наук В. В. Сергеевым (СКГТУ) и д-ром техн. наук С. О. Версиловым (ЮРГТУ). Далее С. О. Версиловым он был изготовлен и испытан в промышленных условиях Урупского рудника ЗАО "Урупский горно-обогатительный комбинат". При этом были получены положительные результаты. К настоящему времени разработана более совершенная конструкция такого устройства для выпуска руды [5].

Сущность разработки поясняется на рисунке. Перед началом работы питателя проводят его монтаж следующим образом.

Первоначально изготавливают непосредственно в горной выработке опорный блок путем заливки опалубок передней 2 и хвостовой 3 частей твердеющей смесью, например бетоном. Одновременно в обеих частях формируют продольные пазы 8 и 9 с помощью, например швеллера, а также монтируют направляющие элементы 6 и 7, например рельсы, бывшие в эксплуатации, снимаемые с вентиляционного горизонта или используемые в качестве временных при проходке горных выработок. После набора опорным блоком необходимой прочности между его частями 2 и 3 укладывают гидроцилиндры 4. В процессе заливки твердеющей смесью между передней частью 2 опорного блока и рабочим органом 1 устанавливают стопорные устройства 5, вставляя стержни 14 и 15 в трубы 18 и 19, вмонтированные в переднюю часть 2 опорного блока и рабочий орган 1. Трубы 18 и 19 предназначены для упрощения перемещения стержней 14 и 15 в теле питателя.

Затем поверх направляющих 6 устанавливают направляющие 11 и изготавливают опалубку для рабочего органа 1, которую заливают твердеющей смесью. Благодаря направляющим 6, 7 и 11 рабочий орган 1, передняя 2 и хвостовая 3 части имеют возможность перемещаться относительно друг друга. Затем гидроцилиндры 4 подключают к маслостанции через заранее вмонтированные в переднюю часть 2 опорного блока трубопроводы подачи масла. После этого питатель готов к работе.

Питатель работает следующим образом.

После отбойки руды и монтажа питателя необходимо исключить перемещение передней 2 и хвостовой 3 частей опорного блока относительно друг друга. Для этого с помощью гидроцилиндров 17 устанавливают серьги 16 в такое положение, при котором стержни 14 стопорных уст-

ройств 5 входят в отверстия 10 направляющих 7 и передняя 2 и хвостовая 3 части опорного блока фиксируются между собой.

При таком расположении стопорного устройства 5 рабочий орган 1 за счет наличия пазов 12 совершает возвратно-поступательные движения по направляющим 11 в результате работы гидроцилиндра 4 и выталкивает часть руды в буро-доставочную выработку. Эффективность выпуска руды повышается благодаря зубчатой поверхности рабочего органа 1. Это связано с тем, что поверхность каждого зубца, наклоненная в сторону хвостовой части 3, обеспечивает подъем горной массы над поверхностью при холостом ходе рабочего органа 1, а вертикальная поверхность толкает руду в сторону буродоставочной выработки при рабочем ходе. При планировании отработки длинного блока вертикальную поверхность зубцов снабжают футеровкой 20, выполненной, например из уголков.

Для извлечения питателя из-под завала включают гидроцилиндр 17 стопорных устройств 5 и их шток изменяет положение серьги 16, которая извлекает стержни 14 из отверстий 10 в направляющих 7 и одновременно вставляет стержни 15 в отверстия 13 в направляющих 11 для обеспечения свободного перемещения хвостовой 3 и передней 2 частей относительно друг друга. При этом передняя часть 2 опорного блока оказывается заблокированной с рабочим органом 1, а хвостовая часть 3 становится самостоятельным элементом, совершающим возвратно-поступательные движения под воздействием штока работающего гидроцилиндра 4. В результате хвостовая часть 3 подъезжает под рабочий орган 1, а на освободившееся место опускается обрушенная горная масса. Хвостовая часть 3 опорного блока после выдвигения из-под рабочего органа 1 опирается на эту массу и перемещает переднюю часть 2 вместе с рабочим органом 1. Для уменьшения сопротивления при выходе устройства из-под навала горной массы наружную поверхность передней части 2 опорного блока выполняют наклонной.

Указанная выше конструкция питателя дает возможность снизить затраты на добычу руды за счет того, что во-первых, упрощается процесс его изготовления, так как он производится и монтируется непосредственно на месте применения в буро-доставочной выработке. Во-вторых, такой питатель изготавливается максимально адаптированным к конкретным горно-геологическим условиям применения, в частности, к имеющимся размерам выработки и физико-механическим свойствам до-

бываемой руды. В третьих, после отработки панели блока демонтаж устройства заключается в снятии только гидроцилиндров, так как остальные элементы конструкции выполнены из дешевых материалов, которые нецелесообразно переносить на следующую панель блока. В-четвертых, такой питатель позволит упростить конструкцию за счет простоты и минимального количества составных элементов, которые не требуют прецизионного изготовления.

Экономический эффект кроме снижения потерь и разубоживания может быть получен и за счет существенного снижения затрат на проходку выработок вследствие уменьшения их сечения, так как габаритные размеры доставляемых в забой деталей адаптивных питателей будут значительно меньше применяемых в настоящее время конструкций из металла (в том числе узлов самоходного оборудования).

Низкая стоимость изготовления и монтажа адаптивных питателей позволит снизить время их использования. Срок службы таких выпускных устройств будет ограничен временем отработки

одной панели. Снижение срока использования питателя повысит надежность его работы. Возрастает вероятность безотказной работы питателя, что в целом будет способствовать повышению эффективности системы разработки за счет снижения времени простоев и затрат на ликвидацию последствий аварийных ситуаций.

Список литературы

1. **Сергеев В. В.** Классификация питателей для выпуска сыпучих материалов // Горные машины и электромеханика. 2014. № 6. С. 21—27.
2. **А. с. 1559160 (СССР).** Устройство для выпуска руды / В. А. Шестаков, В. В. Сергеев, С. О. Версильов и др.; опубл. 1990, Бюл. № 15.
3. **А. с. 1754908 (СССР).** Устройство для торцового выпуска руды / В. А. Шестаков, В. В. Сергеев, С. О. Версильов и др.; опубл. 1992, Бюл. № 30.
4. **Пат. 2341434 Российская Федерация.** Питатель для выпуска руды / Версильов С. О., Сергеев В. В., Игнатов М. В. и Ефимов А. Р.; опубл. 2008, Бюл. № 35.
5. **Пат. 2539049 Российская Федерация.** Устройство для выпуска руды / Сергеев В. В., Версильов С. О.; опубл. 2014.

V. V. Sergeev, Professor, e-mail: vv_sergeev_47@mail.ru,
North Caucasian Institute of Mining and Metallurgy (State Technological University), Vladikavkaz,
S. O. Versilov, Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novochercassk, Russia

On Perspective Use and the Adaptive Feeders Modification for the Ore Output

A rational way of the efficiency increase and safe deposits working-out during the underground extraction of the solid mineral deposits on the great depth is suggested. Also the development systems with the ore caving and output under the covering rocks using the modern technical equipment adapted to the mining conditions resulted in the assembly labour-consuming and the details and knots transportation reduction are considered.

Keywords: mineral deposits, deposit treatment on the great depths, ore caving system, ore output, mining conditions

References

1. **Sergeev V. V.** Klassifikacija pitatelej dlja vypuska sy-puchih materialov. *Gornye mashiny i elektromechanika*. 2014. N. 6. P. 21—27.
2. **A. s. 1559160 (SSSR).** *Ustrojstvo dlja vypuska rudy*. V. A. Shestakov, V. V. Sergeev, S. O. Versilov i dr.; opubl. 1990, Bjul. N. 15.

3. **A. s. 1754908 (SSSR).** *Ustrojstvo dlja torcovogo vypuska rudy*. V. A. Shestakov, V. V. Sergeev, S. O. Versilov i dr.; opubl. 1992, Bjul. N. 30.
4. **Pat. 2341434 Rossijskaja Federacija.** *Pitel' dlja vypuska rudy*. Versilov S. O., Sergeev V. V., Ignatov M. V. i Efimov A. R.; opubl. 2008, Bjul. N. 35.
5. **Pat. 2539049 Rossijskaja Federacija.** *Ustrojstvo dlja vypuska rudy*. Sergeev V. V., Versilov S. O.; opubl. 2014.

УДК 622.233.6

А. С. Громадский, д-р техн. наук, проф., зав. каф., **Ю. Г. Горбачов**, канд. техн. наук, доц.,
Влад. А. Громадский, канд. техн. наук, ст. преп.,
Криворожский национальный университет, г. Кривой Рог, Украина
E-mail: impulselux@yandex.ua

Разработка и исследование автономной системы виброизоляции электропривода — динамического гасителя вибрации опорного узла станка шарошечного бурения

Разработана новая система автономного гашения колебаний электропривода става станка СБШ-250. Эта система одновременно выполняет функцию динамического гасителя колебаний опорного узла бурового става станка шарошечного бурения. Кроме того, дополнительное гашение колебаний опорного узла осуществляется за счет воздействия разнонаправленного силового поля, прикладываемого канатами напора и подъема бурового става. Канаты подъема присоединены в отличие от большинства станков с канатно-полиспастным механизмом подачи и подъема бурового става не к электроприводу, который отделен от опорного узла шинно-зубчатой муфтой, а непосредственно связаны с опорным узлом без упругих дополнительных связей. Этим канатам задается предварительное натяжение такой величины, чтобы как в процессе бурения скважины, так и при извлечении бурового става из нее обеспечивалось максимальное снижение динамики колебаний опорного узла. Выполнено компьютерное параметрическое моделирование эффективности применения разработанной системы.

Ключевые слова: буровой станок, автономный гаситель колебаний, электропривод, динамический гаситель, вибрация, опорный узел

Проблема и ее связь с практическими задачами

Существенными проблемами станков шарошечного бурения являются значительная продольная и поперечная вибрация бурового става и выходы из строя конструктивных элементов станка, превышение допустимой вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций

При работе станков шарошечного бурения почти постоянно возникает явление интенсивной вибрации бурового инструмента и всего станка в целом. Это явление первые исследователи называли потерей устойчивости бурового става [1]. В более поздних работах [2—3] авторы детально развивали теорию устойчивости буровых ставов длиной 8...32 м станков шарошечного бурения. Однако нашими исследованиями установлено, что появление экстремальных динамических нагрузок не всегда связано с изгибной устойчивостью бурового става, а определяется другими причинами. Это явление резонансного виброударного скобления бурового става по стенке скважины мы назвали флаттером бурового инструмента станков шарошечного бурения (дословно от англ. Flutter — трепыхаться) [4].

В работе [5] утверждалось, что при достижении минимальной жесткости канатов подачи бурового става, рассчитанной по предложенной авторами теоретической формуле, вибрация станка практически будет равняться нулю. Мы реализовали такую жесткость на станке УСБШ-250А [6], при этом в результате наших исследований установлено, что амплитуда вибрации рамы станка при такой жесткости снижается до 0,22 мм. Как видно, она не равна нулю, но существенно меньше в сравнении со штатным станком СБШ-250, у которого амплитуда вертикальных колебаний рамы станка составляет 0,4...0,5 мм. С применением наших разработок [6] возможно снижение амплитуды рамы станка, как видно из вышеизложенного, приблизительно в 2 раза. Однако при этом недопустимо возрастают амплитуды колебаний вращателя, которые достигают 40...70 мм [7] по сравнению со штатным станком, у которого амплитуда вращателя равна 5 мм.

Постановка задачи

Создать более эффективную систему гашения динамических нагрузок станка шарошечного бурения, которая одновременно снижает колебания опорного узла, электропривода и рамы кузова вместе с кабиной машиниста.

Изложение материала и результаты

Разработан новый амортизатор продольных колебаний (АПК) электропривода [8] (рис. 1, 2), который реализован на буровом станке "Фердинанд" производства "Завод буровой техники «ДСД»", г. Кривой Рог.

Станок состоит из рамы 1 на гусеничном ходу 2, с мачтой 3, направляющими швеллерами 4. По этим швеллерам скользят ползуны 5 на траверсах 24 электродвигателя 7 и редуктора 8 и ползуны 6 на

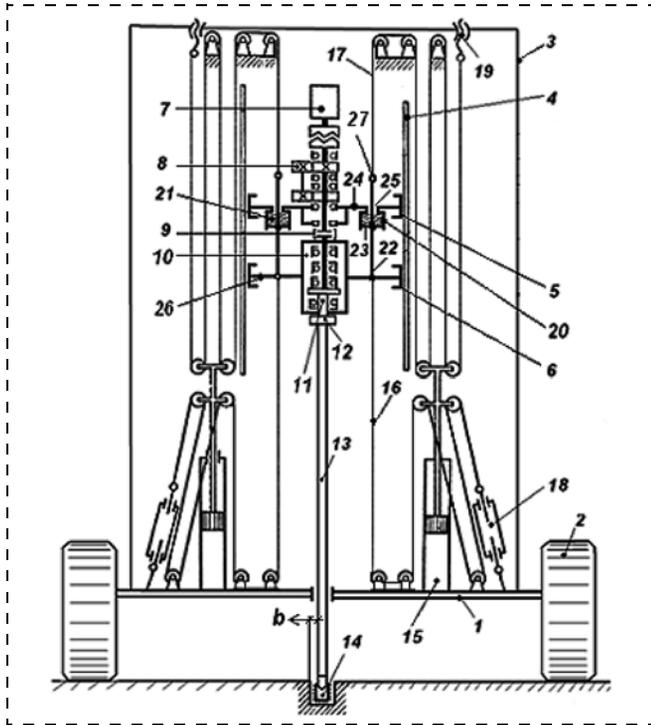


Рис. 1. Конструктивная схема бурового станка с усовершенствованным АПК

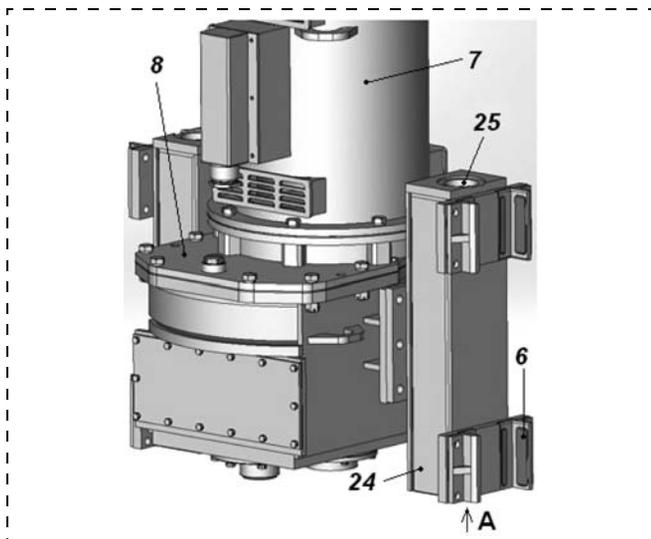


Рис. 2. Электропривод бурового станка "Фердинанд", в котором плоскость по стрелке А траверс 24 опирается на корпус 20 АПК

траверсах 26 опорного узла 10. Между редуктором 8 и опорным узлом 10 размещена шинно-зубчатая муфта 9, а в нижней части опорного узла 10 установлен узел 12 подвода водовоздушной смеси во внутреннее отверстие бурового става. На основании мачты 3 размещены гидроцилиндры 15, с помощью которых приводятся в действие полиспастные канатные системы*: нижняя напора 16 и верхняя подъема 17 бурового става 13. Предварительное натяжение канатов напора 16 осуществляется с помощью резьбовых муфт 18, а канатов подъема 17 — с помощью натяжных винтов 19.

В корпусе АПК 20 размещены упругодемпфирующие элементы 21, которые к АПК 20 прижаты собственным весом редуктора 8 и электродвигателя 7 через траверсы 24, которые жестко связаны с корпусом редуктора 8 (рис. 2). Через отверстия 25 в траверсах 24 редуктора 8 с гарантированным зазором проходят штоки 22 (см. рис. 1), которые нижними концами пальцевым креплением жестко соединены с траверсами 26 опорного узла, а верхними концами с помощью коушей 27 — с канатами подъема 17.

При работе бурового станка в процессе разрушения породы в скважине шарошечным долотом 14 генерируются интенсивные знакопеременные импульсно-ударные динамические нагрузки. Чем крепче порода в скважине, и особенно при наличии трещин в ней, тем интенсивнее эти нагрузки. Эти нагрузки передаются через буровой став 13 и при некоторых частотах вращения бурового става и усилиях его подачи на забой динамические нагрузки многократно усиливаются за счет резонансных колебаний трубчатых буровых штанг. Амплитуда поперечных резонансных колебаний значительно превосходит зазор b между стенкой скважины и наружной поверхностью штанги. Буровой став 13 искривляется вследствие значительных амплитуд поперечных резонансных колебаний, а также под действием осевого усилия подачи. Штанга бурового става 13, находящаяся в скважине, начинает скоблить своей поверхностью по стенке скважины. Отчего появляются дополнительные поперечные импульсно-ударные динамические нагрузки. Верхняя часть буровой штанги резьбовым хвостовиком 11, ввинченная в опорный узел 10 вращателя станка, начинает описывать круговые движения, диаметр которых может в несколько раз превосходить диаметр штанги. Такие сложные импульсно-ударные колебания продольно ставу и перпендикулярно его оси, в первую очередь, воспринимает

* Далее в статье вместо полиспастные системы применяют для сокращения термины "верхние" (подъема) и "нижние" (напора) канаты.

опорный узел. Этот узел начинает колотиться в зазорах между ползунами 6 и направляющими швеллерами 4 и наносить поперечные удары ползунами 6 по направляющим 4, которые закреплены в середине мачты 3. Удары настолько сильные, что направляющие 4 искривляются, разрывают элементы жесткости решетки мачты 3 так, что вращатель (опорный узел и электропривод) иногда вываливается из направляющих 4.

Эффективное поглощение энергии продольных и поперечных колебаний опорного узла 10 осуществляется за счет специальных виброизоляторов 21, которые размещены в перевернутых стаканообразных корпусах — ползунах 20 (рис. 3 и 4, позиции те же, что на рис. 1 и 2).

За счет деформации упругодемпфирующих элементов 21, которые упруго уменьшаются по длине под действием веса электропривода, они гасят вибрацию электропривода продольно буровому стволу. При этом в поперечном направлении упругодемпфирующие элементы 21 расширяются и сжимают наружные поверхности штоков-тяг 22, а также распираются по внутренним поверхностям перевернутых стаканообразных корпусов 20. Это увеличивает внутреннее трение в них и коэффициент демпфирования ν .

Упругодемпфирующие элементы 21 имеют два исполнения: канатные вставки (см. рис. 3) и резиновые кольца (см. рис. 4). В исполнении с резиновыми кольцами корпус 20 и крышка 23 имеют одинаковую конструкцию, они перевернуты друг относительно друга на 180° .

Кроме того, снижение динамических нагрузок электропривода (редуктора 8 и электродвигателя 7) вращателя бурового станка достигается путем дополнительной минимизации колебаний опорного узла. Это достигается за счет действия на опорный узел разнонаправленного силового поля. Такое поле обеспечивают путем приложения к опорному узлу 10 усилий предварительного натяжения канатов подъема 17 и канатов напора 16 бурового става. Предварительное натяжение создают такой величины ($\sim 10\dots 15\%$ от осевого усилия подачи), чтобы как в процессе бурения скважины, так и при извлечении бурового става 13 из нее обеспечивалось максимальное снижение дина-

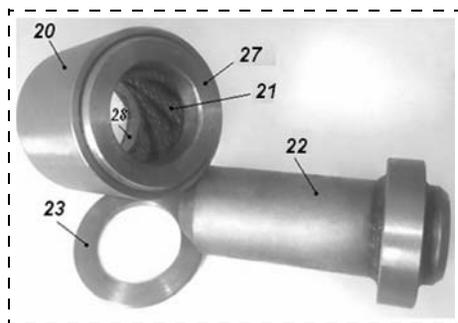


Рис. 3. АПК с тросовыми амортизаторами

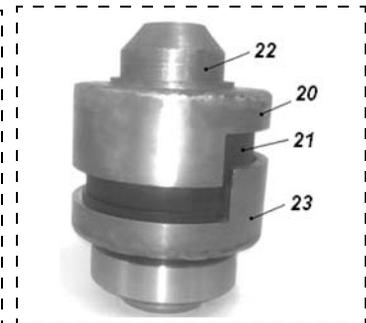


Рис. 4. АПК с резиновыми кольцами

мики колебаний опорного узла 10 [7]. За счет этого (при безударном взаимодействии штоков-тяг 22 и траверс 24) эффективно снижается вибрация редуктора 8, электродвигателя 7 и рамы 1 станка.

Эффективность применения предложенного станка шарошечного бурения, который позволяет снизить динамические нагрузки электропривода вращателя, опорного узла и рамы станка "Фердинанд" [8] по сравнению со станком СБШ-25МНА-32 производства ЗАО "УГМК РУДГОРМАШ" (г. Воронеж), была проверена параметрическим компьютерным моделированием с использованием динамических моделей (рис. 5 и 6).

В этих моделях: M_1 — масса бурового станка вместе с мачтой; m_2 — масса опорного узла, кг; m_3 — суммарная масса электродвигателя 7 с редуктором 8, кг; $c_{пор}$ — эквивалентный коэффициент жесткости породы 1, на которую опирается буровой станок, Н/м; $\nu_{пор}$ — динамический коэффициент рассеяния энергии колебаний в породе; $c_{НК}$ — коэффициент жесткости нижних канатов, Н/м; $c_{ВК}$ — коэффициент жесткости верхних канатов, Н/м; $\nu_{НК}$ — динамический коэффициент рассеяния энергии

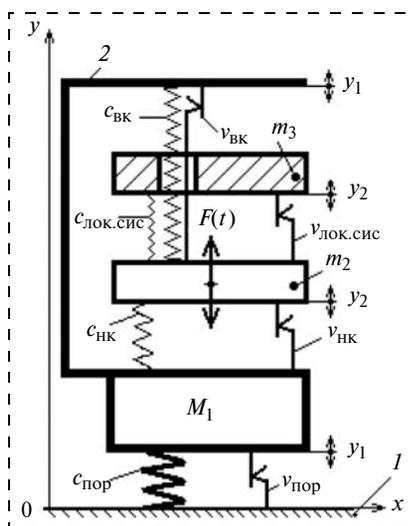


Рис. 5. Динамическая модель бурового станка "Фердинанд" с усовершенствованным АПК

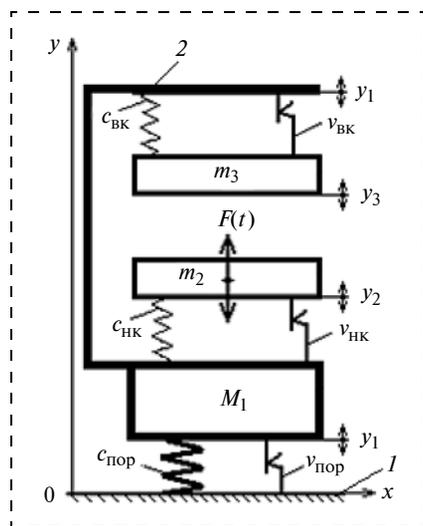


Рис. 6. Динамическая модель бурового станка-прототипа СБШ-250МНА-32

колебаний нижними канатами; $v_{\text{вк}}$ — динамический коэффициент рассеяния энергии колебаний верхними канатами; $c_{\text{лок.сис}}$ — коэффициент жесткости упругодемпфирующих элементов локальной системы виброизоляции электропривода, Н/м; $v_{\text{лок.сис}}$ — динамический коэффициент рассеяния энергии колебаний упругодемпфирующих элементов.

Сравнивая между собой эти модели, видно, что у станка-прототипа СБШ-250МНА-32 масса m_3 электропривода для защиты от вибрации опорного узла отделена от массы m_2 . Однако динамические нагрузки на массу m_3 станка СБШ-25МНА-32 передаются от массы M_1 через мачту 2 (см. рис. 5 и 6), и жесткость верхних канатов $c_{\text{вк}}$. У станка "Фердинанд" масса m_3 электропривода локализована от опорного узла упругодемпфирующими связями $c_{\text{лок.сис}}$ и $v_{\text{лок.сис}}$. Она не связана упругодемпфирующими связями с мачтой 2 станка. При этом верхние и нижние канаты жесткостями $c_{\text{вк}}$ и $c_{\text{нк}}$ связаны с массой m_2 опорного узла и за счет предварительного натяжения они создают разнонаправленное силовое поле, действующее на опорный узел, снижая динамику его колебаний. При этом, изменяя величины $c_{\text{лок.сис}}$ и $v_{\text{лок.сис}}$, можно получить эффект динамического гашения колебаний опорного узла, при котором массы m_2 и m_3 будут двигаться в противофаз, т. е. масса электропривода m_3 будет выполнять функцию динамического гасителя вибрации опорного узла.

Для определения эффективности рассмотренных моделей защиты от вибрации электропривода выполнено их теоретическое исследование. Математическая модель динамических моделей, представленных на рис. 5, 6, одинакова. Она идентична динамической модели системы с упругим элементом между опорным узлом и приводом, приведенном в источнике [7], и описывается системой дифференциальных уравнений в комплексной форме с учетом воздействия на опорный узел силы $F(t) = Fe^{i\omega t}$. Для учета различий в этих моделях, например, при расчетах системы станка "Фердинанд" (см. рис. 5), параметры жесткости и демпфирования канатов подъема, не контактирующих с массой m_3 , принимаются равными нулю. А их реальные значения суммируются с параметрами жесткости и демпфирования канатов напора, жестко связанных с опорным узлом. В системе станка-прототипа СБШ-250МНА-32 упругодемпфирующая связь между опорным узлом и электроприводом опорным узлом отсутствует, поэтому при расчетах параметры $c_{\text{лок.сис}}$ и $v_{\text{лок.сис}}$ принимают нулевые значения.

Таким образом, математическая модель для систем рассматриваемых технических решений, представленных на рис. 5 и 6, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + (1 + iv_1)c_1 z_1 - (1 + iv_2)c_2(z_2 - z_1) - \\ - (1 + iv_4)c_4(y_3 - y_1) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + (1 + iv_2)c_2(z_2 - z_1) - \\ - (1 + iv_3)c_3(y_3 - y_2) = Fe^{i\omega t}; \\ m_3 \ddot{z}_3 + (1 + iv_3)c_3(y_3 - y_2) + \\ + (1 + iv_4)c_4(y_3 - y_1) = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $z_k = y_k + ix_k$ — переменная, характеризующая перемещение в вертикальном направлении по оси y ($k = 1, 2, 3$), м; \ddot{z}_k — ускорение перемещения, м/с²; M_1, m_2, m_3 — соответственно массы бурового станка, опорного узла с буровым ставом и верхней каретки с приводом, кг; c_1, c_2, c_3, c_4 — соответственно коэффициенты жесткости породы, канатов напора, АПК и канатов подъема, Н/м; v_1, v_2, v_3, v_4 — соответственно коэффициенты рассеивания энергии в породе, в канатах напора, АПК и канатах подъема; ω — круговая частота возбуждающей силы, $Fe^{i\omega t}$; $i = \sqrt{-1}$ — мнимая единица.

В результате решения системы дифференциальных уравнений (1) получены выражения [7] для вычисления модулей комплексных амплитуд:

$$|A_k| = \frac{Re^2(\Delta_k) + Im^2(\Delta_k)}{Re^2(\Delta) + Im^2(\Delta)}, \quad (k = 1, 2, 3). \quad (2)$$

В формуле (2) действительная $Re(\Delta_k)$ и мнимая $Im(\Delta_k)$ части комплексных амплитуд, которые определяют соответственно амплитуды продольного и поперечного перемещения, рассчитываются по формулам

$$\begin{cases} Re(A_k) = \frac{Re(\Delta_k)Re(\Delta) + Im(\Delta_k)Im(\Delta)}{|\Delta|}; \\ Im(A_k) = \frac{Im(\Delta_k)Re(\Delta) - Re(\Delta_k)Im(\Delta)}{|\Delta|}, \end{cases} \quad (3)$$

($k = 1, 2, 3$),

где $|\Delta| = \sqrt{Re^2(\Delta) + Im^2(\Delta)}$.

С помощью полученных выражений нами выполнено параметрическое моделирование (рис. 7–12) амплитуд колебаний A_1, A_2, A_3 соответственно масс M_1, m_2 и m_3 динамических моделей бурового станка-прототипа СБШ-250МНА-32 и станка "Фердинанд" с усовершенствованными АПК (спектры 1 — с канатно-тросовыми амортизаторами; спектры 2 — с резиновыми кольцами).

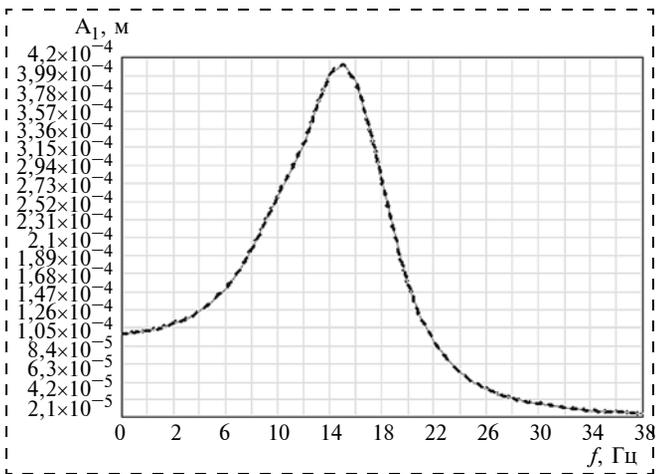


Рис. 7. Спектры амплитуд колебаний рамы станка СБШ-250МНА-32

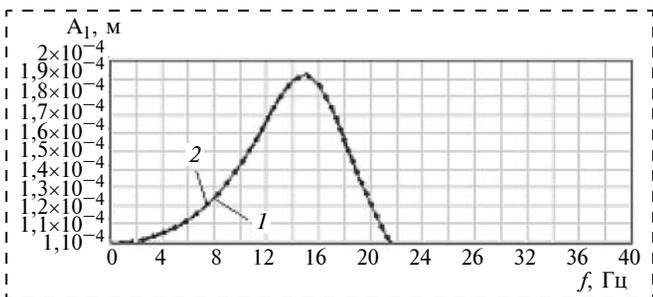


Рис. 8. Спектры амплитуд колебаний рамы станка "Фердинанд"

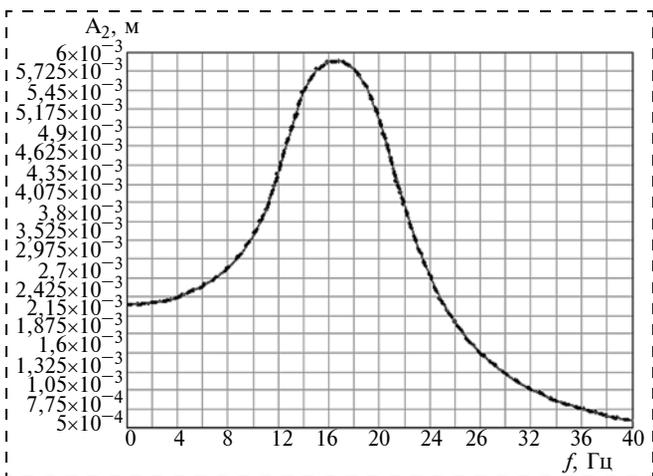


Рис. 9. Спектры амплитуд колебаний опорного узла станка СБШ-250МНА-32

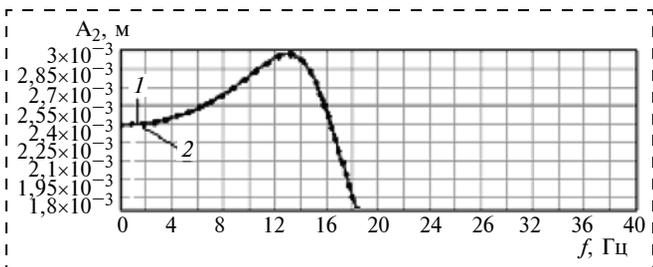


Рис. 10. Спектры амплитуд колебаний опорного узла станка "Фердинанд"

На рис. 7—12 видно, что максимальная (далее max) амплитуда колебаний рамы станка СБШ-250МНА-32 A_1 достигает $4,2 \cdot 10^{-4}$ м (см. рис. 7), а max амплитуда колебаний рамы станка "Фердинанд" (см. рис. 8) снизилась до $1,9 \cdot 10^{-4}$ м (в 2,2 раза). Max амплитуда колебаний опорного узла станка-прототипа A_2 равна $6 \cdot 10^{-3}$ м (см. рис. 9), а max амплитуда колебаний опорного узла станка "Фердинанд" (рис. 10) снизилась до $3 \cdot 10^{-3}$ м (в 2 раза). Причем независимо от варианта исполнения с тросовыми вставками или с резиновыми кольцами (спектры 1 и 2) амплитуды колебаний A_1 рамы станка и A_2 опорного узла станка "Фердинанд" в диапазоне частот 0...40 Гц совпадают между собой.

Max амплитуда колебаний электропривода A_3 у станка-прототипа равна $9,5 \cdot 10^{-4}$ м (рис. 11), а у станка "Фердинанд" в исполнении АПК с тросовыми вставками (рис. 12) — $4,5 \cdot 10^{-4}$ м, т. е. снизилась в 2,1 раза. У АПК с резиновыми кольцами снижение меньше (до $6,75 \cdot 10^{-4}$ м — в 1,4 раза).

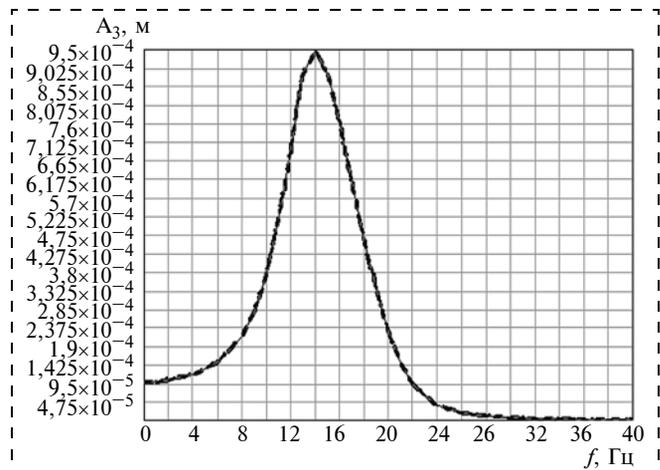


Рис. 11. Спектры амплитуд колебаний электропривода станка СБШ-250МНА-32

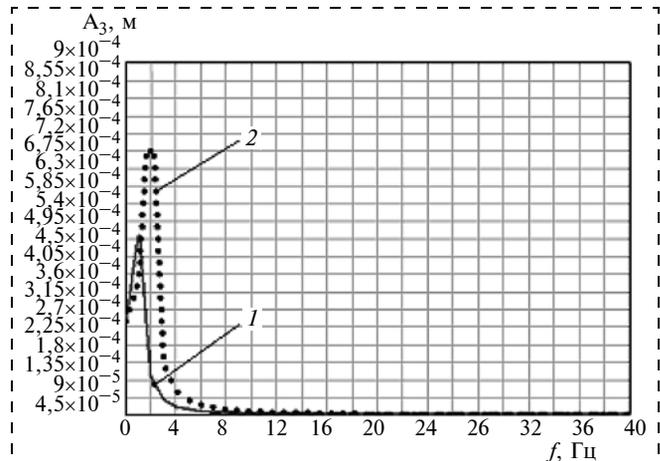


Рис. 12. Спектры амплитуд колебаний электропривода станка "Фердинанд"

Повышенная эффективность тросовых амортизаторов по сравнению с резиновыми кольцами объясняется тем, что динамические коэффициенты рассеяния энергии v_i колебаний одной пары канатно-тросовых амортизаторов составляют $v_{\text{кан.трос}} = 0,58$, а у амортизаторов с резиновыми шайбами в 3 раза меньше — $v_{\text{рез}} = 0,19$.

Выводы и направления дальнейших исследований

1. Разработана высокоэффективная автономная система виброизоляции электропривода, которая выполняет также функцию динамического гасителя вибрации опорного узла станка шарошечного бурения, защищенная патентом Украины № 94528.

2. Повышение эффективности гашения вибрации опорного узла достигается также за счет новой системы прикладывания к нему разнонаправленного силового поля канатных полиспаатов напора и подъема вращателя бурового на станке "Фердинанд".

3. Разработанная система снижает в 2 раза динамические нагрузки одновременно электропривода, опорного узла и рамы бурового станка.

4. В дальнейшем необходимо выполнить исследования эффективности применения разработанной системы в различных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Суханов А. Ф., Кутузов Б. Н., Шмидт Р. Г. Вибрация и надежность работы станков шарошечного бурения. М.: Недра, 1969. 123 с.

2. Кантович Л. И., Дмитриев В. Н. Статика и динамика буровых шарошечных станков. М.: Недра, 1984. 201 с.

3. Кантович Л. И., Дмитриев В. Н. Динамическая устойчивость вращательно-подающей системы для бурения взрывных скважин // Известия вузов. Горный журнал. 1979. № 2. С. 83—89.

4. Громадский Вик. А. Динамика вращения буровых ставов и рекомендации рациональных режимов бурения станка типа СБШ-250 // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 4. С. 17—23.

5. Марасанов Ю. П., Штрмовассер Р. С. Анализ методов снижения вибрации буровых шарошечных станков // Известия вузов. Горный журнал. 1973. № 5. С. 91—92.

6. Пат. на винахід 101870 Україна, МПК E21B 3/00. Буровий верстат / Громадський Влад. А.; заявл. 25.07.2011; опубл. 13.05.2013, Бюл. № 9. 8 с.

7. Снижение динамических нагрузок станков шарошечного бурения / Ю. Г. Горбачов, Влад. А. Громадский, Вик. А. Громадский (Под ред. А. С. Громадского). Saarbrücken: Akademikverlag GmbH (Германия), 2014. 236 с.

8. Пат. на корисну модель № 94528, Україна, МПК E21B 3/00. Верстат шарошкового буріння, що дозволяє знизити динамічні навантаження електроприводу обертача, опорного вузла і рами верстата / Громадський А. С., Солоніченко Ю. М., Громадський Влад. А., Аксьонов А. В.; заявл. 08.01.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22. 19 с.

A. S. Gromadskiy, Professor, e-mail: impulselux@yandex.ua, Yu. G. Gorbachov, Associate Professor, V. A. Gromadskiy, Senior Lecturer, Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, Ukraine

Development of an Autonomous System of Electric Drive Vibration Isolation — Vibration Dynamic Damper of Support Assembly of Rotary Drilling Rig

A new system of autonomous damping of oscillations of electric drive longitudinally to rotary drilling rig СБШ-250 is developed. This system also serves as a dynamic damper of support assembly oscillations of drilling rod of rotary drilling rig. Also additional damping of support assembly vibration is carried out due to the impact of multi-directional force field applied by pressure ropes and lifting of drilling rod. Lifting ropes are attached not as usual for most rigs with cable and tackle feeder and lifting of drilling rod, to the electric drive, which is separated from the reference node by bus-gear clutch. In the developed system, lifting ropes with head ropes are directly related to the support assembly without additional elastic ties. These ropes are defined pretension of such magnitude that, in the process of drilling a hole, as well as when you remove it from the drilling rod provides maximum reduction of the dynamics of oscillations of the support node. Computer parametric modeling of the effectiveness of the developed system is carried out.

Keywords: drilling rig, self-damping, electric, dynamic damper, vibration, support unit

References

1. Sukhanov A. F., Kutuzov B. N., Shmidt R. G. *Vibration and reliability of the machines roller cone drill*. М.: Nedra, 1969. 123 p.

2. Kantovich L. I., Dmitriev V. N. *Statics and dynamics of roller cone drill machines*. М.: Nedra, 1984. 201 p.

3. Kantovich L. I., Dmitriev V. N. Dynamic stability of rotational-flow system for blast hole drilling. *Izvestija vuzov. Mining journal*. 1979. N. 2. P. 83—89.

4. **Gromadsky Vik. A.** Dynamics of rotating drill string and recommendations of rational modes of drilling machine type СБШ-250. *Gornoe oborudovanie i jelectromehaniika*. 2014. N. 4. P. 17—23.

5. **Marasanov Yu. P., Shtromvasser R. S.** Analysis methods to reduce vibration roller cone drill machine. Proceedings of the higher educational establishments. *Izvestija vuzov. Mining journal*. 1973. N. 5. P. 91—92.

6. **Pat.** 101870 Ukraine, IPC E21V 3/00. *Drilling machine*. Gromadsky Vlad. A.; appl. 25.07.2011; publ. 13.05.2013, Bul. N. 9. 8 p.

7. **Reducing dynamic loads drilling machines sharoshechnogo.** Ju. G. Gorbachov, Vlad. A. Gromadsky, Vik. A. Gromadsky (Ed. Gromadsky A. S.). Saarbrücken: Akademik-verlag GmbH (Germany), 2014. 236 p.

8. **Pat.** for utility model 94528, Ukraine, IPC E21V 3/00. *Sharoshkovoho drilling machine, thus reducing dynamic load electric rotator cuff, the reference node and the frame of the machine*. Gromadsky A. S., Solonichenko Yu. M., Public Gromadsky Vlad. A., Aksenov A. V.; zayavl. 08.01.2014; publ. 25.11.2014, Bul. N. 22. 19 p.

УДК 622.233.5

В. В. Тимонин, канд. техн. наук, науч. сотр.,
ИГД СО РАН им. Н. А. Чинакала, г. Новосибирск
E-mail: timonin2005@ngs.ru

Погружные пневмоударники для подземных условий отработки месторождений

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований погружной пневматической ударной машины и породоразрушающего инструмента к ней, результатом исследований явилось создание нового погружного пневмоударника.

Ключевые слова: пневматическая ударная машина, погружной пневмоударник, породоразрушающий инструмент, буровая коронка, рабочий цикл, разрушение, бурение скважин

Разработка удароопасных железнорудных месторождений в условиях предельного напряженного состояния блочного массива горных пород, непрерывного понижения горизонта выемки, сопровождающегося ухудшением горно-технических и геомеханических условий разработки, требует проведения значительных объемов буровых работ.

Применяемое на рудниках буровое оборудование (НКР100МП и погружные пневмоударники П105ПМ) используется при бурении пучка нисходящих параллельных скважин для обрушения обуриваемого блока. Использование данных технических средств и несовершенство применяемых систем разработки не позволяют вывести добычу минерального сырья на конкурентоспособный уровень.

Одним из перспективных направлений выемки руд является освоение и широкое внедрение различных вариантов систем с обрушением.

Анализ технической литературы и практика работы известных крупных горнорудных компаний [1—3] показывают неоспоримые и очевидные преимущества систем поэтажного обрушения перед другими равнозначными геотехнологиями как более экономичного и прогрессивного способа разработки.

В качестве главного критерия дальнейшего развития этой технологии выступает увеличение высоты подэтажа [4]. Однако увеличение высоты подэтажа возможно только путем внедрения нового эффективного бурового оборудования.

Годовой объем взрывных скважин только по одному блоку составляет около 20...30 тыс. пог. м. В связи с этим одной из главных задач новой буровой техники является повышение ее производительности. Повышение производительности бурения напрямую зависит от энергии единичного удара, передаваемой через инструмент на забой. Ее увеличение возможно осуществлять путем повышения давления энергоносителя, используемого на рудниках. В России в настоящее время и в перспективе на большинстве горно-добывающих предприятиях рабочим давлением сжатого воздуха остается давление 0,4...0,6 МПа. Поэтому развитие буровой техники, а именно погружных пневмоударников, необходимо вести за счет повышения энергии удара [5] и более эффективного воздействия инструмента на породный массив в целях снижения энергоемкости процесса разрушения горной породы [6—8].

Учитывая изложенное выше, к новым погружным пневмоударникам предъявляются следующие требования.

1. Увеличенная производительность бурения (снижение энергоемкости бурения за счет увеличения энергии единичного удара и ее сочетания с геометрическими параметрами породоразрушающего инструмента).

2. Увеличенная глубина бурения (проход глубоких до 80 м скважин за один проход без подъема).

3. Увеличенный ресурс (улучшение шламозащиты пневмоударника как при работе, так и при замене или наращивании штанг).

Процесс создания нового погружного пневмоударника для бурения взрывных скважин в породах средней и высокой крепости включал в себя комплекс следующих задач:

исследование геометрических параметров породоразрушающего инструмента в целях снижения энергоемкости разрушения горных пород и увеличения точности проходки скважины;

разработка нового рабочего цикла пневмоударника и схемы воздухораспределения, ее реализующей;

разработка конструкции погружного пневмоударника и породоразрушающего инструмента к нему.

Исследование геометрических параметров породоразрушающего инструмента заключалось в проведении физического моделирования по внедрению твердосплавных породоразрушающих штырей в горную породу на специально спроектированном и созданном стенде [6—9]. Основной целью эксперимента являлось определение условия получения объемного разрушения геоматериалов и установление обеспечивающих эти условия параметров рабочего инструмента и энергетического воздействия на него.

Как известно, процесс разрушения породы и его энергоемкость в большой мере определяются удельной величиной нагрузки на забой скважины. Под ее воздействием может происходить либо усталостное, либо менее энергоемкое объемное разрушение с получением разной фракции или шлама. Поэтому определение условий получения объемного разрушения, установление обеспечивающих эти условия параметров рабочего инструмента и их сочетания с рациональным энергетическим воздействием является ключевой задачей повышения эффективности бурения.

Физическое моделирование динамического внедрения твердосплавных инденторов в горную породу позволило установить, что при разрушении породного материала инструментом, оснащенным

твердосплавными инденторами, существует пороговое значение энергии удара, обеспечивающее объемное разрушение геоматериала с минимальной энергоемкостью. Соответствующая пороговому значению энергии удара величина безразмерного энергетического критерия механического воздействия ударника на породу совпадает с энергетическим условием возникновения волн маятникового типа и свидетельствует о том, что в зоне минимальной энергоемкости возникают геомеханические квазирезонансные явления [7].

В соответствии с приведенными выше результатами разработан породоразрушающий инструмент, оснащенный твердосплавными штыревыми вставками со сферической торцевой поверхностью, представленный на рис. 1. Геометрия забойной части инструмента, предназначенной для формирования скважины, сконструирована так, чтобы периферийные штыри работали в паре, центральные же образовывали треугольники, обеспечивая тем самым взаимодействие полей напряжений. Система продувки и выноса разрушенного геоматериала спроектирована из условия минимальных затрат времени на очистку забоя во избежание повторного измельчения породы и повышения затрат энергии.

Поскольку пневмоударник и породоразрушающий инструмент функционально зависимые компоненты бурового снаряда, то нельзя заменить одно, не заменяя другого. Нужен энергонасыщенный погружной пневмоударник с интенсивной очисткой забоя и адаптированной к условиям подземной отработки месторождений воздухораспределительной системой. При этом следует учесть ограничения на длину пневмоударника и работу его на воздушно-водяной смеси. В результате должны получить повышенную в 1,5—2 раза сменную производительность по сравнению с аналогичными образцами пневмоударников (М48, П105ПМ).

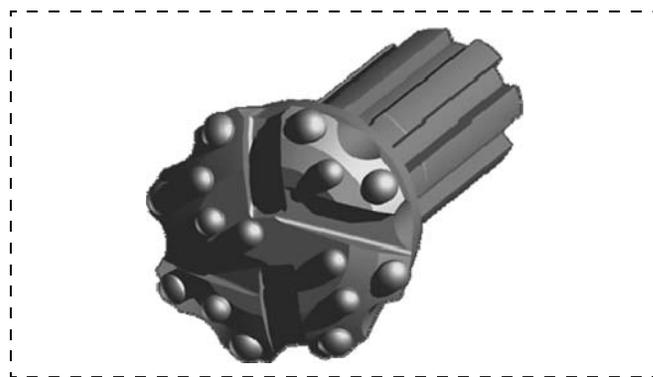


Рис. 1. Породоразрушающий инструмент

Конструктивные схемы многих отечественных пневмоударников были предложены ИГД СО РАН более 40 лет назад, испытывали незначительную модернизацию на заводах-изготовителях и переход от лезвийного долота на штыревой породоразрушающий инструмент. Мы считаем, что в настоящее время эти конструкции морально устарели и не отвечают современным требованиям потребителей по таким показателям, как производительность и ресурс.

На основе многолетних данных по испытаниям и промышленной эксплуатации отечественных и зарубежных погружных пневмоударников предложена конструкция погружного пневмоударника при ограниченном (0,6 МПа) давлении энергоносителя на основе нового рабочего цикла машины. Особенностью схемы пневмоударника является комбинированное воздухораспределение, включающее ступенчатый клапан с выхлопной полостью. Предложенный рабочий цикл обеспечивает изменение структуры мощности в пользу увеличения энергии удара более чем в 1,5 раза по сравнению с отечественными аналогами. Улучшена силовая характеристика рабочего цикла, что позво-

лит достичь увеличенного ресурса. В новой конструкции пневмоударника улучшены условия передачи крутящего момента и ударной мощности породоразрушающему инструменту. Пневмоударник снабжен шламозащитным обратным клапаном, который исключает его зашламовывание, и адаптирован к повышенному содержанию воды в энергоносителе как обязательное требование для пылеподавления. Пневмоударник позволяет проходить межэтажную скважину (50...70 м) за один проход без подъема, что сокращает вспомогательное время для замены инструмента.

Все технические решения, реализованные в новой конструкции погружного пневмоударника, защищены патентами РФ [10—13].

Были проведены исследования работы машины на специальном стенде для индицирования машин ударного действия. Стенд позволяет воспроизвести все режимы работы пневмоударной машины: от забурки до блокировки; записать осциллограммы давлений в рабочих камерах машины и магистральной сети в течение ее рабочего цикла; по снятым данным рассчитать энергетические характеристики погружного пневмоударника [14, 15].

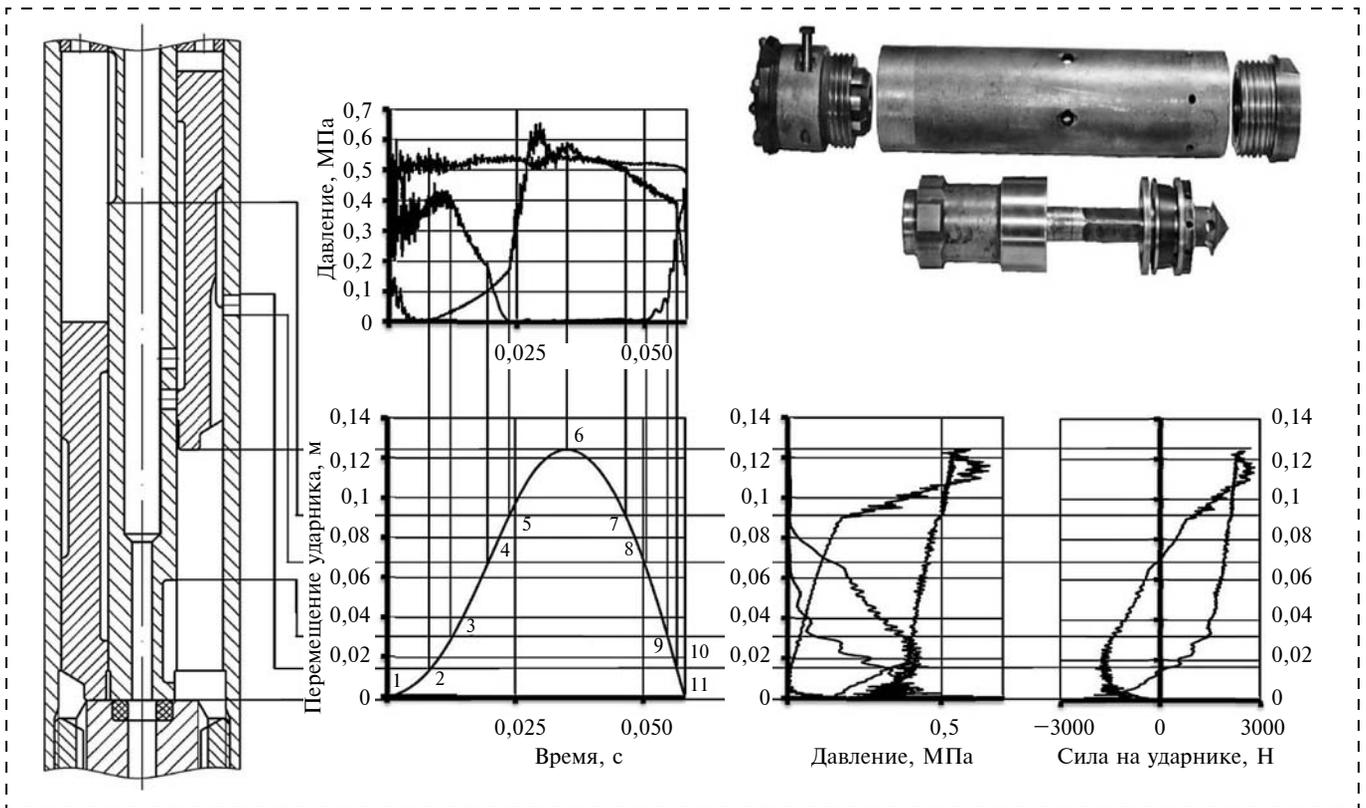


Рис. 2. Диаграммы рабочего цикла погружного пневмоударника ПП110ЭН:

1 — начало обратного хода; 2 — конец выхлопа и начало сжатия в камере прямого хода; 3 — конец питания камеры обратного хода; 4 — начало выхлопа из камеры обратного хода; 5 — начало бесклапанного впуска в камеру прямого хода (команда на открытие клапана); 6 — верхнее положение ударника; момент перемены хода; 7 — конец бесклапанного питания камеры прямого хода; 8 — начало сжатия в камере обратного хода; 9 — начало питания камеры обратного хода; 10 — начало выхлопа из камеры прямого хода (команда на закрытие клапана); 11 — удар по инструменту; конец цикла

Предложенная система воздухораспределения рабочего цикла машины позволила довести технические характеристики пневмоударника ПП110ЭН до показателей, приведенных ниже.

Давление сжатого воздуха, МПа	0,6
Расход воздуха, м ³ /мин	6,0
Энергия единичного удара ударника, Дж	185
Частота ударов ударника, уд./мин	1050
Мощность, кВт	3,2
Предударная скорость ударника, м/с	9,0

Рабочий цикл пневмоударника в координатах "давление — время" представлен на рис. 2. На диаграмме давлений показаны изменения давления воздуха в камерах прямого хода, обратного хода и магистральной сети в течение одного цикла. Также на нем представлены зависимости перемещения ударника от времени, давления в рабочих камерах и результирующей силы на ударнике от перемещения. Представленные диаграммы показывают улучшение рабочего цикла пневмоударника в сравнении с отечественными аналогами. При прямом ходе ударник разгоняется на всем пути большим количеством воздуха, под высоким средним давлением (участок 6—9 на диаграмме) без противодействия со стороны камеры обратного хода, что дает ему высокую предупредную скорость и высокое значение энергии единичного удара.

На рис. 3 приведены энергетические показатели погружного пневмоударника ПП110ЭН при изменении магистрального давления энергоносителя в диапазоне от 3,5 до 6 МПа. В данном диапазоне изменения магистрального давления значение энергии удара варьируется в пределах 90...180 МПа, что говорит о возможности эффективного разрушения породы даже при пониженном давлении энергоносителя. К тому же даже при ограниченном магистральном давлении энергоносителя (3,5 МПа) значение энергии единичного удара ударника соответствует некоторым отечественным аналогам пневмоударников при нормальном (5...6 МПа) давлении сжатого воздуха в магистрали.

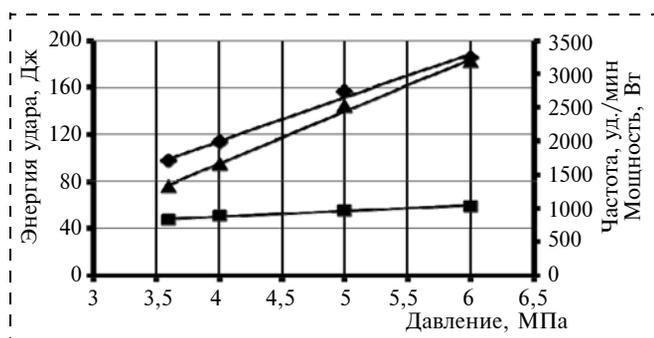


Рис. 3. Изменение энергетических показателей погружного пневмоударника ПП110ЭН от давления энергоносителя:
 ◆ — энергия удара, Дж; ■ — частота ударов, уд./мин; ▲ — мощность, Вт

Выводы

1. Исследованы геометрические параметры породоразрушающего инструмента и проведена их связь с энергетическими параметрами погружного пневмоударника.

2. Разработан породоразрушающий инструмент, оснащенный твердосплавными штыревыми инденторами со сферической торцовой поверхностью.

3. Разработан и испытан в стендовых условиях погружной пневмоударник для бурения скважин в подземных условиях.

Список литературы

1. **Именитов В. Р.** Процессы подземных горных работ при разработке рудных месторождений: Учеб. пособие для вузов, 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1984.
2. **Фрейдин А. М., Неверов А. А., Неверов С. А., Филиппов П. А.** Современные способы разработки рудных залежей с обрушением на больших глубинах. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2008. 151 с.
3. **Фрейдин А. М., Филиппов П. А., Гайдин С. П., Кореньков Э. Н., Неверов С. А.** Перспективы технического перевооружения подземных рудников Западно-Сибирского металлургического комплекса // ФТПРПИ. 2004. № 3.
4. **Неверов С. А., Неверов А. А.** Особенности технологии подэтажного обрушения с элементами магазинирования отбитой руды // Горный журнал. 2011. № 2.
5. **Липин А. А., Тимонин В. В.** Погружные гидроударники объемного типа // Горный журнал. 2006. № 12. С. 57—58.
6. **Тимонин В. В.** К оценке энергоемкости бурения скважин машинами ударного действия / Материалы четвертой междунар. конф. // Проблемы механики современных машин. Т. II. Улан-Удэ, 2009. С. 272—275.
7. **Тимонин В. В.** Оценка процесса разрушения горных пород при динамическом вдавливании группы инденторов с точки зрения нелинейной геомеханики / Тр. науч. конф. с участием иностранных ученых // Геодинамика и напряженное состояние недр Земли. Новосибирск, 2008. С. 470—474.
8. **Тимонин В. В.** Энергосберегающие схемы вооружения буровых долот и метод их оценки / Сб. статей Междунар. научн. конф. "Инновационное развитие и востребованность науки в современном Казахстане". Алматы, 2010. С. 51—54.
9. **Тимонин В. В.** Способ оценки энергоэффективности бурения скважин. Электронный сборник тезисов Пятой Сибирской междунар. конф. молодых ученых по наукам о Земле. Новосибирск, 2010.
10. **Пат.** на полезную модель 85185 Российская Федерация, МПК E21B 4/14 (2006.1). Погружной пневмоударник / Липин А. А., Белоусов А. В., Тимонин В. В.; заявитель и патентообладатель ИГД СО РАН. 2008148279; заявл. 08.12.2008; опубл. 27.07.2009, Бюл. № 21. 6 с.
11. **Пат.** на изобретение 2360092 Российская Федерация, МПК E21B 4/14 (2006.01). Погружной пневмоударник / Липин А. А., Белоусов А. В., Тимонин В. В.; заявитель и патентообладатель ИГД СО РАН.

2008108655; заявл. 05.03.2008; опубл. 27.06.2009, Бюл. № 18. 8 с.

12. Пат. РФ 2463431. Погружной пневмоударник / Липин А. А., Заболоцкая Н. Н. Бюл. № 28 от 10 октября 2012.

13. Пат. 243324 Российская Федерация, E21В 4/14 (2006.01). Погружной пневмоударник / А. А. Липин, А. В. Белоусов, Н. Н. Заболоцкая; заявитель и патенто-обладатель Учреждение Российской академии наук Институт горного дела СО РАН. 2010116405/03; заявл. 26.04.2010; опубл. 10.11.2011, Бюл. № 31. 7 с.

14. Тимонин В. В., Липин А. А. Погружные пневмоударники для подземных условий отработки ударо-

опасных месторождений / Тр. II науч.-практ. конф. "Геодинамика и современные технологии отработки удароопасных месторождений", посвященной 70-летию Таштагольского филиала. Таштагол: Изд-во "ЕВРАЗ", 2011.

15. Тимонин В. В. Погружные пневмоударники ПП110 ЭН для подземных условий отработки месторождений / Материалы 65-й науч.-практ. конф. ФГБОУ ВПО "СибАДИ" "Модернизация и инновационное развитие архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России: фундаментальные и прикладные исследования". Омск: СибАДИ, 2011.

V. V. Timonin, Research Associate, e-mail: timonin2005@ngs.ru,
N. A. Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

Application of Downhole Hammers in Underground Mine Development

The article describes the findings of the theoretical and experimental researches on the downhole pneumatic impact machine and the rock-breaking tool to it. The researches resulted in the creation of the new downhole hammer which is characterized by the improved operational cycle and high energy of a unit impact.

Keywords: pneumatic impact machine, downhole hammer, rock-breaking tool, jackbit, operational cycle, failure, drilling, borehole

References

1. Imenitov V. R. *Underground Mining Processes in the Development of Ore Deposits*: Educational aid for universities, 3rd ed., revised and enlarged. M.: Nedra, 1984.

2. Freidin A. M., Neverov A. A., Neverov S. A., Filippov P. A. *Modern Mining Methods of Ore Deposits with Caving at Great Depth*. Novosibirsk: SO RAN, 2008. 151 p.

3. Freidin A. M., Filippov P. A., Gaidin S. P., Koren'kov E. N., Neverov S. A. Prospects of Technical Re-Equipment in Underground Mines of the Metallurgy Complex in West Siberia. *Journal of Mining Science*. 2004. no. 3.

4. Neverov S. A., Neverov A. A. Features of Sublevel Caving Technology with the Elements of Broken Ore Shrinkage. *Gorny zhurnal*. 2011. no. 2.

5. Lipin A. A., Timonin V. V. Positive Displacement Downhole Hydraulic Hammers. *Gorny Zhurnal*. 2006. no. 12. P. 57–58.

6. Timonin V. V. On the Energy Consumption of Borehole Drilling Using Impact Machines. *Proc. of the 4th Int. Conf.: Problems of Modern Machine Mechanics*, Vol. II, Ulan-Ude, 2009. P. 272–275.

7. Timonin V. V. Assessment of Rock Failure Under Dynamic Indentation in Terms of Nonlinear Geomechanics. *Proc. of the Sci. Conf. in Partnership with Foreign Scientists: Geodynamics and Stressed State of the Earth's Interior*, Novosibirsk, 2008. P. 470–474.

8. Timonin V. V. Energy-Saving Circuits of Drilling Bit Cutting Structure and Their Estimation Method, *Collected Works of the Int. Sci. Conf.: Innovative Development and Demand for Science in Modern Kazakhstan*, Almaty, 2010. P. 51–54.

9. Timonin, V. V. Estimation Method of Borehole Drilling Energy Efficiency. *Electronic Collection of Abstracts of the 5th Sib. Int. Conf. on Geosciences*, Novosibirsk, 2010.

10. RF utility pat. 85185, MPK E21V 4/14 (2006.1). *Downhole hammer*. Lipin A. A., Belousov A. V., Timonin V. V.; claimer and patent holder: N. A. Chinakal Institute of Mining, SB RAS. 2008148279; applied 08.12.2008; publ. 27.07.2009, Bull. no. 21.

11. RF pat. for an invention 2360092. MPK E21V 4/14 (2006.01). *Downhole hammer*. Lipin A. A., Belousov A. V., Timonin V. V.; claimer and patent holder: N. A. Chinakal Institute of Mining, SB RAS. 2008108655; applied 05.03.2008; publ. 27.06.2009, Bul. no. 18.

12. RF pat. 2463431. Lipin A. A., Zabolotskaya N. N. Downhole hammer, Bul. izobret. no. 28, 10.10. 2012.

13. RF pat. 243324. E21V 4/14 (2006.01). Downhole hammer, Lipin A. A., Belousov A. V., Zabolotskaya N. N.; claimer and patent holder: N. A. Chinakal Institute of Mining, SB RAS. 2010116405/03; applied 26.04.2010; publ. 10.11.2011, Bul. no. 31.

14. Timonin V. V., Lipin A. A. Application of Downhole Hammers in the Underground Development of Bump Hazardous Deposits, *Proc. of the 2nd Sci. Conf.: Geodynamics and Modern Technologies of Development of Bump Hazardous Deposits*, Tashtagol: EVRAZ, 2011.

15. Timonin V. V. Application of Downhole Hammers PP 110 ЭН in Underground Mine Development, *Proc. of the 65th Sci. Conf.: Modernization and Innovative Development of Architectural-Construction and Road and Transport Systems of Russia: Fundamental and Applied Research*, Omsk: SibADI, 2011.

УДК 622.684:629.622.271

И. В. Зырянов, д-р техн. наук, зам. директора по научной работе,
С. В. Решетников, вед. инж., Институт "Якутнипроалмаз", г. Мирный

E-mail: ZyryanovIV@alrosa.ru; ReshetnikovSV@alrosa.ru

Методологические подходы к определению перечня и количества дорожно-строительной техники на открытых горных работах

Изложена методология подхода к определению перечня и количества дорожно-строительной техники на открытых горных работах. Приведен анализ существующей нормативной базы.

В представленном методологическом подходе впервые учтено строительство дорог как один из основных и важнейших видов работ. Применение необходимого перечня и потребного количества техники обеспечит соответствие карьерных дорог всем требованиям строительных норм и правил, позволит существенно увеличить производительность работы автосамосвалов.

Разработанные нормативы рекомендованы к использованию институтом "Якутнипроалмаз" при разработке проектов на отработку кимберлитовых месторождений, а также структурному подразделению АК "АЛРОСА" (ОАО) (Мирнинское управление автомобильных дорог) при строительстве, ремонте и содержании карьерных дорог.

Ключевые слова: дорожно-строительные машины, строительство, ремонт и содержание, технологическая дорога, виды и пределы работ

На современных горно-добывающих предприятиях, разрабатывающих месторождения открытым способом, наиболее распространенным видом транспорта является автомобильный. В силу своей мобильности и автономности самосвалы служат достаточно удобным средством организации грузопотоков на карьерах. Кроме того, достоинства данного вида транспортной системы являются очевидными для районов со слаборазвитой инфраструктурой.

Как известно, эффективность применения горно-транспортной техники во многом зависит от условий эксплуатации, которые, в свою очередь, определяются горно-техническими и организационными факторами. В случае с автомобильным транспортом, при налаженной системе снабжения запасными частями, обеспеченности ремонтными бригадами и экипажем на первый план выходят внешние условия работы. Одним из таких факторов является состояние дорожного полотна, определяющее безопасность и ограничивающее среднетехническую скорость движения, а значит и производительность автомобиля.

В целях соответствия требованиям, обозначенных в проектных решениях, строительство, ремонт и содержание технологических дорог на карьерах осуществляются комплексом специализированной

горной техники — дорожно-строительными машинами (ДСМ). При этом номенклатура и потребное количество ДСМ регламентированы нормативной базой, разработанной институтами "Гипроруда" и "НИИОГР" [1, 2] в конце 1980-х гг. на основании технических возможностей машин своего времени. Анализ данных нормативов показал, что рекомендуемый парк ДСМ на 10 км дорог не отражает типоразмер эксплуатируемых самосвалов, а следовательно, и ширину проезжей части, объем перевозок, вид ремонта или содержания, климатические особенности и т. п. Кроме того, не учтено в качестве вида работ строительство дорог. Таким образом, применявшиеся порядка 25 лет нормативы в настоящее время уже не могут быть использованы как инструмент для формирования парка ДСМ конкретного предприятия.

В то же время, изучение отечественного и зарубежного опыта оснащения дорожной техникой предприятий открытых горных разработок показало, что недостатки представленных рекомендаций стали мотивом разработки "собственных" нормативов. Такой подход был реализован на крупных золотодобывающих карьерах и угольных разрезах за рубежом ("Grasberg Mine" (Индонезия), "Carlin Mine Complex" (США), "Yanacocha" (Перу)) и в России (угольный разрез "Нерюнгринский").



Рис. 1. Алгоритм определения необходимого перечня и требуемого количества ДСМ

Практика показала, что рассматриваемый вопрос актуален и для алмазодобывающей промышленности. В 2013 г. перед специалистами института "Якутнипроалмаз" была поставлена задача по пересмотру существующего количества и типов машин для строительства, ремонта и содержания дорог Айхальского ГОКа.

Парк технологического автотранспорта на предприятии представлен карьерными самосвалами грузоподъемностью 45 и 136 т (52 и 54 ед. соответственно), производительность которых зависит от состояния технологических автодорог.

Для достижения поставленной цели было принято решение об обосновании номенклатуры и расчете требуемого количества дорожной техники с учетом характерных условий комбината (типоразмер применяемых машин, ширина проезжей части и т. д.) путем разработки методологического подхода (рис. 1), суть которого заключается в учете специфики эксплуатации каждого вида ДСМ при известных объемах работ.

Анализ технологии выполнения работ

Общеизвестно, что номенклатура парка машин напрямую зависит от принятой технологии строительства, ремонта и содержания карьерных дорог. Поэтому для расчета нормативов, в первую очередь, необходимо определить рабочие операции, осуществляемые при выполнении дорожных работ, и виды задействованной при этом техники (табл. 1).

Расчет эксплуатационной производительности

Для определения требуемого количества техники необходимо выполнить расчет эксплуатационной производительности представленного оборудования на основании их технико-эксплуата-

ционных характеристик и годовых объемов работ в перспективе развития предприятия.

Расчеты проводятся по общепринятым методикам [3]. Так, для эффективного выполнения мероприятий по строительству, ремонту и содержанию технологических дорог на карьерах Айхальского ГОКа целесообразно применение тяжелых гусеничных бульдозер-рыхлителей массой более 45 т, например CAT-D9R производства фирмы "Caterpillar" (рис. 2).

Учитывая, что бульдозер-рыхлитель используется в различных технологических операциях при строительстве карьерных дорог, возникла необходимость в определении производительности при рыхлении, перемещении, окучивании горной массы и планировании дорожного полотна.

Эксплуатационная часовая производительность бульдозера-рыхлителя **при перемещении и окучивании горной массы** определяется по формуле

$$Q_{\text{по}} = \frac{3600 V \alpha k_{\text{ис}} k_{\text{у}}}{T_{\text{ц}} k_{\text{р}}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где V — объем породы, перемещаемой отвалом бульдозера, м^3 ; α — коэффициент, учитывающий потери породы в процессе ее перемещения; $k_{\text{ис}}$ — коэффициент использования рабочего времени; $k_{\text{у}}$ — коэффициент, учитывающий уклон на участке работы; $k_{\text{р}}$ — коэффициент разрыхления породы; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла, с.

Объем породы, перемещаемой отвалом бульдозера, принимаем на уровне $13,5 \text{ м}^3$. Коэффициент использования рабочего времени — 0,6, коэффициент, учитывающий уклон на участке работы, — 1,1, коэффициент разрыхления породы — 1,42.



Рис. 2. Гусеничный бульдозер-рыхлитель CAT-D9R

Этапы работ, рабочие операции и виды ДСМ

Этапы работ	Рабочие операции	Виды техники
СТРОИТЕЛЬСТВО		
Подготовка основания дороги		
Придание основанию поперечного проектного профиля (срезка слабых грунтов) Погрузка и вывоз материала	Рыхление, окучивание, планирование	Гусеничный бульдозер-рыхлитель Колесный погрузчик Автосамосвалы
	Погрузка Транспортирование	
Строительство земляного полотна		
Отсыпка слоя замены	Погрузка Транспортирование	Колесный погрузчик Автосамосвалы Гусеничный бульдозер
Выравнивание и планирование слоя замены Отсыпка ориентирующего вала и обочин	Перемещение, планирование Погрузка Транспортирование	
Формирование обочин и нарезка корыта для укладки конструкций слоев	Перемещение	Гусеничный бульдозер
Строительство дорожного покрытия		
Отсыпка нижнего слоя (фракция 70...120 мм)	Погрузка Транспортирование	Колесный погрузчик Автосамосвалы Колесный бульдозер
Раскладка и планирование щебня	Перемещение Планирование	
Отсыпка среднего слоя (фракция 40...70 мм)	Погрузка Транспортирование	Колесный погрузчик Автосамосвалы Колесный бульдозер
Раскладка и планирование щебня	Перемещение Планирование	
Поливка водой Уплотнение среднего слоя	Поливка Уплотнение	Тяжелый автогрейдер Поливомоечная машина Каток
Отсыпка верхнего слоя (фракция 20...40 мм)	Погрузка Транспортирование	
Раскладка и планирование щебня	Перемещение Планирование	Колесный погрузчик Автосамосвалы Колесный бульдозер Тяжелый автогрейдер
Поливка водой Уплотнение верхнего слоя	Поливка Уплотнение	
РЕМОНТ		
Устранение просадок, выбоин, ям, колеи, волн, выравнивание поперечного профиля с обочинами с небольшим добавлением щебеночного материала. Поливка водой перед профилированием. Уплотнение дорожного покрытия	Поливка Профилирование, планирование Погрузка материала Перемещение Уплотнение	Поливальная машина Тяжелый и легкий автогрейдеры Погрузчик Автосамосвалы Каток
СОДЕРЖАНИЕ		
Очистка проезжей части от осыпающихся кусков породы из кузова Профилирование проезжей части, обочин Очистка кюветов. Пылеподавление	Уборка проезжей части и призабойного пространства от осыпей с кузова самосвалов Профилирование проезжей части и обочин Очистка кюветов Пылеподавление	Колесный бульдозер Тяжелый и легкий автогрейдеры Тяжелый и легкий автогрейдеры Поливомоечная машина
Очистка проезжей части от снега и льда, антигололедные работы	Очистка от снега и льда проезжей части Антигололедные работы	Тяжелый и легкий автогрейдеры Разбрасыватель щебня

Коэффициент, учитывающий потери породы в процессе ее перемещения, рассчитывается по формуле

при перемещении:

$$\alpha = 1 - \beta L_{\Pi} \text{ при } \beta = 0,008;$$

$$\alpha = 1 - 0,008 \cdot 60 = 0,52,$$

при окучивании:

$$\alpha = 1 - \beta L_0 \text{ при } \beta = 0,008;$$

$$\alpha = 1 - 0,008 \cdot 30 = 0,76,$$

где L_{Π} — расстояние транспортирования при перемещении скального грунта, м; L_0 — расстояние транспортирования при окучивании скального грунта, м.

Расстояние транспортирования при перемещении скального грунта принимаем на уровне 60 м, при окучивании — 30 м.

Продолжительность цикла определяется по формуле

$$T_{\text{ц}} = \frac{L_{\text{н}}}{v_{\text{н}}} + \frac{L_{\text{т}}}{v_{\text{п}}} + \frac{L_{\text{н}} + L_{\text{т}}}{v_3} + 10 \text{ с,}$$

где L_H — длина набора скального грунта бульдозером, м; L_T — длина транспортировки, м; v_H — скорость бульдозера при наборе скального грунта, м/с; v_{II} — скорость перемещения скального грунта, м/с; v_3 — скорость движения задним ходом, м/с.

Длину набора скального грунта бульдозером принимаем на уровне 10 м, длину транспортировки при перемещении — 60 м, при окучивании — 30 м. Скорость бульдозера при наборе скального грунта — 0,7 м/с, скорость перемещения скального грунта — 1,2 м/с, скорость движения задним ходом — 1,7 м/с.

Продолжительность цикла составляет при перемещении:

$$T_{IIII} = 10/0,7 + 60/1,2 + (10 + 60)/1,7 + 10 = 115,5 \text{ с,}$$

при окучивании:

$$T_{IIIO} = 10/0,7 + 30/1,2 + (10 + 30)/1,7 + 10 = 72,8 \text{ с.}$$

Таким образом, часовая эксплуатационная производительность составляет

при перемещении:

$$Q_{II} = \frac{3600 \cdot 13,5 \cdot 0,52 \cdot 0,6 \cdot 1,1}{115,5 \cdot 1,42} = 101,7 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

при окучивании:

$$Q_{IO} = \frac{3600 \cdot 13,5 \cdot 0,76 \cdot 0,6 \cdot 1,1}{72,8 \cdot 1,42} = 235,8 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

С учетом поправочного температурного коэффициента ($k_1 = 0,6$) на эксплуатационную производительность значение показателя составляет

при перемещении:

$$Q_{IIK} = Q_{II} k_1 = 101,7 \cdot 0,6 = 61,0 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

при окучивании:

$$Q_{IOK} = Q_{IO} k_1 = 235,8 \cdot 0,6 = 141,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Эксплуатационная часовая производительность **при рыхлении:**

$$Q_p = \frac{3600 V_p k_{ис}}{T_{IIII}}, \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где V_p — объем разрыхленного грунта за один проход, м^3 ; $k_{ис}$ — коэффициент использования рыхлителя по времени; T_{IIII} — продолжительность цикла рыхления, с.

Коэффициент использования рыхлителя по времени принимаем для расчета на уровне 0,6.

Объем разрыхленного грунта за один проход:

$$V_p = B h_{эф} L,$$

где B — ширина полосы разрыхления, м, $B = k_{II} [b + 2h_{эф} \text{ctg} \nu]$, здесь k_{II} — коэффициент перекрытия; b — ширина наконечника, см; ν — угол скола, °; $h_{эф}$ — эффективная глубина рыхления, м; h_p — глубина рыхления, м; L_p — длина пути рыхления, м.

Коэффициент перекрытия k_{II} для расчета принимаем на уровне 0,75. Ширина наконечника составляет 10,5 см, угол скола — 15...16°, глубина рыхления — 0,7 м, эффективная глубина рыхления — 0,75 h_p , длина пути рыхления — 30 м.

Ширина полосы разрыхления:

$$B = 0,75 \cdot [0,105 + 2 \cdot 0,53 \cdot \text{ctg} 15] = 3,1 \text{ м.}$$

Объем разрыхленного грунта за один проход:

$$V_p = 3,1 \cdot 0,53 \cdot 30 = 49,3 \text{ м}^3.$$

Продолжительность цикла:

$$T_{IIII} = t_p + t_{3X} + 20,$$

где t_p — время рыхления, с, $t_p = L_p/v_p$; t_{3X} — время заднего хода, с, $t_{3X} = L_p/v_3$; L_p — длина пути рыхления, м; v_p — средняя скорость рыхления, м/с.

Длина пути рыхления, как уже указано, составляет 30 м, средняя скорость рыхления — 0,44 м/с.

$$T_{IIII} = t_p + t_{3X} + 20 = L_p/v_p + L_p/v_3 + 20 = 30/0,44 + 30/1,7 + 20 = 105,9 \text{ с.}$$

Таким образом, эксплуатационная часовая производительность при рыхлении:

$$Q_p = \frac{3600 \cdot 49,3 \cdot 0,6}{105,9} = 1005,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

С учетом температурного поправочного коэффициента $k_1 = 0,6$ производительность **при рыхлении** составит:

$$Q_{pK} = Q_p k_1 = 1005,5 \cdot 0,6 = 603,3 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Производительность гусеничного бульдозера **при планировании** определяется по формуле

$$Q_{III} = \frac{b v k_B}{n} \cdot 1000 \text{ м}^2/\text{ч,}$$

где b — ширина вырезаемой стружки, м; v — рабочая скорость движения машины, км/ч; k_B — коэффициент использования машины по времени; n — число проходов по одному месту.

Для расчетов принимаем ширину вырезаемой стружки, равной ширине универсального отвала 4,65 м, рабочую скорость движения машины — 6,8 км/ч (вторая передача), коэффициент исполь-

Таблица 2

Результаты расчета эксплуатационной часовой производительности ДСМ в условиях Айхальского ГОКа

Наименование	Производительность
Гусеничный бульдозер-рыхлитель	При перемещении: 61,0 м ³ /ч При окучивании: 141,5 м ³ /ч При рыхлении: 603,3 м ³ /ч При планировании: 3794,4 м ³ /ч
Тяжелый виброкаток	При уплотнении: 1008 м ³ /ч
Колесный погрузчик	При погрузке в 45 т а/с: 183,5 м ³ /ч
Легкий автогрейдер	При планировании: 1416 м ² /ч При очистке от снега: 11 957 м ² /ч При профилировании: 616,8 м ³ /ч
Тяжелый автогрейдер	При планировании: 3040 м ² /ч При очистке от снега: 33 502 м ² /ч При профилировании: 1441,1 м ³ /ч
Поливомоечная машина	При поливке: 1138,7 м ² /ч
Колесный бульдозер	При резании и перемещении: 159,8 м ³ /ч При планировании: 3411 м ² /ч При профилировании: 877,2 м ³ /ч При очистке проезжей части от снега и наледи: 10 300 м ² /ч При очистке кюветов: 3600 м ² /ч
Разбрасыватель щебня	При антигололедных работах: 161,2 м ³ /ч

зования машины по времени — 0,8, n — число проходов по одному месту — 4.

Таким образом, производительность гусеничного бульдозера при планировании составит

$$Q_{пл} = \frac{4,65 \cdot 6,8 \cdot 0,8}{4} \cdot 1000 = 6324 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

С учетом температурного поправочного коэффициента $k_1 = 0,6$ производительность при планировании составит

$$Q_{плк} = Q_{пл} k_1 = 6324 \cdot 0,6 = 3794,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким же образом выполнен расчет производительности и по другим видам техники. Результаты расчета эксплуатационной часовой производительности представлены в табл. 2.

Анализ объемов производства работ и расчет потребного количества техники

Далее, в соответствии с конструкцией дорожного полотна, динамикой изменения протяженности и нормами расхода материалов (м³/пог. м) определяются объемы производства работ при строительстве, ремонте и содержании технологических дорог в перспективе развития комбината. Расчет объемов производства работ осуществля-

Таблица 3

Расчет объемов работ гусеничного бульдозера-рыхлителя при строительстве дорог в перспективе развития карьера "Юбилейный"

Год	Постоянные дороги, м			Временные дороги, м			Итого, м ³
	Длина	Ширина	Толщина	Длина	Ширина	Толщина	
2014	1200	22,0	1,6	10000	22,0	0,8	218 240
2015	1200	22,0	1,6	9550	22,0	0,8	210 320
2016	1200	22,0	1,6	9100	22,0	0,8	202 400
2017	1200	22,0	1,6	8650	22,0	0,8	194 480
2018	1200	22,0	1,6	8200	22,0	0,8	186 560
2019	1200	22,0	1,6	7750	22,0	0,8	178 640
2020	1200	22,0	1,6	7300	22,0	0,8	170 720
2021	1200	22,0	1,6	6850	22,0	0,8	162 800
2022	1200	22,0	1,6	6400	22,0	0,8	154 880
2023	1200	22,0	1,6	5950	22,0	0,8	146 960
2024	1200	22,0	1,6	5500	22,0	0,8	139 040
2025	1200	21,0	1,6	5050	21,5	0,8	127 180
2026	1200	15,0	0,6	4600	15,0	0,3	31 500
2027	1200	15,0	0,6	4150	15,0	0,3	29 475
2028	1200	14,5	0,6	3700	14,5	0,3	26 535
2029	1200	14,5	0,6	3250	14,5	0,3	24 578
2030	1200	14,5	0,6	2800	14,5	0,3	22 620
2031	1200	14,5	0,6	2350	14,5	0,3	20 663
2032	1200	14,5	0,6	1900	14,5	0,3	18 705

ется на все виды технологических операций каждого вида техники.

Для определения объема работ необходимо установить динамику строительства новых постоянных и временных дорог в карьере и прикарьерном пространстве по длине (дороги на отвалы, рудные и промежуточные склады и т. д.). Затем, при заданном проектном значении ширины и толщины того или иного слоя дорожного полотна, в соответствии с нормами расхода строительных материалов проводится расчет объема работ.

Например, результаты расчета объема работ при срезке гусеничным бульдозером-рыхлителем слабых, выветренных пород и подтаявшего грунта в процессе строительства постоянных и временных дорог в перспективе развития карьера "Юбилейный" представлены в табл. 3. Отработка карьера открытым способом в соответствии с проектным решением предполагается до 2032 г.

На основании расчетных данных о производительности и объеме работ определяется необходимое количество техники. Результаты расчета потребности в гусеничных бульдозерах-рыхлителях представлены на рис. 3.

С 2026 г. количество машин снижается ввиду изменения ширины карьерных дорог в связи с внедрением крутонаклонных съездов (порядка 240 %) и, как следствие, использованием шарнирно-сочлененных самосвалов высокой проходимости с

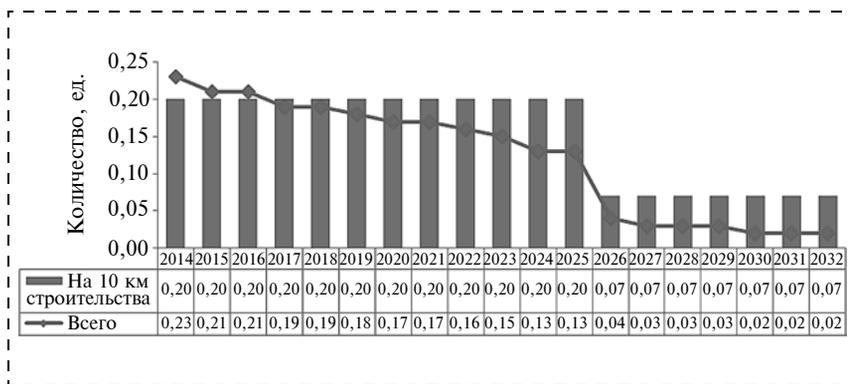


Рис. 3. Динамика изменения требуемого количества гусеничных бульдозеров-рыхлителей на карьере "Юбилейный"

Таблица 4
Номенклатура и количество ДСМ на 10 км дорог карьера "Юбилейный"

Наименование	Количество на 10 км дорог					
	Строительство		Ремонт		Содержание	
	1	2	1	2	1	2
Гусеничный бульдозер-рыхлитель	0,20	0,07	—	—	—	—
Колесный погрузчик	0,44	0,14	0,03	0,02	—	—
Автосамосвал	3,21	1,47	0,10	0,20	—	—
Виброкаток	0,05	0,03	0,04	0,03	—	—
Тяжелый автогрейдер	0,03	0,02	0,01	0,01	0,27	0,19
Легкий автогрейдер	—	—	0,04	0,04	0,85	0,87
Поливомоечная машина	0,05	0,03	0,03	0,02	1,27	1,06
Колесный бульдозер	0,22	0,07	—	—	0,76	0,61
Разбрасыватель щебня	—	—	—	—	0,91	0,65

Примечание: 1, 2 — количество техники соответственно на 2014—2025 и 2026—2032 гг.

Таблица 5
Номенклатура и количество ДСМ на 10 км дорог карьера "Комсомольский"

Наименование	Количество на 10 км дорог		
	Строительство	Ремонт	Содержание
Гусеничный бульдозер-рыхлитель	0,13	—	—
Колесный погрузчик	0,24	0,02	—
Автосамосвал	1,92	0,10	—
Виброкаток	0,03	0,03	—
Легкий автогрейдер	—	0,03	0,81
Поливомоечная машина	0,03	0,03	0,57
Колесный бульдозер	0,18	0,02	0,46
Разбрасыватель щебня	—	—	0,51

колесной формулой 6 × 6, грузоподъемностью 38 т. Аналогичным образом проведен расчет объема работ и требуемого количества для других видов ДСМ Айхальского ГОКа (табл. 4 и 5).

Ранее выполненные институтом "Якутнипроалмаз" исследования показывают, что карьерные дороги, удовлетворяющие всем требованиям строительных норм и правил, позволят повысить производительность работы автосамосвалов путем увеличения среднетехнической скорости и снижения времени простоев в ре-

монте, снизить затраты на шины на 1 %, расход горючего — на 2...3 %, уменьшить расходы на техническое обслуживание и ремонт до 5 %.

Выводы

1. В представленном методологическом подходе для определения перечня и количества дорожно-строительной техники на открытых горных работах впервые учтено строительство дорог как один из основных и важнейших видов работ.

2. Применение необходимого перечня и требуемого количества техники обеспечит соответствие карьерных дорог всем требованиям строительных норм и правил, позволит существенно увеличить производительность работы автосамосвалов.

3. Разработанные нормативы рекомендованы к использованию институтом "Якутнипроалмаз" при разработке проектов на отработку кимберлитовых месторождений, а также структурному подразделению АК "АЛРОСА" (ОАО) (Мирнинское управление автомобильных дорог) при строительстве, ремонте и содержании карьерных дорог.

Список литературы

1. Кулешов А. А. Проектирование и эксплуатация карьерного автотранспорта. СПб.: Санкт-Петербургский горный институт, 1995. 230 с.
2. Правила технической эксплуатации технологического автотранспорта открытых горных работ. Челябинск: НИИОГР, 1989. 61 с.
3. Отраслевой дорожный методический документ 218.2.018—2012. Методические рекомендации по определению необходимого парка дорожно-эксплуатационной техники для выполнения работ по содержанию автомобильных дорог при разработке проектов содержания автомобильных дорог. М.: Федеральное дорожное агентство (РОСАВТОДОР), 2012. 83 с.

Methodological Approaches to Determination of Specification and Quantity of Road-Building Machinery for Open Cast Mining

The manuscript provides methodologies of approach to determination of specification and quantity of road-building machinery for open cast mining.

The provided methodological approach for the first time considers construction of roads as one of the basic and most important redistribution of works.

Employment of the required specification and needed quantity of machinery will provide compliance of open pit roads with all requirements of construction regulations and rules, sufficient increase of trucks' productive capacity.

Worked out standards were recommended to use by Institute "Yakutniproalmaz", when planning development of kimberlite deposits, and structural subdivision of "ALROSA" OJSC (Mirny department of automobile roads), as well, during construction, repair and maintenance of open pit roads.

Keywords: road-building machines, construction, repair and maintenance, technology road, types and redistribution of works

References

1. **Kuleshov A. A.** *Proektirovanie i jekspluatacija kar'ernogo avtotransporta*. SPb.: Sankt-Peterburgskij gornyj institute, 1995. 230 p.

2. **Pravila** *tehničeskoj jekspluatacii tehnologičeskogo avtotransporta otkrytyh gornyh rabot*. Cheljabinsk: NII OGR, 1989. 61 p.

3. **Otraslevoj** dorozhnyj metodičeskij dokument 218.2.018—2012. Metodičeskie rekomendacii po opredeleniju neobhodimogo parka dorozhno-jekspluacionnoj tehniki dlja vypolnenija rabot po sodержaniju avtomobil'nyh dorog pri razrabotke proektov sodержanija avtomobil'nyh dorog. M.: Federal'noe dorozhnoe agentstvo (ROSAVTODOR), 2012. 83 p.

УДК 622.683:679.8.053.8

А. М. Керопян, канд. техн. наук, доц., **Ю. Е. Бабичев**, канд. техн. наук, проф., НИТУ "МИСиС", г. Москва
E-mail: am_kerop@mail.ru

Универсальное устройство для мониторинга при эксплуатации процесса пробуксовки колес карьерного локомотива и выполнения мероприятий по ее снижению

На основе компенсационного метода измерения разработано устройство, позволяющее на протяжении практически неограниченного времени контролировать работу колесных пар локомотива в реальных эксплуатационных условиях независимо от типа используемой локомотивом тяги. Это создает возможность разработки соответствующих автоматических систем для устранения или уменьшения пробуксовки колесных пар, что, в свою очередь, уменьшит износ и затраты энергии в процессе эксплуатации локомотивов и будет способствовать улучшению их технико-экономических показателей.

Данный способ и устройство для его реализации являются универсальными и могут применяться на всех без исключения локомотивах, работающих на электрической, тепловой и комбинированной тяге (тяговые агрегаты, моторные думпкары и т. п.).

Ключевые слова: локомотив, колесная пара, буксование, тахогенератор, компенсационный метод, приводное колесо, неприводное колесо, разность напряжений, система подачи песка

Состояние вопроса

Теоретические и практические исследования, выполненные рядом авторов [1—4], показали, что передняя колесная пара локомотива обычно бы-

вает более склонной к буксованию. Это объясняется перераспределением нагрузок от колесных пар на рельсы при реализации силы тяги. Сила тяги, действующая на поверхности катания головки

рельса, и сила сопротивления движению состава, действующая на уровне автосцепки, образуют пару сил с плечом, равным высоте автосцепки над головкой рельса, или так называемый опрокидывающий момент, перегружающий задние колесные пары и разгружающий передние. Поэтому передняя, наиболее разгруженная, колесная пара локомотива раньше других потеряет сцепление с рельсами.

Исследования показали, что **первая** по ходу движения тяговая колесная пара локомотива начинает буксовать первой в 111 случаях из рассмотренных 134 процессов совместного буксования колесных пар. **Вторая** по ходу движения колесная пара начинает буксовать первой в девяти случаях из рассмотренных 134 процессов. **Третья** по ходу движения колесная пара начинает буксовать первой в двух случаях. **Четвертая** колесная пара начинает буксовать первой в восьми случаях; **пятая** колесная пара начинает буксовать первой в двух случаях и **шестая** по ходу движения колесная пара начинает буксовать первой также в двух случаях из рассмотренных 134 процессов совместного буксования колесных пар [1]. На рис. 1 показана диаграмма распределения случаев буксования шести колесных пар тепловоза ТЭП-0002 при трогании с места [1]. Данная диаграмма иллюстрирует склонность первой по ходу колесной пары локомотива к буксованию.

Практика эксплуатации подвижного железнодорожного состава показывает, что после срыва сцепления первой по ходу колесной пары начинается процесс последовательного срыва сцепления других колесных пар, после чего наступает разное буксование. Поэтому является крайне актуальным контролирование процесса скольже-

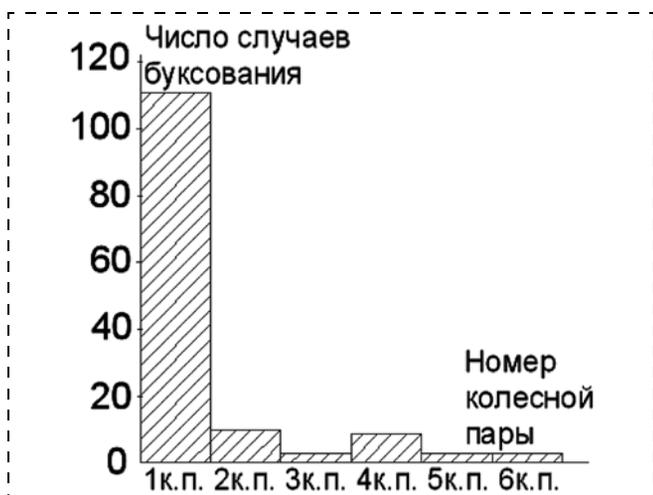


Рис. 1. Диаграмма распределения случаев буксования колесных пар тепловоза ТЭП-0002

ния каждой из колесных пар локомотива на протяжении достаточно длительного времени, учитывая то обстоятельство, что в связи с повышенными углами подъема карьерных железнодорожных путей процесс буксования колесных пар происходит более интенсивно.

Исследованиями, выполненными рядом авторов [2—4], установлена степень влияния на характер движения локомотива с пробуксовкой при малых и больших скоростях перемещения.

В конструкции серийных локомотивов для контроля процесса скольжения колесных пар применяются, как правило, электрические устройства с различными схемами реализации.

Рассмотренные в [4] схемы не обеспечивают активный контроль пробуксовки каждой из колесных пар локомотивов в реальных условиях эксплуатации и, кроме того, они не унифицированы и не могут быть использованы без изменений на локомотивах с электрической и тепловой тягой, в частности, на тяговых агрегатах, применяемых в условиях открытых разработок. Поэтому является актуальным разработать универсальный способ для обнаружения начала процесса буксования колесных пар локомотивов с электрической и тепловозной тягой.

Описание способа и устройства для реализации поставленной задачи

В целях получения своевременной, более полной и достоверной информации о величине и характере изменения скорости скольжения колес карьерного локомотива, создания возможности контроля пробуксовки в течение длительного времени и упрощения процесса получения результатов измерений авторами **разработано защищенное патентом устройство** [5], позволяющее одновременно с определением скорости проскальзывания предпринять меры по его устранению.

Измерение скорости проскальзывания проводится с помощью двух соединенных встречно тахогенераторов ТГ-30П, т. е. соединенных таким образом, что положительный полюс одного связан с отрицательным полюсом другого. Выходные валы тахогенераторов с помощью жестких муфт соединены соосно с осями колес соответственно вагона и локомотива. Такой метод измерения разности напряжений называется компенсационным.

Компенсационный метод измерений основан на компенсации (уравнивании) одного измеряемого напряжения другим измеряемым напряжением. Если оба напряжения одинаковы, то они компенсируют друг друга и напряжение на изме-

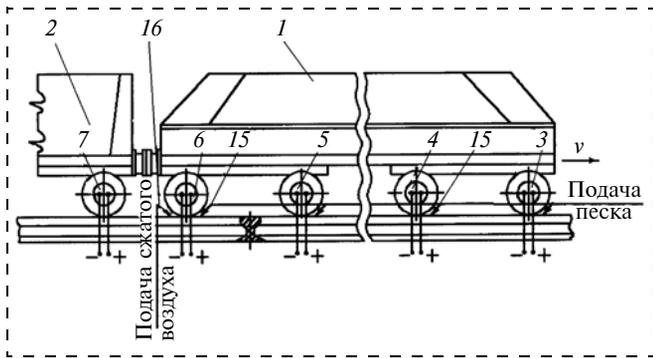


Рис. 2. Схема установки датчиков скорости вращения (осевых тахогенераторов) на колесных парах поезда

рительной цепи или приборе оказывается равно нулю. Если же эти напряжения не равны, то измерительная цепь (прибор, устройство) сразу реагирует на разность измеряемых напряжений. Компенсация двух напряжений получается в измерительной цепи, когда оба напряжения подключаются к ней встречно, поэтому для сравнения напряжений на двух тахогенераторах их подключают к измерительной цепи встречно [6].

На рис. 2 изображена схема установки осевых тахогенераторов (датчиков скорости вращения) на колесных парах поезда.

На рис. 3 представлена функциональная схема обнаружения начала процесса буксования колесных пар локомотива.

Устройство для обнаружения начала процесса буксования колесных пар локомотива состоит из соединенных с осями колесных пар локомотива 1 и вагона 2 осевых тахогенераторов (датчиков скорости) соответственно 3—6 и 7. Каждая пара контактов тахогенераторов 3—6 колесных пар локомотива соединена с контактами тахогенератора 7 колесной пары вагона компенсационным способом, т. е. таким образом, что отрицательные полюсы тахогенераторов 3—6 и 7 соединены между

собой, а разность напряжений оценивается сравнением разности потенциалов между положительным контактом тахогенератора 7 и соответствующими положительными контактами тахогенераторов 3—6. Положительные контакты тахогенераторов соединены с блоками сравнения и усиления разности сигналов 8, а их выходы — с контактами реле 9, сердечники которых замыкают контакты 10 электропневматических клапанов 11—14. Штуцеры 15 и 16 (см. рис. 2) предназначены соответственно для подачи песка и сжатого воздуха в зону контакта колесной пары локомотива с рельсом.

Устройство работает следующим образом. В случае неравенства скоростей вращения приводных колес локомотива 1 и колес вагона 2 возникает разность напряжений между тахогенераторами колесных пар локомотива 3—6 и колесной пары вагона 7, эта разность напряжений передается на вход соответствующего из блоков сравнения и усиления разности сигналов 8. Если эта разность больше напряжения срабатывания реле 9, то его сердечник втягивается и замыкает контакты выключателей 10 каждого из электропневматических клапанов 11—14, установленных в воздухораспределителях для подачи песка по штуцерам 15 к соответствующей колесной паре локомотива.

После прохождения локомотива песок, оставшийся на рельсах, создает дополнительное сопротивление движению поезда, достигающее 12 %, а песок, попавший на трущиеся детали пути и подвижного состава, способствует их более интенсивному абразивному износу [7]. Поэтому оставшийся на рельсах песок необходимо удалять. Это можно осуществить, например, сдуванием струей сжатого воздуха из воздушной системы локомотива, направленной по штуцерам 16 с тыльной стороны, в зону контакта колесной пары локомотива с рельсом [5].

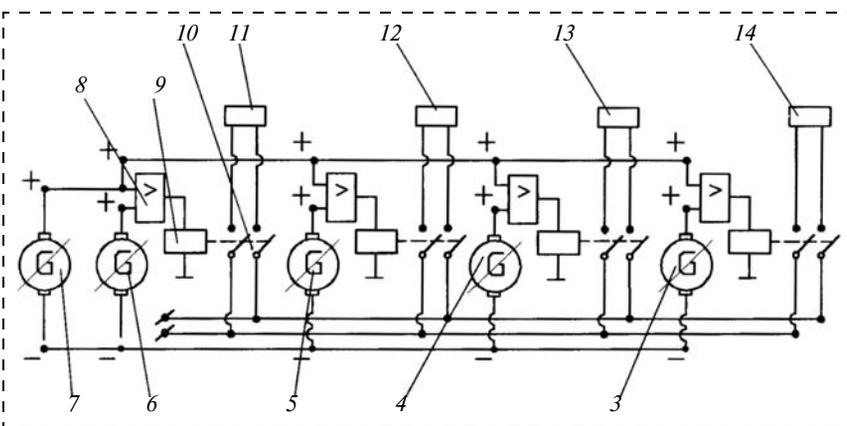


Рис. 3. Функциональная схема обнаружения начала процесса буксования

На физической модели транспортного средства, построенной на базе рудничного двухосного локомотива "Шёма-350" (Германия), включающей два тахогенератора ТГ-30П, смонтированных на осях колесных пар локомотива, были получены осциллограммы линейных скоростей приводного и не приводного колес локомотива, а также скорости пробуксовки приводного колеса относительно рельса (рис. 4).

На осциллограммах явно просматриваются, по крайней мере, две частоты колебаний скоростей: вы-

сокая и низкая, которая хорошо видна на сглаженных осциллограммах скоростей приводного, не-приводного колес, а также на осциллограмме пробуксовки приводного колеса.

Статистическая обработка полученных осциллограмм позволила выявить низкочастотную и высокочастотную составляющие угловых скоростей колесных пар локомотива, которые равны соответственно $\omega_H = 6,28 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_B = 20,7 \text{ с}^{-1}$.

Скорость пробуксовки, а также линейную скорость обода приводного колеса и фактическую скорость движения локомотива можно определить после статистической обработки соответствующих осциллограмм.

Устройство для обнаружения начала процесса буксования, блок-схема которого представлена на рис. 5, состоит из двух тахогенераторов ТГ-30П 1 и 2, смонтированных на осях колесных пар локомотива, причем одна из осей (передняя по ходу) была отключена от приводного кардана и переведена в неприводную (эталонную) [8]. Напряжения тахогенераторов поступают на вход приставки-осциллографа PC-SCOPE Velleman Instruments и с помощью аналого-цифрового преобразователя в виде двоичных данных хранятся в памяти компьютера. Массив данных записывается на интервале до 5 с с шагом 1 с и содержит величины напряжений тахогенераторов приводной, неприводной осей локомотива. Следовательно, здесь также имеется информация о величине пробуксовки приводных колес локомотива в виде разности соответствующих данных для любого момента

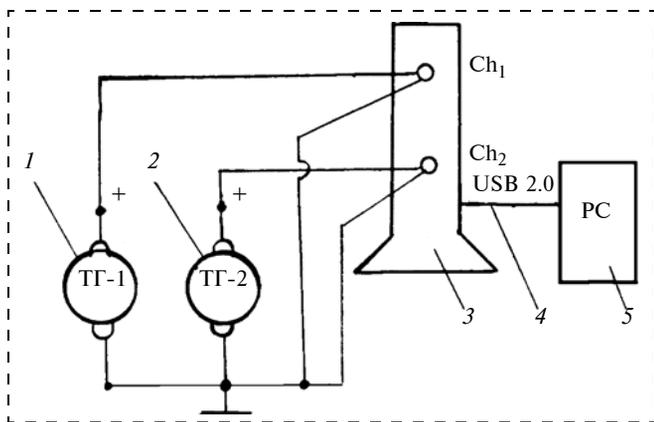


Рис. 5. Блок-схема измерений пробуксовки колес локомотивов: 1 — тахогенератор эталонной оси; 2 — тахогенератор измеряемой оси; 3 — компьютерный осциллограф-приставка; 4 — интерфейс USB; 5 — PC (ноутбук)

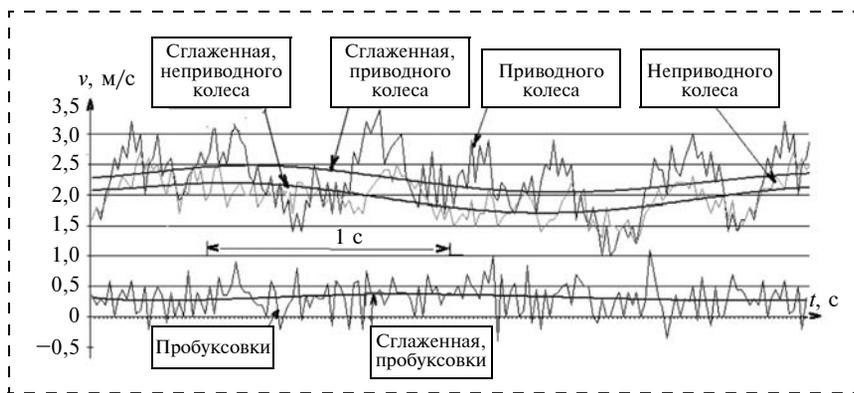


Рис. 4. Осциллограммы скоростей вращения приводного, неприводного колес и скорости пробуксовки приводного колеса локомотива "Шёма-350"

времени [6]. Поэтому на протяжении практически неограниченного времени в условиях эксплуатации можно выполнять непрерывный контроль процесса скольжения каждой их колесных пар локомотива и своевременно применить соответствующие меры для его устранения, например, подсыпкой необходимого количества песка под каждую из буксующих колесных пар.

Выводы

1. В результате исследований установлено, что значения скорости пробуксовки, а также линейной скорости перемещения локомотива можно определить без вычисления дополнительных величин, непосредственно по результатам обработки записанных осциллограмм. Применение предлагаемого метода измерения пробуксовки колес локомотивов позволяет на протяжении практически неограниченного времени контролировать их работу в реальных эксплуатационных условиях независимо от типа используемой локомотивом тяги. Это создает возможность разработки соответствующих автоматических систем для устранения или уменьшения пробуксовки колесных пар, что, в свою очередь, уменьшит износ и затраты энергии в процессе эксплуатации локомотивов и будет способствовать улучшению их технико-экономических показателей.

2. Данный способ и устройство для его реализации также апробированы при выполнении исследовательских работ на низкоуступной камнерезной машине СМР-026 в условиях карьера пильного туфового камня [9]. В связи с этим можно отметить, что техническое решение согласно [5] является универсальными и может применяться на всех без исключения локомотивах, работающих на электрической, тепловой и комбинированной тяге (тяговые агрегаты, моторные думпкары и т. п.).

Список литературы

1. **Попов В. А.** Влияние фрикционных процессов на реализацию сцепления колесных пар локомотивов с рельсами: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. М.: МИИТ, 1984. 180 с. Библиогр. С. 161—176.
2. **Альтшулер С. Б.** Определение относительного скольжения при качении колес транспортных механизмов // Записки ЛГИ. Т. 69. Вып. 1. Л.: ЛГИ, 1975.
3. **Барский М. Р., Сердинова И. Н.** Экспериментальные исследования процессов буксования и юза локомотивов // Сб. "Проблемы повышения эффективности работы транспорта". АН СССР. Вып. 1. 1953.
4. **Минов Д. К.** Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. С. 227.
5. **Пат.** на изобретение 2489286, Российская Федерация, МПК В61С 15/08. Устройство для обнаружения

начала процесса буксования колесных пар локомотива / Керопян А. М., Бабичев Ю. Е.; заявитель и патентообладатель МГГУ. № 2011105769/11; заявл. 17.02.11; опубл. 10.08.13, Бюл. № 22. 7 с.

6. **Карандеев К. Б.** Специальные методы электрических измерений. Компенсационный метод измерений. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1963. 344 с.
7. **Лужнов Ю. М.** Нанотрибология сцепления колес с рельсами. М.: Интекст, 2009. 176 с.
8. **Паспорт** шахтного локомотива "Шёма-350". Schüma, Cristoph Schüttler Maschinenfabrik GmbH, Germani. Заводской номер 6040. 18.10.2011.
9. **Керопян А. М.** Обоснование параметров механизма подачи низкоуступных камнерезных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06: защищена 26.12.1990: утв. 27.03.1991 / Керопян Амбарцум Мкртичевич. М., 1990. 161 с. Библиогр.: С. 142—153.

A. M. Keropyan, Associate Professor, e-mail: am_kerop@mail.ru,

Yu. E. Babichev, Professor, National University of Science and Technology "MISiS", Moscow, Russia

The Universal Device for Monitoring at Operation of Process of Pro-Slipping of Wheels of the Career Locomotive and Performance of Actions for its Decrease

Based on the compensation method of measurement developed a device that allows for a virtually unlimited time to control the operation of the wheel sets of the locomotive in real operating conditions regardless of the type of locomotive traction. This creates opportunities for the development of appropriate automated systems to eliminate or reduce slippage of the wheel pairs, which, in turn, will reduce wear and energy costs in the operation of locomotives and will contribute to the improvement of their technical and economic indicators.

This method and device for its implementation are universal and can be applied on all locomotives operating on the electrical, thermal and combined traction (traction units, motor cars and so on).

Keywords: locomotive wheelset skid, tacho, compensation method, the drive wheel, the non-drive wheel, the voltage difference, sand supply system

References

1. **Popov V. A.** Vlijanie frikcionnyh processov na realizaciju scepnenija kolesnyh par lokomotivov s rel'sami: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.22.07. M.: MIIT, 1984. 180 p. Bibliogr.: P. 161—176.
2. **Al'tshuler S. B.** Opredelenie odnositel'nogo skol'hennija pri kachenii koles transportnyh mehanizmov. *Zapiski LGI*. V. 69. Vyp. 1. L.: LGI, 1975.
3. **Barskij M. R., Serdinova I. N.** Jeksperimental'nye issledovanija processov buksovanija i juza lokomotivov. *Sb. "Problemy povyshenija jeffektivnosti raboty transporta"*. AN SSSR. Vyp. 1. 1953.
4. **Minov D. K.** *Povyshenie tjagovyh svojstv elektrovozov i teplovozov s elektricheskoj peredachej*. M.: Transport, 1965. P. 227.
5. **Pat.** na izobretenie 2489286, Rossijskaja Federacija, MPK B61C 15/08. Ustrojstvo dlja obnaruzhenija nachala pro-

cessa buksovanija kolesnyh par lokomotiva. Keropyan A. M., Babichev Ju. E.; zajavitel' i patentoobladatel' MGGU. 2011105769/11; zajavl. 17.02.11; opubl. 10.08.13, Bjul. N. 22. 7 p.

6. **Karandeev K. B.** *Special'nye metody jelektricheskikh izmerenij. Kompensacionnyj metod izmerenij*. M.—L.: Gosjenergoizdat, 1963. 344 p.

7. **Luzhnov Ju. M.** *Nanotribologija scepnenija koles s rel'sami*. M.: Intekst, 2009. 176 p.

8. **Pasport** shahtnogo lokomotiva "Schjoma-350". Schüma, Cristoph Schüttler Maschinenfabrik GmbH, Germani. Zavodskoj nomer 6040. 18.10.2011.

9. **Keropyan A. M.** Obosnovanie parametrov mehanizma podachi nizkoustupnyh kamnereznyh mashin: dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.06: zaschischena 26.12.1990: utv. 27.03.1991 / Keropyan Ambartcum Mkrtichevich. M., 1990. 161 p. Bibliogr.: P. 142—153.

УДК 622.331

Ю. Ю. Бондарев, асп., **И. Е. Звонарев**, канд. техн. наук, асс.,
С. Л. Иванов, д-р техн. наук, проф., НМСУ "Горный", г. Санкт-Петербург,
Д. И. Шишлянников, канд. техн. наук, доц., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: yurec_rtvjlk@mail.ru

Обоснование рациональной структуры модульного топливно-энергетического автономного комплекса на торфяном сырье

Рассмотрен экскаваторный способ добычи торфяного сырья как понижающий отрицательное антропогенное воздействие на экологическую обстановку и экономически целесообразный. Предложена структура модульного горно-перерабатывающего комплекса с мини-ТЭС. Представлены методические основы определения рациональных геометрических параметров рабочих элементов дискового сепаратора. Обоснована необходимость проведения экспериментальных исследований по оценке эффективности дискового сепаратора для торфяного сырья натуральной влажности.

Ключевые слова: торфяное сырье, экскаваторный способ добычи торфа, дисковый сепаратор, энергоэффективность, модульный горно-перерабатывающий комплекс

Актуальность задачи совершенствования технологий и оборудования для добычи торфяного сырья

На сегодняшний день предприятиями тепло-энергетического комплекса в качестве топлива используются продукты, полученные преимущественно из невозобновляемых полезных ископаемых, что является одним из основных антропогенных факторов, отрицательно влияющих на окружающую среду, и не гарантирует устойчивого развития мировой энергетики на длительную перспективу. Это обуславливает необходимость широкого освоения возобновляемых источников энергии как по причине сокращения запасов и увеличения стоимости нефти, газа и угля, так и по экологическим причинам. Число государств, провинций, городов и малых населенных пунктов, принявших программы ускоренного развития возобновляемых источников энергии, неуклонно растет.

В Энергетической стратегии России на период до 2030 г., принятой распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р, отмечается: "Одним из наиболее важных и перспективных местных источников топлива является торф... после увеличения объемов добычи торфа и модернизации технологической базы торфяной промышленности станет возможным его эффективное использование".

Традиционная технология добычи топливного фрезерного торфа оказывает отрицательное воздействие на природную среду осушением больших территорий, ухудшая экологическую обстановку, что вызывает высокие инвестиционные и налоговые риски вследствие несовершенства законодательной и нормативно-правовой базы торфяной промышленности. Производственные площади торфопредприятий являются пожароопасными [13]. Наиболее распространенными причинами возникновения торфяных пожаров являются: самовозгорание фрезерного торфа в штабелях (47 %), искры, возникающие при работе технологического оборудования и тракторов, (25 %), неосторожное обращение с огнем (28 %) [15]. Многочисленные пожары торфяников на территории Московской области в 2010—2012 гг. подтвердили высокую пожароопасность торфоразработок, осуществляемых с предварительным осушением колоссальных площадей торфяных полей [11].

Перечисленные выше факторы ставят работу большинства торфодобывающих компаний на грань рентабельности и соответственно вынуждают проводить реструктуризацию предприятий, осуществлять организационные изменения регламента производственной деятельности для достижения передового технологического уровня.

Обоснование рациональной структуры автономного комплекса для переработки торфяного сырья

На сегодняшний день наиболее перспективными являются технологии добычи топливного торфа без осушения территорий, например, экскаваторный способ добычи топливного сырья [1, 9]. Преимуществами экскаваторного способа по сравнению с фрезерным (послойным) способом добычи являются:

снижение отрицательного воздействия на окружающую среду и экологическую обстановку (уменьшение пылевых выбросов, снижение эмиссии парниковых газов и т. д.);

быстрое восстановление территорий месторождений с возвращением им статуса водоемов;

расширение сезона производства;

увеличение экономической эффективности производства за счет снижения затрат на подготовку территории месторождения и использования высокопроизводительной техники [6];

максимальное использование природной энергии, так как экскавация торфа осуществляется на всю глубину залежи.

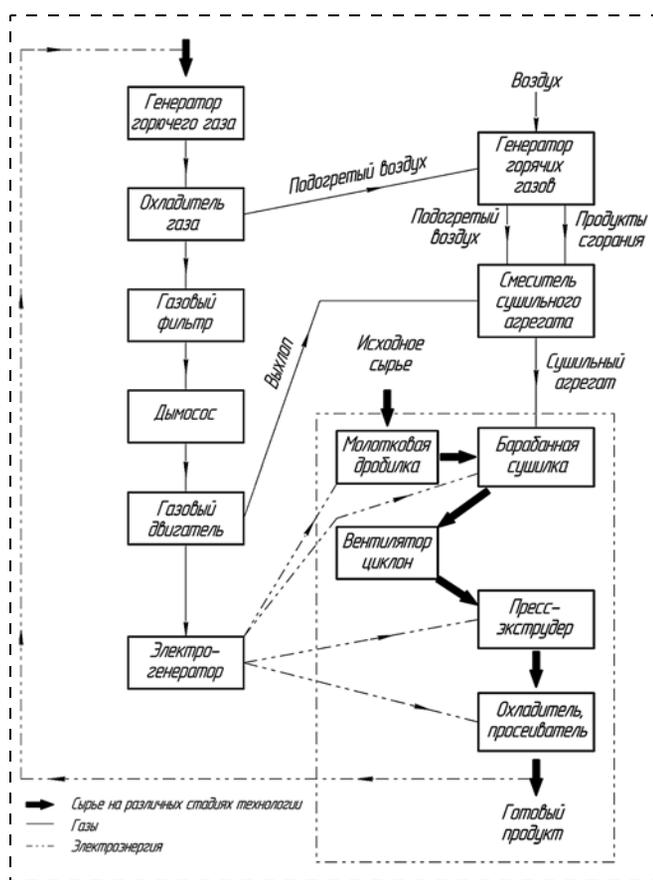


Рис. 1. Общая структура установки переработки биотоплива, предложенная Д. А. Плотниковым

Применение современных технологий переработки сырья обуславливает возможность создания технических средств, совмещающих генерирующие мощности с источниками топливных ресурсов. Подобные комплексы с успехом могут стать основой для создания региональных энергетических кластеров. Это позволит улучшить социально-экономическую обстановку в добывающих регионах посредством вовлечения в переработку местных возобновляемых ресурсов, модернизации источников теплоснабжения коммунальной энергетики и промышленных предприятий с использованием современных энергоэффективных технологий сжигания для производства тепловой и электрической энергии. Необходимо особо отметить, что мировой и отечественный опыт разработки теплоэлектростанций (ТЭС) малой мощности подтверждает преимущества применения твердого топлива. Например, в Республике Карелия более трети ТЭС при выработке электроэнергии и теплоснабжении жилого фонда успешно используют в качестве основного топлива торф и техническую древесину [16].

Сдерживающими факторами увеличения использования торфа для энергетических целей являются несовершенство технологического оборудования для добычи и первичной переработки влажного торфа, сложность организации производства топливного торфа в труднодоступных районах.

Известны мини-комплексы для производства торфяных пеллет, примером является мобильная установка переработки биотоплива Д. А. Плотникова [10]. Структура установки (рис. 1) включает в себя оборудование подготовки и подачи топлива, газогенератор, теплогенератор, барабанную сушилку, батарейный циклон с вентилятором, смеситель, пресс-экструдер, охладитель, сепаратор.

Работа установки осуществляется следующим образом. Гранулированное торфяное топливо транспортером подается в генератор, где подвергается газификации с получением горючего газа. После охлаждения газ разделяется на две части. Меньшая часть газа через фильтр и дымосос подается на линию производства электроэнергии в газовый двигатель, приводящий в движение вал электрогенератора. Электроэнергия идет на питание основного производства. Большая часть газа подается в генератор горячих газов, где сжигается с получением тепловой энергии, используемой в сушильном агрегате.

Предварительно подсушенное торфяное сырье подается со склада на молотковую дробилку для получения сырьевой муки. В барабанной сушилке сырьевая мука под действием высокой температуры полностью теряет влагу и далее, отделенная от дымовых газов циклоном, попадает в пресс-экструдер, где осуществляется грануляция. Горячие гранулы подаются в охладитель, где из них испаряется остаточная влага. Готовый продукт частично упаковывается и отгружается потребителю, а частично используется в качестве топлива для работы автономного комплекса.

Достоинствами комплекса являются компактность передвижной установки и ее энергообеспечение от перерабатываемого сырья. Установка использует подсушенное сырье влажностью не более 40 %. К сожалению, комплекс невозможно использовать при переработке торфяного сырья повышенной влажности.

Добыча и переработка торфяного сырья в энергоплотное топливо с одновременным получением электрической и тепловой энергии, без предварительного осушения залежи и минимуме логистических операций делают подобный комплекс автономным. Для автономного комплекса первоочередным является его энергоэффективность [7]. В общем случае для обеспечения непрерывной работы энергетического модуля такого комплекса необходимы вспомогательные модули: добычи, предварительного дробления, сепарации и доизмельчения, сушки торфяного сырья. При производстве работ без предварительного осушения естественная влажность экскавируемого торфа составляет 88...92 %, что требует обезвоживания навала торфа для его дальнейшей переработки на топливо [14].

Искусственное обезвоживание торфа является на сегодня еще малоразрешимой задачей. Наименее энергетически затратным является гравитационное обезвоживание на специальных платформах. Лучшие результаты дает способ с использованием кольцевого пресса Мадрук, заключающийся в добавление к сырому торфу торфяного порошка 25 %-ной влажности в количестве до 10 % по весу. Прессованием удается довести влажность сырца до 60 %.

Для обеспечения топливом энергетического модуля автономного комплекса в 5 МВт необходимо 18 тыс. т торфяного сырья влажностью 50...55 % [3]. Результаты расчета энергопотребления оборудования автономного комплекса показывают, что оно будет составлять около 5...7 % от выработанной энергии. Таким образом, комплекс

способен не только экспортировать электроэнергию, но и обеспечивать производство собственного энергоплотного топлива, например торфяных брикетов. В этом случае при собственном потреблении энергии в объеме 15 % энергозатраты на предварительное дробление, сепарацию и измельчение составят треть энергии и около 40 % — на сушку.

Обоснование конструкции и рациональных параметров сепараторов для подготовки торфяного сырья естественной влажности

Из изложенного выше следует, что одной из основных задач при реализации экскаваторного способа добычи и переработки торфяного сырья с использованием автономных модульных комплексов является технологическая подготовка экскавированного торфа. В первую очередь сырье необходимо дезинтегрировать, и отделить древесные включения и торфяной очес.

Для дезинтеграции торфомассы возможно использовать валковый шредер, а вот эффективных машин для сепарации столь влажного торфяного сырья на сегодняшний день нет. Разработка конструкций сепараторов, обеспечивающих подготовку торфяного сырья естественной и технологической влажности, позволит повысить энергоэффективность процессов сепарации торфа при экскаваторном способе добычи [2].

При производстве окускованного топлива из подсушенного торфа широко применяются валковые сепараторы. Данное оборудование используется на торфоразработках уже длительное время и в целом характеризуется высокой надежностью, простотой конструкции и эффективностью сепарации.

ВНИИ торфяной промышленности разработан валковый сепаратор торфяного сырья (рис. 2), осуществляющий сепарацию и измельчение торфяного сырья натуральной влажности (около 90 %) [12]. Работа сепаратора осуществляется следующим образом. Торф через приемную воронку поступает на зубья гребенки 17 и на рабочие элементы первого приводного вала. Куски торфа, размеры которых меньше размеров отверстий между зубьями гребенки и гранями рабочих элементов, попадают в подрешетный продукт — в воронку 19.

Куски торфа и посторонние включения, которые больше размеров этих отверстий, перемещаются гранями рабочих элементов по сепаратору. Рабочие элементы первого вала снимают при вращении материал с зубьев гребенки и подают его

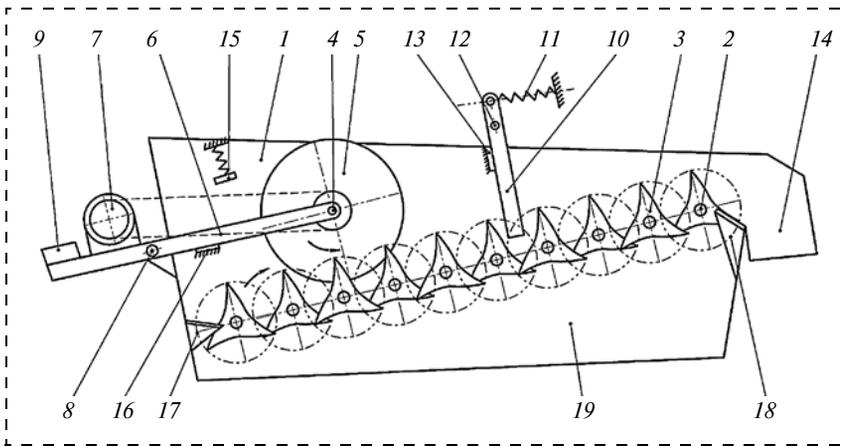


Рис. 2. Схема сепаратора древесных включений:

1 — станина; 2 — вал; 3 — рабочий элемент; 4 — приводной вал; 5 — диск; 6 — качающаяся рама; 7 — привод дисков; 8 — ось; 9 — противовес; 10 — пластина; 11 — пружина; 12 — ось; 13 — упор; 14 — воронка надрешетного продукта; 15 — верхний упор; 16 — нижний упор; 17, 18 — гребенки; 19 — воронка подрешетного продукта

к рабочим элементам второго вала и так далее на рабочие элементы последующих валов. При движении по граням рабочих элементов торф частично перерабатывается. При прохождении крупных кусков торфа под дисками, куски торфа разрезаются последними. Размельченный торф просеивается между гранями рабочих элементов. При взаимодействии дисков с посторонними включениями, имеющими большее сопротивление резанию, чем торф, вал 4 с дисками 5 поднимается вверх, пропуская эти включения, после чего возвращается в исходное положение.

Оставшиеся в надрешетном продукте куски торфа и посторонние включения направляются далее рабочими элементами последующих валов. Пружины 11 отрегулированы на усилие разрыва торфа пластинами 10. Совместное действие пластин и рабочих элементов позволяет произвести дополнительное дробление торфа, который уходит в подрешетный продукт. Включения, обладающие большей прочностью на разрыв, чем куски торфа,

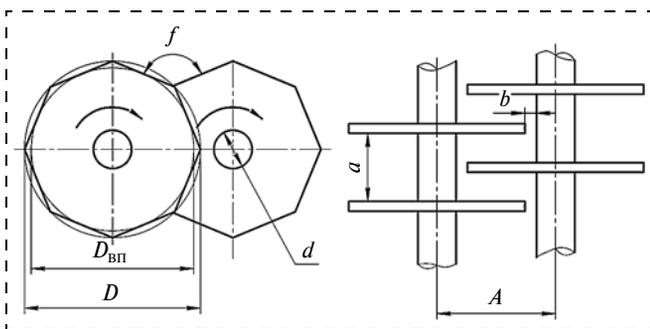


Рис. 3. Схема валкового сепаратора с шахматным расположением дисков

отклоняют пластины и перемещаются к воронке надрешетного продукта 14. Пластины возвращаются в исходное положение. Упор 13 препятствует отклонению пластин в противоположном направлении.

Методические основы расчета параметров валково-дисковых сортировок изложены в трудах профессора А. В. Кондратьева [5].

Из множества известных схем для подготовки торфяного сырья естественной влажности рационально применять сепараторы с шахматным расположением рабочих элементов (рис. 3) [4].

Определение геометрических параметров для сепаратора с шахматным расположением дисков сводится к вычислению диаметров дисков заданной формы и межцентрового расстояния между валами из условия минимизации заклинивания твердых включений между диском и валом по выражениям:

$$D = (d + 2aK)/(2K_d K_{\Pi} - 1);$$

$$A = DK_d K_{\Pi},$$

где D — диаметр описанной окружности диска, мм; A — межцентровое расстояние между валами, мм; d — диаметр вала, мм; a — промежуток между двумя соседними дисками вала (рабочий просвет), мм; K — коэффициент, характеризующий отношение b/a (b — расстояние от вершины диска до соседнего вала, мм), с учетом угла наклона сепаратора к горизонту это отношение целесообразно выбирать в пределах 0,6...2,5; K_d — геометрический коэффициент, равный отношению $D_{вп}/D$; $D_{вп}$ — диаметр вписанной окружности диска, мм; $K_{\Pi} = A/D_{вп}$ — коэффициент, характеризующий степень перекрытия дисков соседних валов, принимают в пределах 0,7...1.

При этом параметры сепаратора и кинематический режим его работы должны в обязательном порядке удовлетворять требованию предотвращения заклинивания нетехнологических включений между смежными дисками:

$$f > 2\alpha_{\text{тр}},$$

где f — угол между гранями смежных дисков, °; $\alpha_{\text{тр}}$ — угол между сепарируемым древесным включением и материалом рабочего элемента, °; его значение принимают, как правило, с двойным запасом в пределах 90...135°.

Для обеспечения высокой эффективности сепарации $E > 90\%$ необходимо учитывать эффект налипания разделяемого материала на рабочие элементы сепаратора.

Для борьбы с налипанием торфяного сырья на рабочие органы машин оптимизируют форму рабочих элементов сепараторов, проводят их механическую очистку, наносят антифрикционные покрытия на рабочие органы машин, осуществляют чистку вибрационными методами. Самыми распространенными очистительными устройствами являются скребки, объединяемые в гребенку. Часто для очистки рабочих элементов от налипшего торфяного сырья применяют цепные кольца на валах [4, 5, 8].

Эффективность применения сепарирующих устройств для торфяного сырья естественной влажности доказана Ю. Н. Павловым. Экспериментально подтверждено, что с увеличением подачи материала и частоты вращения дисков от 80 до 180 мин⁻¹ наблюдается некоторое снижение эффективности сепарации (от 92...97 до 82...92 %). Однако также уменьшается и становится несущественным налипание торфа. С увеличением угла наклона рабочей поверхности сепаратора к горизонту от 0 до 20° эффективность сепарации возрастает до 94...96 %. Кроме того, при увеличении влажности торфяного сырья более 82 % процесс налипания материала на элементы сепаратора столь низок, что применение дополнительных устройств для очистки не требуется [8].

В зависимости от траектории движения материала в процессе просеивания (вариант 1 = диск → вал → диск при $a > b$ или вариант 2 = диск → диск → диск при $a < b$) надрешетный материал с диска попадает на дисковый вал и далее опять на диск либо перемещается от диска к диску (см. рис. 3). Таким образом, минимальный процент просеивания труднопроходимых нетехнологических включений, средний размер которых превышает рабочий промежуток a , обеспечивается при наименьшем соотношении b/a (вариант 1). В то же время, если необходимо предотвратить заклинивание твердых включений между диском и валом, то следует ориентироваться на наибольшее соотношение b/a (вариант 2). В нашем случае вариант 2 предпочтительнее, хотя требует более плотной установки дисков на валу, но способствует уменьшению количества дисковых валов.

Оптимизируя геометрические параметры дискового сепаратора для варианта 2 и условий разделения торфяного сырья с естественной влажно-

стью 87...90 %, прошедшего через дробилку-шредер, зададимся соотношением $b/a = 1,681$ для создания рабочего "просвета" $a \times b = 50 \times 84$ мм между дисками и между торцом диска и валом (см. рис. 3). Результаты расчетов с использованием выявленных в процессе изучения конструкций дисковых сепараторов зависимостей показывают, что для случая круглых дисков межосевое расстояние определяется выражением $A = 3,955a$. Значения диаметра как дисков D , так и межосевого расстояния A целесообразно округлить до ближайшего, взятого из нормального ряда размеров, равного 200 мм.

В связи со сложностью взаимодействия рабочих органов торфяных машин с материалом, изменяющим свои параметры в широком диапазоне, при исследовании и проектировании сепараторов применяют распространенный модельно-экспериментальный подход, по результатам которого разрабатывается методика обоснования выбора параметров сепаратора. Суть такого подхода состоит в создании экспериментального стенда и его испытаний в целях получения зависимостей производительности по подрешетному продукту в функции параметров, например, числа валков, диаметра дисков, зазора между дисками, толщин дисков, их материала и т. д.

Анализируя полученные в процессе экспериментов зависимости изменения производительности по подрешетному продукту, возможно оценить влияние какого-либо конструктивного или режимного параметра и достигнутым диапазоном. Для решения поставленной задачи планируется разработать экспериментальный стенд в виде роторно-дисковой просеивающей поверхности, состоящей из валов с дисками (рис. 4). Эксперимен-

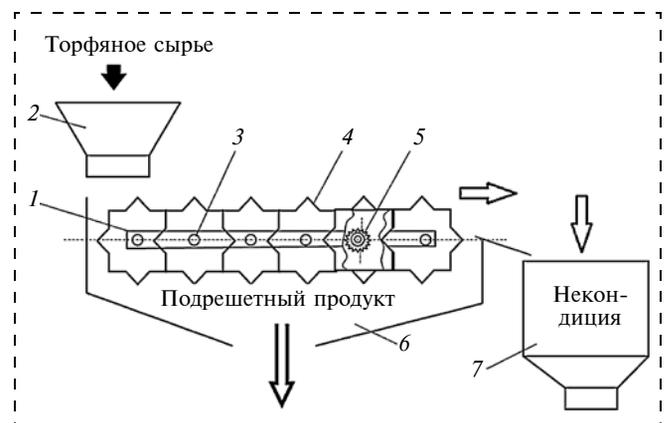


Рис. 4. Схема экспериментального стенда:

1 — рама; 2 — загрузочное устройство; 3 — валы; 4 — диски; 5 — дистанционные втулки; 6 — бункер-накопитель; 7 — бункер некондиционного материала

тальный стенд состоит из рамы 1, загрузочного устройства 2, горизонтальных валов 3 с установленными на них сменными дисками 4, дистанционных рифленых втулок 5, бункера-накопителя 6 и бункера некондиционного материала 7.

Рама стенда устроена таким образом, что существует возможность изменения межосевого расстояния между валами для варьирования размеров ячеек, возможно изменение угла наклона просеивающей поверхности. Изменение угловой скорости вращения валов в диапазоне от 5 до 20 рад/с обусловлено применением асинхронного двигателя с частотным регулированием.

В ближайшее время планируется проведение экспериментальных исследований на разработанном экспериментальном стенде.

В заключение следует констатировать, что автономный комплекс, перерабатывающий местное торфяное сырье в энергоплотное топливо с одновременным получением электрической и тепловой энергии, без предварительного осушения залежи, является реальной основой для создания топливно-энергетических кластеров распределенной энергетики России и, в первую очередь, отдаленных и труднодоступных регионов.

Для превращения модульного горно-перерабатывающего комплекса в реальную эффективную структуру определен перечень горно-технологического оборудования, образующего цепь аппаратов, осуществляющих инновационную технологию добычи и переработки местного топливного сырья в энергоплотное топливо, с одновременной выработкой тепловой и электрической энергии.

На основании поисковых исследований выявлены общие тенденции влияния технологических, конструктивных и кинематических характеристик валкового сепаратора на эффективность его работы с торфяным сырьем естественной влажности. Для уточнения конструкторско-технологических параметров дисковых сепараторов для торфяного сырья повышенной влажности разработан исследовательский стенд.

Список литературы

1. **Бондарев Ю. Ю., Иванов С. Л.** Технологический модуль для производства окускованного топлива из торфяного сырья / Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: сб. науч. тр. 9-й междунар.

конф. по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики, 2013. С. 59—61.

2. **Бондарев Ю. Ю., Иванов С. Л., Михайлов А. В.** Анализ конструктивных параметров сепараторов торфяного сырья / Актуальные вопросы в научной работе и образовательной деятельности: сб. науч. тр. Междунар. науч.-практ. конф. 30 апреля 2014, Ч. 6, Тамбов: Консалтинговая компания Юком, 2014. С. 32—33.

3. **Гнеушев В. А., Стадник А. С., Крохмалюк Ю. А.** Логика сооружения и обеспечения биотопливом мини-ТЭЦ в Украине / Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. Вып. 7 (101). С. 44—52.

4. **Кондратьев А. В.** Создание высокоэффективных валковых сепараторов торфяных машин и оборудования: дис. ... д-ра техн. наук. Тверь, 1998. 361 с.

5. **Кондратьев А. В., Кочканян С. М., Вовченко И. С.** Выбор конструктивных схем и расчет параметров валковых сортировок / Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. В. В. Измайлова. Вып. 5. Тверь: ТвГТУ, 2012. С. 80—85.

6. **Михайлов А. В., Кремчев Э. А., Большунов А. В., Нагорнов Д. О.** Перспективы развития новых технологий добычи торфа / ГИАБ. 2010. № 9. С. 189—194.

7. **Роджерс М.** Переворот в энергетике / Вестник McKinsey. 2013. № 27. С. 27—37.

8. **Павлов Ю. Н.** Совершенствование процесса разделения торфяного сырья на валковых сепараторах подготовительных отделений перерабатывающих предприятий: дис. ... канд. техн. наук. Тверь: ТвГТУ, 2002. 149 с.

9. **Пат. 2470984.** Модульный технологический комплекс добычи торфа и производства окускованного топлива / Кремчев Э. А., Михайлов А. В., Нагорнов Д. О., Большунов А. В.; патентообладатель ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный горный университет" от 28.06.2011.

10. **Пат. 55774.** Установка переработки биотоплива / Дидденко В. Н., Плотников Д. А.; патентообладатель ГОУ ВПО "Ижевский государственный технический университет" от 28.03.2006.

11. **РИА Новости** / <http://ria.ru/spravka/20100714/254723376.html> (дата обращения: 18.08.2014).

12. **Селеннов В. Г.** Разработка научных основ, технологии и оборудования производства субстратных торфоблоков: дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1990. 516 с.

13. **Справочник по торфу** / Под ред. канд. техн. наук А. В. Лазарева и д-ра техн. наук С. С. Корчунова. М.: Недра, 1982. 760 с.

14. **Терентьев А. А.** Управление структурообразованием в торфяных системах при получении бытового топлива: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Минск, 1989. 45 с.

15. **Цветков Р. Е.** Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (в промышленности). Тверь: ТГТУ, 2008. 16 с.

16. http://economics10.ru/article/08_11_03.aspx (дата обращения: 18.08.2014).

Justification of Rational Structure of the Fuel and Energy Autonomous Complex Peat Raw Materials

The excavator way of production of peat raw materials as lowering negative anthropogenous impact on an ecological situation and economically expedient the structure modular mountain processing a complex with mini-thermal power plant Is offered is considered. The mathematical expressions connecting geometrical parameters of a disk separator among themselves are given formulas of calculation of geometrical parameters of working elements of a disk separator Are presented. Need of carrying out pilot studies is shown according to efficiency of a disk separator for peat raw materials of natural humidity.

Keywords: peat raw materials, excavation of peat, disc separator, energy efficiency, modular mountain processing complex

References

1. **Bondarev Ju. Ju., Ivanov S. L.** *Tehnologicheskij modul' dlja proizvodstva okuskovannogo topliva iz torfjanogo syr'ja. Social'no-jekonomicheskie i jekologicheskie problemy gornoj promyshlennosti, stroitel'stva i jenergetiki: sb. nauch. tr. 9-j mezhdunar. konf. po problemam gornoj promyshlennosti, stroitel'stva i jenergetiki.* 2013. P. 59—61.
2. **Bondarev Ju. Ju., Ivanov S. L., Mihajlov A. V.** *Analiz konstruktivnyh parametrov separatorov torfjanogo syr'ja. Aktual'nye voprosy v nauchnoj rabote i obrazovatel'noj dejatel'nosti: sb. nauch. tr. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. 30 aprelya 2014, Ch. 6, Tambov: Konsaltingovaja kompanija Jukom, 2014. P. 32—33.*
3. **Gneushev V. A., Stadnik A. S., Krohmaljuk Ju. A.** Logika sooruzhenija i obespechenija biotoplivom mini-TJeC v Ukraine. *Jenergoberezenie. Jenergetika. Jenergoaudit.* 2012. Vyp. 7 (101). P. 44—52.
4. **Kondrat'ev A. V.** Sozdanie vysokojeffektivnyh valkovykh separatorov torfjanyh mashin i oborudovanija: dis. ... d-ra tehn. nauk. Tver', 1998. 361 p.
5. **Kondrat'ev A. V., Kochkanjan S. M., Vovchenko I. S.** *Vybor konstruktivnyh shem i raschet parametrov valkovykh sortirovok. Mehanika i fizika processov na poverhnosti i v kontakte tverdych tel, detalej tehnologicheskogo i jenergeticheskogo oborudovanija: mezhvuz. sb. nauch. tr. pod red. V.V. Izmajlova.* Vyp. 5. Tver': TvGTU, 2012. P. 80—85.
6. **Mihajlov A. V., Kremcheev Je. A., Bol'shunov A. V., Nagornov D. O.** Perspektivy razvitiya novykh tehnologij dobychi torfa. *GIAB.* 2010. N. 9. P. 189—194.
7. **Rodzher M.** Perevorot v jenergetike. *Vestnik McKinsey.* 2013. N. 27. P. 27—37.
8. **Pavlov Ju. N.** Sovershenstvovanie processa razdelenija torfjanogo syr'ja na valkovykh separatorah podgotovitel'nyh otdelenij pererabatyvajushhijh predpriyatij: dis. ... kand. tehn. nauk. Tver': TvGTU, 2002. 149 p.
9. **Pat. 2470984.** *Modul'nyj tehnologicheskij kompleks dobychi torfa i proizvodstva okuskovannogo topliva.* Kremcheev Je. A., Mihajlov A. V., Nagornov D. O., Bol'shunov A. V.; patentoobladatel' FGBOU VPO "Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj gornyj universitet" ot 28.06.2011.
10. **Pat. 55774.** *Ustanovka pererabotki biotopliva.* Didenko V. N., Plotnikov D. A.; patentoobladatel' GOU VPO "Izhevskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet" ot 28.03.2006.
11. **RIA** Novosti. <http://ria.ru/spravka/20100714/254723376.html> (data of access: 18.08.2014).
12. **Selenov V. G.** Razrabotka nauchnyh osnov, tehnologii i oborudovanija proizvodstva substratnyh torfoblokov: dis. ... d-ra tehn. nauk. L., 1990. 516 p.
13. **Spravochnik po torfu.** Pod red. kand. tehn. nauk A. V. Lazareva i d-ra tehn. nauk S. S. Korčunova. M.: Nedra, 1982. 760 p.
14. **Terent'ev A. A.** Upravlenie strukturoobrazovaniem v torfjanyh sistemah pri poluchenii bytovogo topliva: Avtoreferat dis. ... d-ra tehn. nauk. Minsk, 1989. 45 p.
15. **Cvetkov R. E.** *Avtomatizacija i upravlenie tehnologičeskimi processami i proizvodstvami (v promyshlennosti).* Tver': TGTU, 2008. 16 p.
16. http://economics10.ru/article/08_11_03.aspx (data of access: 18.08.2014).

УДК 622.619

Э. Ю. Воронова, канд. техн. наук, доц., **В. Г. Хазанович**, канд. техн. наук, проф.,
ШИ (ф) ЮРГПУ (НПИ) им. М. И. Платова, г. Шахты

E-mail: eleonora_sam_ti@mail.ru, khazanovich.v@mail.ru

Показатели эффективности горно-проходческого оборудования

Рассмотрена актуальная задача оценки эффективности горно-проходческой техники при создании нового или модернизации существующего технологического оборудования. Обоснована необходимость разработки методики оценки эффективности и выбора критерия эффективности как многопараметрической задачи. Приведены технические и экономические параметры, используемые в качестве критериев эффективности при различных целевых установках, либо составляющие систему технических и экономических ограничений. Изложены основные принципы квалиметрии для количественного оценивания качества. Предложен коэффициент эффективности, интегрирующий основные технические критерии — производительность технической системы, трудоемкость и энергоемкость процессов — относительно эталонного (базового) варианта с учетом вероятности достижения требуемого результата. Коэффициент эффективности представляет собой единичный безразмерный параметр, который отражает, как изменилась производительность на выходе рассматриваемой системы по сравнению с базовым вариантом в сравнении с аналогичными показателями трудоемкости и энергоемкости. Приведены требования для выбора базового варианта, а также возможные направления использования предложенного коэффициента эффективности.

Ключевые слова: горно-проходческое оборудование, коэффициент эффективности, оценка качества процесса, квалиметрия, производительность проходческой системы, трудоемкость процесса, энергоемкость процесса

Актуальность вопроса

В любой отрасли производства вопрос об эффективности использования, при решении задач модернизации существующего или создания нового технологического оборудования, является первоочередным. Любая новая машина или техническая система в рамках своей области применения должна быть более эффективной в сравнении с существующими. Подобная проблема решается предприятиями при переоснащении и модернизации производства или при механизации нового технологического процесса. Ошибочный выбор оборудования может привести к существенным экономическим потерям. Изложенное справедливо и для средств механизации горно-подготовительных работ, которые в структуре угольной шахты являются одними из главных фондообразующих и фондопотребляющих процессов [1].

На протяжении последних четырех десятилетий учеными были предложены различные методы оценки эффективности горно-проходческого оборудования (ГПО) и техники в целом [2—9]. Однако всеобщего признания не получил ни один из предлагаемых критериев эффективности. В связи с этим возникает необходимость анализа состояния этого вопроса и обоснования методики, которая,

во-первых, учитывала бы основные показатели качества ГПО, а во-вторых, была бы доступной для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией горно-проходческой техники. Основная идея такой методики заключается в том, что она должна на основе объективных измеримых показателей стимулировать создание и внедрение новых более совершенных горно-проходческих машин, обеспечивающих получение итоговых результатов с наилучшими технико-экономическими показателями.

Известно [1, 3], что техническая система с момента запуска в производство до списания служит активным средством в целенаправленной деятельности человека для удовлетворения определенных потребностей, т. е. осуществляет некоторый процесс — последовательность действий, объединенных общими замыслом и целью. В формализованном виде цель — это достижение совокупности некоторых измеримых параметров. Таким образом, реализация процесса осуществляется технической системой под руководством управляющей подсистемы и заключается в достижении определенных численных значений совокупности параметров, в частном случае — одного параметра. При проектировании новой технической системы или при

выборе варианта из существующих возможны альтернативные пути достижения цели, которые в общем случае обладают разной *эффективностью*. Системный анализ рекомендует сравнивать эти варианты между собой и выбирать из них лучший.

Выбор критерия эффективности горно-проходческого оборудования как многопараметрическая задача

Оценка качества процесса является многопараметрической задачей, это обуславливает сложность выбора критерия эффективности. Для горно-проходческих систем существует ряд общеизвестных технических и экономических показателей: производительность, выраженная в объемах готовой выработки в единицу времени Q (например, $\text{м}^3/\text{ч}$); скорость проведения выработки v ($\text{м}/\text{мес}$); общая трудоемкость проведения единицы объема выработки T ($\text{чел.} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$) и обратная ей величина — производительность труда P ($\text{м}^3/(\text{чел.} \cdot \text{ч})$); трудоемкость ручных немеханизированных операций T_p , ($\text{чел.} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$); энергоемкость \mathcal{E} ($\text{Вт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$); металлоемкость M ($\text{т}/(\text{м}^3/\text{ч})$); показатели безотказности и ремонтпригодности — наработка на отказ (ч или м^3), среднее время восстановления (ч), коэффициенты готовности K_g , технического использования $K_{ти}$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и другие; суммарные затраты на проведение единицы объема выработки C ($\text{руб.}/\text{м}^3$).

На основе системных принципов и теории эффективности цель, критерий эффективности и систему ограничений определяет заказчик или лицо, принимающее решение (ЛПР), действия которых должны быть подчинены общепризнанным логическим правилам:

- 1) при необходимости проведения выработки за минимально возможный отрезок времени в качестве критерия эффективности следует принимать производительность проходческой системы Q (или скорость проходки v);
- 2) при стремлении обеспечить наивысшую производительность труда — трудоемкость T ;
- 3) при необходимости применения машин с наименьшими затратами энергии — удельную энергоемкость процесса \mathcal{E} ;
- 4) для обеспечения сооружения выработки с минимальными затратами — величину C , которая, в свою очередь, является функцией всех других перечисленных показателей.

Показатели, не вошедшие в число критериев эффективности, в каждом конкретном варианте должны составить систему ограничений.

Следовательно, оценка вновь создаваемого или выбираемого из существующих моделей ГПО на основе *размерных* показателей эффективности является неоднозначной. Оценка с использованием относительных (безразмерных) показателей качества может упростить процедуру определения эффективности вариантов ГПО. При этом главная идея выбора таких показателей заключается в ответе на вопрос: какими средствами достигнут тот или иной показатель эффективности ГПО и, прежде всего, производительность системы. В дальнейшем изложении будут использоваться только технические показатели. Возможность и целесообразность такого подхода обоснованы ниже.

Независимо от принятой совокупности показателей эффективности конечной целью функционирования проходческой системы (ПС) является обеспечение заданных темпов горно-проходческих работ (ГПР), необходимых для своевременного воспроизводства фронта очистных работ. Таким образом, **требуемым результатом** является некоторая **скорость проведения выработок**, обусловленная подвиганием очистных забоев. Скорость ГПР зависит от многих внешних (горно-геологических, горно-технических, организационных и т. д.) и внутренних (надежность оборудования) случайных факторов.

Среди критериев, предлагаемых классической теорией эффективности в технике [3] для оценки случайных процессов, наиболее полно отвечающих указанной цели функционирования ПС, представляется критерий, выражаемый вероятностной гарантией достижения требуемого результата, которым в рассматриваемом случае является скорость проведения выработки:

$$u^*: \max_{u \in m} P(\hat{v}_i \geq v_{ГПР}), \quad (1)$$

где u^* — горно-проходческая система, одна из m допустимых, обеспечивающая требуемый уровень скорости $v_{ГПР}$, с максимальной вероятностной гарантией $P(\hat{v}_i \geq v_{ГПР})$.

Вместе с тем оценка эффективности только по критерию (1) не может считаться полностью корректной и адекватной по следующим причинам:

классическая теория оценки эффективности в технике [3] разрабатывалась для универсального применения к любым техническим системам, для которых максимальная вероятность достижения конечного результата является главным и единственным критерием; практическое ее применение в области горно-проходческой техники требует дополнительного анализа и разработки комплекс-

ного показателя, который в отличие от существующей практики оценки набором большого числа разнородных характеристик, позволит дать объективную и полную оценку эффективности проходческой системы в конкретных условиях функционирования на протяжении всего требуемого периода ее эксплуатации;

при расчете критерия (1) не предусматривается сопоставление с каким-либо из известных технических решений, т. е. мера совершенства разработанной или выбранной из альтернативных вариантов технической системы оценивается лишь степенью достижения требуемого результата. Это снижает практическую ценность методики [3], так как она может быть использована лишь для оценки предельных возможностей объекта техники без сопоставления с существующими или базовыми вариантами;

большинство исследователей [2—9] при попытке выбрать или разработать критерий оценки эффективности для горно-проходческих машин и систем приходили к выводу, что этот критерий не может быть единичным, он должен быть интегральным, комбинированным, так как основные факторы противоречивы и взаимосвязаны. Поэтому так важна задача разработки интегрального критерия оценки эффективности ГПО, включающего в свой состав критерий оптимальности $P(\hat{v}_i \geq v_{TP})$ как один из параметров оценки.

При исследовании горно-шахтного и, в частности, проходческого оборудования *под эффективностью принято понимать совокупность трех основных составляющих — производительности, трудоемкости и стоимости единицы готовой продукции (m^3 готовой выработки)* [9]. Очевидно, что между названными показателями существуют сложные функциональные и стохастические соотношения. Например, производительность проходческой системы Q зависит от трудоемкости T ; оба эти показателя вместе с удельными энергозатратами \mathcal{E} и другими составляющими образуют удельную стоимость проходки C . В свою очередь удельные энергозатраты \mathcal{E} , с одной стороны, увеличивают одно из слагаемых C , с другой — повышают производительность Q за счет более высокой интенсивности рабочих процессов. Тем самым сокращаются сроки проведения выработки, а при этом снижается доля общеучастковых расходов и экономятся ресурсы благодаря более раннему вводу в эксплуатацию очистных забоев.

При выборе одной из вышеуказанных составляющих в качестве целевой функции две другие непременно выступают ограничениями. При этом, в зависимости от целевой функции, для одних и

тех же условий эксплуатации могут оказаться наиболее перспективными совершенно разные ПС. Например, если целевой функцией выбрана производительность оборудования, то оптимальным вариантом может стать высокопроизводительный импортный комплекс (если позволяют ограничения по стоимости и трудоемкости). Если же целевой функцией выбрана стоимость, которую необходимо минимизировать, то оптимальным вариантом, скорее всего, окажется относительно недорогая отечественная техника, уступающая импортной по производительности и трудоемкости обслуживания (в пределах заданных ограничений). Целью функционирования ПС при этом остается обеспечение необходимых темпов проходки.

Таким образом, разработка единого оценочного критерия, интегрирующего в себе все перечисленные составляющие понятия "эффективность" в увязке с целью функционирования ПС, позволила бы принять его в качестве целевой функции и тем самым разрешить противоречия, возникающие при попытке отдать предпочтение какому-то одному из показателей.

Наряду с вышеотмеченными требованиями при выборе обобщенного показателя качества оборудования горно-проходческой системы необходимо использовать принципы квалиметрии [5, 6]. Для объектов горной техники принципы квалиметрии впервые были применены проф. Г. И. Солодом [10]. Наиболее важными из них для решения задач настоящей работы являются:

1) качество должно представлять собой совокупность только тех свойств объекта, которые связаны с достигаемым при его помощи результатом;

2) для сопоставления различных свойств должен использоваться *относительный безразмерный показатель*, отражающий степень приближения абсолютного показателя свойства к аналогичному показателю образца, принятого в качестве базового (эталонного).

Коэффициент эффективности горно-проходческого оборудования

С учетом нормативных требований квалиметрии и сформулированных выше особенностей проходческих систем для оценки ГПО предлагается коэффициент эффективности, представляющий собой отношение безразмерных величин производительности системы $\alpha_{Q\bar{b}}$, трудоемкости $\alpha_{T\bar{b}}$ с учетом вероятностной гарантии достижения требуемой скорости проходки v_{TP} :

$$K_{эф} = (\alpha_{Q\bar{b}}/\alpha_{T\bar{b}}) (\hat{v}_i \geq v_{TP}), \quad (2)$$

где $\alpha_{Q_i6} = \frac{Q_i}{Q_6}$ — отношение производительностей

ГПО i -го проектируемого или приобретаемого варианта Q_i к базовому Q_6 ; $\alpha_{T_i6} = \frac{T_i}{T_6}$ — отношение

трудоемкостей процессов при использовании i -го и базового оборудования; $P(\hat{v}_i \geq v_{TP})$ — вероятностная гарантия достижения требуемой скорости проходки.

Таким образом, выражение (2) представляет собой безразмерный параметр, который определяет, как изменилась производительность на выходе рассматриваемой системы по сравнению с базовым вариантом по отношению к аналогичным изменениям показателя трудоемкости с учетом темпов проведения выработки.

Состав технических показателей, вошедших в выражение (2), принят на основе исследования и анализа их взаимосвязи с удельной стоимостью проходки [11], в которой интегрированы все составляющие расходов: заработная плата персонала; стоимость износа оборудования; стоимость материалов, запасных частей, энергии, работ по монтажу и перебазированию проходческого оборудования. По результатам сопоставления технических и стоимостных показателей горно-проходческих работ сделан вывод о том, что более производительные системы, как правило, характеризуются меньшими удельными затратами на проходку, если более высокая производительность достигается за счет увеличения производительности отдельных технологических машин — бурильных, погрузочных, крепеустановочных. Вместе с тем увеличение производительности проходческой системы путем сокращения продолжительности ручных вспомогательных операций за счет увеличения численности проходчиков может привести к противоположному результату.

Необходимо также отметить, что оценка по стоимости ненадежна по причине нестабильности этого показателя, зависящего от многих факторов (территориальных, временных, корпоративных, конъюнктурных, внешнеэкономических и др.).

Поэтому для оценки эффективности целесообразно принимать другие показатели, значения которых непосредственно определяют удельные затраты, но могут быть вычислены косвенно более достоверными и надежными методами. Поэтому при оценке ПС первоочередное внимание следует уделить двум показателям: трудоемкости работ T и производительности системы Q .

Таким образом, решая задачу повышения производительности ($Q \Rightarrow \max$), необходимо контролировать величину трудоемкости и наоборот, снижение трудоемкости проходки ($T \Rightarrow \min$) не должно сопровождаться уменьшением производительности. Поэтому оба эти показателя включены в состав оценочного критерия — коэффициента эффективности $K_{ЭФ}$. При этом, поскольку производительность связана с эффективностью функционирования ПС прямой зависимостью, а трудоемкость — обратной, то в математическом выражении (2) производительность стоит в числителе, а трудоемкость — в знаменателе формулы.

Для вариантов ГПО, в которых повышение производительности системы сопровождается снижением трудоемкости процесса, соотношение $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6} > 1$. Повышение эффективности возможно также при увеличении производительности и неизменной трудоемкости (или некотором ее повышении, но не превышающем процентное повышение производительности), а также при уменьшении трудоемкости с сохранением производительности (или некоторым ее снижением, но не превышающем процентное снижение трудоемкости); для этих вариантов $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6}$ всегда больше единицы. Значения $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6} < 1$ свидетельствуют о снижении эффективности ГПО, что может быть вызвано уменьшением производительности и повышением трудоемкости или изменением одного из этих факторов.

Перспективность использования ПС в зависимости от различных вариантов сочетаний относительных величин производительности α_{Q_i6} и трудоемкости α_{T_i6} представлена в табл. 1.

При умножении соотношения $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6}$ на значение вероятностной гарантии достижения тре-

Таблица 1

Возможные варианты сочетаний относительных величин производительности α_{Q_i6} и трудоемкости α_{T_i6}

Значение α_{Q_i6}	$\alpha_{Q_i6} > 1$	$\alpha_{Q_i6} > 1$	$\alpha_{Q_i6} > 1$	$\alpha_{Q_i6} = 1$	$\alpha_{Q_i6} = 1$	$\alpha_{Q_i6} = 1$	$\alpha_{Q_i6} < 1$	$\alpha_{Q_i6} < 1$	$\alpha_{Q_i6} < 1$
Значение α_{T_i6}	$\alpha_{T_i6} > 1$	$\alpha_{T_i6} = 1$	$\alpha_{T_i6} < 1$	$\alpha_{T_i6} > 1$	$\alpha_{T_i6} = 1$	$\alpha_{T_i6} < 1$	$\alpha_{T_i6} > 1$	$\alpha_{T_i6} = 1$	$\alpha_{T_i6} < 1$
Оценка перспективности варианта ПС	"+" при $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6} > 1$	"+"	"+"	"—"	Равнозначен базовой ПС	"+"	"—"	"—"	"+" при $\alpha_{Q_i6}/\alpha_{T_i6} > 1$
Примечание: "+" — вариант ПС перспективен; "—" — вариант ПС неперспективен.									

буемой скорости проходки $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$ происходит окончательная корректировка значения $K_{\text{эф}}$ с точки зрения соответствия цели функционирования. Это особенно актуально в следующих условиях.

Во-первых, в случаях, когда существенно снижается трудоемкость и незначительно — производительность, соотношение $\alpha_{Q_{i6}}/\alpha_{T_{i6}} > 1$, т. е. эффективность ГПО по сравнению с базовым вариантом повысилась, однако снижение производительности может негативно сказаться на конечной цели операции — темпы проходки в итоге могут оказаться меньшими, чем в базовом варианте, что недопустимо.

Во-вторых, могут возникать случаи, когда при сравнении двух ПС с разными численными значениями Q и T с одним и тем же базовым вариантом соотношения $\alpha_{Q_{i6}}/\alpha_{T_{i6}}$ для обеих ПС окажутся одинаковыми. Например, у первой ПС $Q_1 = 4 \text{ м}^3/\text{ч}$, $T_1 = 1,5 \text{ чел.} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$, у второй — $Q_2 = 8 \text{ м}^3/\text{ч}$, $T_2 = 3 \text{ чел.} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$, а у базового варианта $Q_{\text{Б}} = 2 \text{ м}^3/\text{ч}$, $T_{\text{Б}} = 1,5 \text{ чел.} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$. Подставляя численные значения в соотношение $\alpha_{Q_{i6}}/\alpha_{T_{i6}}$, получаем для первой ПС

$$\alpha_{Q_{16}}/\alpha_{T_{16}} = \frac{4/2}{1,5/1,5} = 2, \text{ и для второй ПС тоже}$$

$$\alpha_{Q_{26}}/\alpha_{T_{26}} = \frac{8/2}{3/1,5} = 2. \text{ В этом случае неясно, какая}$$

из систем эффективнее и какую из них выбрать. Естественно, что такие ПС не могут считаться одинаково эффективными, а выбирать следует ту, которая лучше согласуется с целью функционирования, т. е. обеспечивает более высокую скорость проходки. Если, к примеру, требуемая средняя скорость проходки $v_{\text{ТР}} = 150 \text{ пог. м/мес}$, скорость (математическое ожидание) первой ПС $v_1 = 100 \text{ пог. м/мес}$ (при $Q_1 = 4 \text{ м}^3/\text{ч}$, сечении 18 м^3 , трех рабочих сменах в сутки и 25 рабочих днях в месяце), а скорость проходки второй ПС $v_2 = 200 \text{ пог. м/мес}$ (при $Q_2 = 8 \text{ м}^3/\text{ч}$ и прочих равных условиях), то $P(\hat{v}_1 \geq v_{\text{ТР}}) = 0,23$, а $P(\hat{v}_2 \geq v_{\text{ТР}}) = 0,87$. Тогда коэффициент эффективности в формуле (2) для первой ПС будет равен $K_{\text{эф}1} = (\alpha_{Q_{16}}/\alpha_{T_{16}})P(\hat{v}_1 \geq v_{\text{ТР}}) = 2 \cdot 0,23 = 0,46$, а для второй ПС $K_{\text{эф}2} = (\alpha_{Q_{26}}/\alpha_{T_{26}})P(\hat{v}_2 \geq v_{\text{ТР}}) = 2 \cdot 0,87 = 1,74$. Теперь выбор очевиден — более эффективной является вторая ПС. Таким образом, вероятностная гарантия достижения требуемой скорости $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$ дифференцирует соотноше-

ния $\alpha_{Q_{i6}}/\alpha_{T_{i6}}$ по степени возможности достижения цели функционирования ПС.

Отдельно следует остановиться на выборе базового варианта, поскольку получаемый по формуле (2) результат носит относительный характер и представляет собой эффективность оцениваемого варианта по сравнению с базовым. При этом следует придерживаться следующего:

в качестве базового может быть использован любой вариант ГПО, предназначенный для работы в рассматриваемом диапазоне условий проведения выработки; это не изменяет качественных соотношений оценки;

предпочтительнее выбрать вариант, обладающий минимально допустимой эффективностью при условии $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}}) \geq 0,5$, и, приняв его за "точку отсчета", выстроить условную "шкалу эффективности" ПС, возможных к применению в данных условиях, причем для базового варианта условно необходимо принимать $K_{\text{эф}6} = P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$; окончательное решение по оценке и выбору наиболее эффективной альтернативы должен принимать заказчик на основе определенного им списка требований;

варианты ПС, в которых математическое ожидание скорости проходки ниже требуемого, т. е. $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}}) < 0,5$, рассматривать нецелесообразно, поскольку они не удовлетворяют цели функционирования ПС;

методическим инструментом для получения количественных значений $K_{\text{эф}}$ должны служить производственно-статистические исследования или имитационное моделирование, проводимое с учетом вероятностного характера функционирования ПС.

В качестве примера ниже представлены оценки ПС для следующих условий (табл. 2): сечение в свету/в проходке, м^2 — 13,8/15,7; крепость пород $f = 9$; угол наклона — 0° ; шаг крепления — 1,1 м, требуемая скорость проходки — 150 м/мес.

Расчет показателей средних значений производительности Q , суммарной трудоемкости T , вероятности достижения проходческой системой требуемой скорости проходки $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$ выполнен при помощи имитационного моделирования. Как видно в табл. 2, эффективность системы зависит не только от производительности операционных машин, входящих в ее состав (варианты 8 и 9), степени снижения или повышения трудоемкости (варианты 5 и 6), значения вероятности $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$, а и от взаимного их сочетания.

Вариант 9 имеет более высокую Q и $P(\hat{v}_i \geq v_{\text{ТР}})$, чем вариант 8, но обладает большей трудоемко-

Значения $K_{эф}$ для различных вариантов ПС

№ варианта	Состав оборудования: погрузочная машина; бурильная установка; призабойный транспорт; средства крепления	Производительность системы, м ³ /ч	Трудоемкость, чел. · ч/м ³	$P(\hat{v}_i \geq u_{TP})$	Коэффициент эффективности
1	2ПНБ-2Б; 5ВС-15М ¹	2,17	1,93	К анализу не принимаются, так как $P(\hat{v}_i \geq u_{TP}) < 0,5$	
2	2ПНБ-2Б; 5ВС-15М + 1Л-80 ¹	2,61	2,13		
3	МПК-3; УБШ-308; ППЛ-1К + состав вагонеток ¹	2,95	1,82		
4	2ПНБ-2; УБШ-313; СП-202; КПМ-8	3,81	2,34		
5	МПК-3; УБШ-308; СП-202 + 1Л100К ¹	5,04	1,58		
Базовый вариант					
6	Агрегатированный комплекс: клиновой погрузочный орган ² ; 2×УБШ-313 ³ ; клиновой конвейер; крепеустановщик (типа КПМ-8)	5,32	1,74	0,65	0,62
7	Агрегатированный комплекс: клиновой погрузочно-транспортный орган ² ; 2×УБШ-313 ³ ; крепеустановщик (типа КПМ-8), призабойная мехкрепь	5,65	1,56	0,78	0,89
8	Агрегатированный взрывонавалочный комплекс: клиновой погрузочно-транспортный орган; 2×УБШ-313 ³ ; предохранительная мехкрепь; крепеустановщик	7,36	0,83	0,98	2,75
9	Агрегатированный взрывонавалочный комплекс: клиновой погрузочно-транспортный орган; 2×УБШ-313 ³ ; предохранительная мехкрепь ⁴	7,5	1,6	0,985	1,45

¹ Крепление вручную.
² Погрузочные и транспортирующие машины с клиновыми элементами описаны в [9].
³ Два манипулятора с двумя бурильными машинами типа УБШ-313.
⁴ Крепление вручную с отставанием от забоя.

стью, которая в итоге снижает эффективность применения этого варианта. Базовый вариант 5 имеет лучшее соотношение Q и T , но более низкую $P(\hat{v}_i \geq u_{TP})$, чем вариант 6, что в итоге делает его применение менее эффективным.

Заключение

Предложенный коэффициент эффективности $K_{эф}$ проходческих систем, учитывающий основные показатели их работы (производительность, трудоемкость и вероятность достижения требуемой скорости проходки), позволяет оценивать эффективность систем в сравнении с базовым вариантом с учетом вероятности выполнения ими требований заказчика.

Коэффициент $K_{эф}$ позволяет оценивать не только более перспективные варианты, чем существующие, но и решать обратную задачу — отслеживать системы ГПО с низкой эффективностью.

Коэффициент $K_{эф}$ может служить инструментом для экспертной оценки качества ГПО. С его помощью может быть составлена условная шкала эффективности выпускаемого горно-проходческого оборудования как для отдельных операционных машин (погрузочных, бурильных, проходческих комбайнов и т. д.), так и в целом для проходческой системы.

Аналогичным способом могут быть определены показатели эффективности ГПО с использованием коэффициентов удельной энергоемкости, металлоемкости, готовности и других, лежащие в основе формирования общего единого показателя эффективности ГПО с учетом экспертных значений коэффициентов весомости.

Коэффициент эффективности в формуле (2) может быть использован для оценки качества других технических систем, применяющихся в горной промышленности, например, очистных, транспортных и т. д. В этом случае необходимо выбрать показатель, являющийся результатом функционирования оцениваемой системы, и определить его требуемое значение.

Список литературы

1. Ляшенко И. В. Проблемы интенсификации проведения горных выработок — системная интерпретация / И. В. Ляшенко, В. Г. Сильня // Системное исследование процессов добычи угля. М.: Недра, 1983. Гл. II. С. 41-77.
2. Хазанович Г. Ш. К вопросу об оценке эффективности горно-проходческих систем / Г. Ш. Хазанович, Э. Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 7. С. 15—22.
3. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10-ти томах. Ред. совет: В. С. Авдучевский (пред.) и др. М.: Машиностроение, 1988. Т. 3. Эффек-

тивность технических систем / Под общ. ред. В. Ф. Уткина, Ю. В. Крючкова. 328 с.

4. **Техника** и технология горноподготовительных работ в угольной промышленности / Под ред. Э. Э. Нильвы. М.: Недра, 1991. 315 с.

5. **Azgal'dov G. G. and Kostin A. V.** (2011) Applied quality: its origins, errors and misconceptions, Benchmarking: An International Journal, Vol. 18 Iss: 3. P. 428—444.

6. **Азгальдов Г. Г.** Теория и практика оценки качества товаров. (Основы квалиметрии). М.: Экономика, 1982. 140 с.

7. **Rampersad H. K.** Total Quality Management: An Executive Guide to Continuous Improvement. Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2001. 190 p.

8. **Андрианов Ю. М., Субетто А. И.** Квалиметрия в приборостроении и машиностроении. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1990. 152 с.

9. **Хазанович Г. Ш.** Буровзрывные проходческие системы: учеб. пособие / Г. Ш. Хазанович, В. В. Ленченко. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2000. 504 с.

10. **Солод Г. И.** Основы квалиметрии. М.: МГИ, 1991. 84 с.

11. **Хазанович Г. Ш.** Разработка схем и выбор параметров агрегатированных буровзрывных проходческих систем / Г. Ш. Хазанович, Э. Ю. Воронова; Шахтинский институт ЮРГТУ. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2005. 144 с.

E. Yu. Voronova, Associate Professor, e-mail: eleonora_sam_ti@mail.ru,

V. G. Khazanovich, Professor, e-mail: khazanovich.v@mail.ru,

Shakhty Institute (Branch) of Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Shakhty, Russia

Efficiency Indices of Mining Heading Equipment

Covers the actual task of evaluating the effectiveness of mining and technology in the creation of new or modernization of existing equipment. The necessity of the development of the methodology for assessing the effectiveness and choice of criterion of efficiency as a multivariate problem. The technical and economic parameters, to be used as performance criteria for different target units or components of the system of technical and economic constraints. Basic principles of qualimetry for quantitative quality evaluation. Proposed efficiency ratio, integrating basic technical criteria — performance technical systems, the complexity and power consumption of the processes relative to the reference (base) variant, taking into account the probability of achieving the desired result. The efficiency ratio represents a single dimensionless parameter, which reflects the change of the output capacity of the system compared with the base case in comparison with the same indicators of the complexity and intensity. Provides requirements for the selection of the base case, as well as possible areas of application of the efficiency ratio.

Keywords: mining heading equipment, efficiency coefficient, evaluation of the process quality, qualimetry, cutting systems productivity, the complexity of the process, power consumption of process

References

1. **Lyashenko I. V.** *Problemi intensifikatsiy provedeniya gornih virabotok — sistemnaya interpretatsiya* / I. V. Lyashenko, V. G. Sil'nya // *Sistemnoe issledovanie processov dobitshy uglya*. М.: Nedra, 1983. Gl. II. P. 41—77.

2. **Khazanovich G. Sh.** *K voprosu ob ocenke effektivnosti gornoprodsheskih sistem*. G. Sh. Khazanovich, E. Yu. Voronova. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2011. N. 7. P. 15—22.

3. **Nadegnost i effektivnost' v tehnikе:** Spravochnik: V 10 v. / Red. sovet: V. S. Avduevskiy (pred.) i dr. М.: Mashynostroenie, 1988. V. 3. *Effektivnost' tehniksheskih sistem* / Pod obsh. red. V. F. Utkina, U. V. Krutshkova. 328 p.

4. **Техника** и технология горноподготовительных работ в угольной промышленности / Под ред. Э. Э. Нильвы. М.: Недра, 1991. 315 с.

5. **Azgal'dov G. G. and Kostin A. V.** (2011) Applied quality: its origins, errors and misconceptions, Benchmarking: An International Journal, Vol. 18 Iss: 3. P. 428—444.

6. **Azgal'dov G. G.** *Teoria i praktika ocnky katshestva tovarov*. (Osnovi kvalimetriy). М.: Экономика, 1982. 140 p.

7. **Rampersad H. K.** Total Quality Management: An Executive Guide to Continuous Improvement. Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2001. 190 p.

8. **Andrianov Yu. M., Subetto A. I.** *Kvalimetria v priborostroeniy i mashinostroeniy*. L.: Mashinostroenie. Ленингр. отд., 1990. 152 p.

9. **Khazanovich G. Sh.** *Burovzrivnye prohodsheskie sistemy: utsheb. posobie* / G. Sh. Khazanovich, V. V. Lenchenko. Novotsherkassk: URGTU, 2000. 504 p.

10. **Solod G. I.** *Osnovy kvalimeti*. М.: MGI, 1991. 84 p.

11. **Khazanovich G. Sh.** *Razrabotka shem i vikor parametrov agregatirovannih burovzrivnih prohodsheskih sistem* / G. Sh. Khazanovich, E. Yu. Voronova; Shakh-tynskiy institut URGTU. Novotsherkassk: URGTU, 2005. 144 p.

Модель электрогидропривода исполнительного органа фронтального агрегата непрерывного действия

Представлена модель привода исполнительного органа фронтального агрегата, которая является средством механизации выемки полезных ископаемых.

Задачей предлагаемой модели является минимизация удельных затрат энергии исполнительным органом при одновременном повышении производительности фронтального агрегата. Решается эта задача введением дополнительных блоков и элементов в сочетании с изменением и введением дополнительных связей между блоками и элементами устройства управления приводом исполнительного органа, что позволяет минимизировать удельные затраты энергии за счет периодического регулирования, отношения величины шага резания к величине глубины резания и фиксации его оптимального значения. А это в сочетании с автоматической стабилизацией нагрузки электродвигателей привода струговых кареток одновременно обеспечивает повышение производительности фронтального агрегата.

Ключевые слова: выемочный агрегат, глубина резания, шаг резания, привод исполнительного органа фронтального агрегата, управление приводом исполнительного органа фронтального агрегата, производительность фронтального агрегата, скорость перемещения исполнительного органа, скорость перемещения выемочного агрегата

Эффективное использование выемочных агрегатов непрерывного действия с многоструговым исполнительным органом возможно при соответствии их конструктивных и режимных параметров к параметрам геометрии угольных пластов, а также при минимизации удельных затрат энергии в процессе работы исполнительного органа. При оценке параметров выемочных агрегатов как объектов управления необходимо исходить из экстремальных значений параметров геометрии угольных пластов, определяемых из исходной математической модели [1]:

$$\dot{Z}(s) = A_Z \sin \omega s, 0 < s < 2\delta,$$

где s — соответствующая координата; A_Z — амплитуда изменения центрированных значений ординат почвы угольного пласта; ω , δ — соответственно частота и полупериод изменения ординат почвы.

Для выемочных агрегатов непрерывного действия важным параметром механизма управления агрегатом в профиле угольного пласта является скорость перемещения $v_{и}$ исполнительного органа по его почве и мощности, взаимосвязанная со скоростью перемещения $v_{п}$ выемочного агрегата вдоль выемочного столба. Эта связь при перемещении агрегата по синусоидальной траектории с параметрами, определяемыми из исходной математи-

ческой модели, носит нелинейный характер и может быть выражена зависимостью [1]:

$$v_{и} = \frac{A_Z}{s} \left(\frac{\pi}{\delta} s - \sin \frac{\pi}{\delta} s \right) v_{п}.$$

При работе выемочного агрегата в режиме максимальной производительности необходимо регулирование скорости его подачи для обеспечения номинальной загрузки электродвигателей исполнительного органа. Наряду с этим при работе в режиме постоянной производительности возникает необходимость регулирования скорости подачи из-за изменчивости профиля угольного пласта, поэтому привод перемещения рабочего инструмента по гипсометрии почвы должен быть регулируемым и обеспечивать изменение скорости по нелинейному закону.

Величины рассматриваемых скоростей влияют на глубину резания h , а при неизменном шаге резания t и на соотношение t/h , которое изменяется в широком диапазоне. При малых и повышенных значениях t/h удельные затраты энергии исполнительным органом увеличиваются по сравнению с минимальными затратами при оптимальном их соотношении.

Глубина резания не является постоянной величиной и зависит от ряда факторов и прежде всего: физико-механических свойств полезного ископаемого, которые существенно изменяются по длине очистного забоя и выемочного столба;

параметров синусоиды аппроксимирующей профиль почвы, воспроизводимой исполнительным органом при непрерывном движении выемочного агрегата вдоль выемочного столба.

Известные модели устройств управления приводом исполнительного органа фронтального агрегата [2, 3], разработанные в ТулГУ под руководством доц. Ю. Н. Казака, обеспечивают автоматическое поддержание заданного уровня нагрузки на приводных электродвигателях исполнительного органа при одновременном их выравнивании. А также обеспечивают поддержание прямолинейности направляющей для движения струговых кареток, что приводит к снижению энергозатрат работы исполнительного органа. Однако невозможность

регулирования соотношения t/h является существенным недостатком известных устройств, что снижает производительность фронтального агрегата.

Задачей предлагаемой модели [4] является минимизация удельных затрат энергии исполнительным органом при одновременном повышении производительности фронтального агрегата.

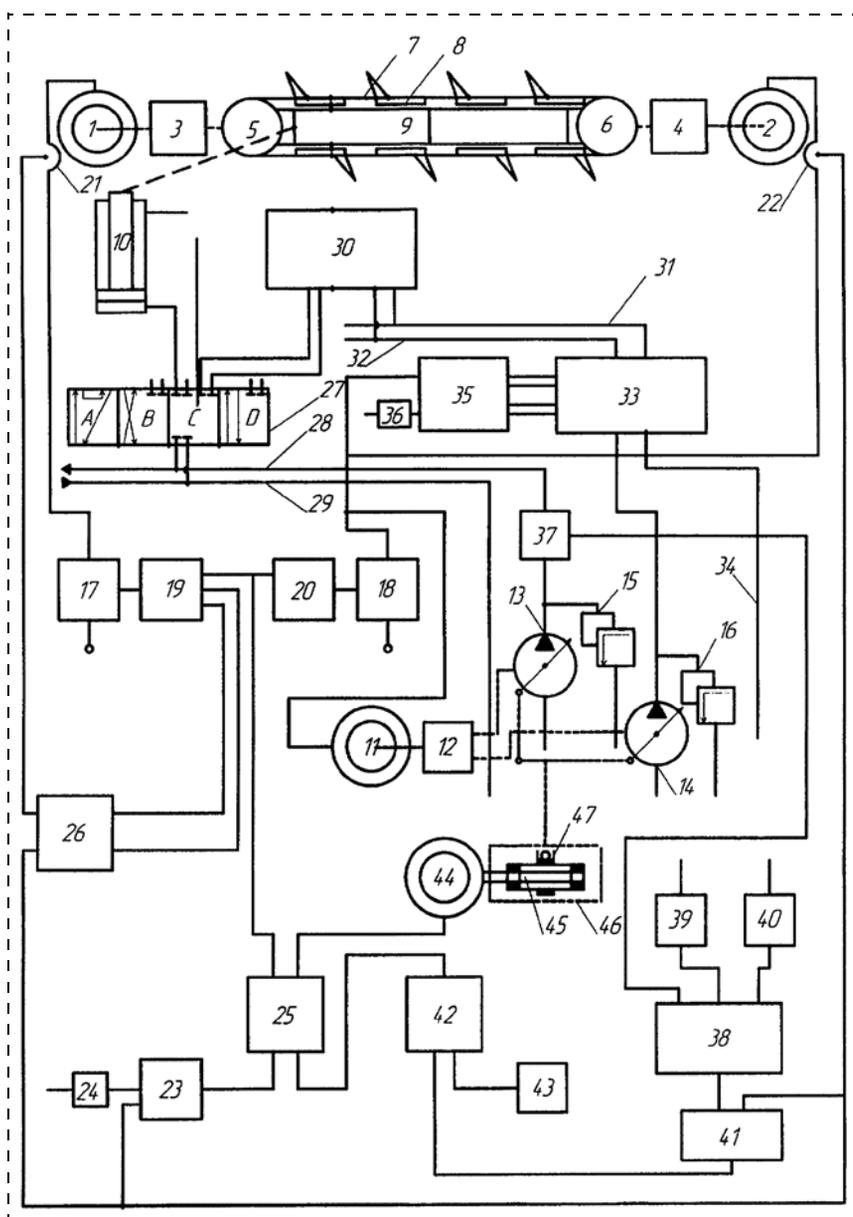
На рисунке приведена модель электрогидропривода исполнительного органа фронтального агрегата с многоструговым исполнительным органом.

Модель электрогидропривода исполнительного органа фронтального агрегата содержит первый и второй асинхронные электродвигатели 1 и 2, связанные через редукторы 3 и 4 с приводными звездочками 5 и 6 бесконечной тяговой цепи 7, оснащенной

струговыми каретками 8 с возможностью перемещения их по направляющей 9 фронтального агрегата.

С каждой секцией направляющей 9 соединены штоки гидроцилиндров 10 перемещения этой направляющей на забой (на схеме условно показан один гидроцилиндр). Третий асинхронный электродвигатель 11 через механическую передачу 12 связан с первым и вторым объемными гидронасосами 13 и 14, снабженными механизмами регулирования их рабочих объемов. К выходам гидронасосов 13 и 14 подключены предохранительные гидроклапаны 15 и 16.

Устройство управления приводом исполнительного органа состоит из двух преобразователей частоты 17 и 18, входы которых соединены с электрической силовой сетью, а выходы — с обмотками статоров электродвигателей 1 и 2. К преобразователям частоты 17 и 18 подключены управляющие выходы регуляторов частоты 19 и 20. К выходам преобразователей частоты 17 и 18 подключены датчики нагрузки 21 и 22. Выход второго преобразователя частоты 18 на участке до входа датчика нагрузки 22 соединен с обмоткой статора третьего электродвигателя 11. Выход датчика нагрузки 22 связан с входом регулятора нагрузки 23, второй вход которого соединен с блоками задания нагрузки 24. Выход регулятора 23 соединен с первым входом блока переключения каналов 25,



Модель электрогидропривода исполнительного органа

первый выход которого связан с первым входом регулятора частоты 19 и 20.

Выходы датчиков нагрузки 21 и 22 соединены с двумя входами блока выравнивания нагрузки 26, первый и второй выходы которого соединены соответственно с третьим и вторым входами регулятора частоты.

Поршневая и штоковая полости каждого гидроцилиндра перемещения 10 соединены с первым и вторым выходами гидрораспределителя управления 27, входы которого соединены с напорной 28 и сливной 29 гидромагистралями. К напорной гидромагистрали 28 подключен выход первого гидронасоса 13.

Третий и четвертый выходы каждого гидрораспределителя управления 27 связаны с соответствующим гидравлическим блоком 30, два других входа которого соединены с первой и второй гидролиниями управления 31 и 32. Первый вход электрогидравлического блока 33 соединен со сливной гидролинией 34. Выходы электрогидравлического блока 33 связаны с гидролиниями управления 31 и 32. Блок управления 35 подключен к выходу второго преобразователя частоты 18, второй его вход соединен с блоком сигнала начальной установки 36, а первый, второй, третий и четвертый выходы соединены с соответствующими входами электрогидравлического блока 33.

Расходомер 37 включен в напорную гидромагистраль 28, а его выход соединен с первым входом блока перемножения 38. Второй и третий входы блока перемножения 38 соединены с блоком задания вынимаемой мощности пласта 39 и блоком задания длины очистного забоя 40. Выход блока перемножения 38 связан с блоком деления 41, второй вход которого соединен с выходом датчика нагрузки 22.

Выход блока деления 41 соединен с первым входом экстремального регулятора 42, второй вход которого соединен с блоком формирования управляющего сигнала 43. Выход экстремального регулятора 42 связан со вторым входом блока переключения каналов 25, второй выход которого соединен с обмоткой статора однофазного асинхронного электродвигателя 44. Ротор электродвигателя 44 соединен с винтом 45 винтовой передачи 46, гайка 47 которой связана с входами механизмов регулирования рабочих объемов гидронасосов 13 и 14.

Устройство управления приводом исполнительного органа работает следующим образом.

Устройство осуществляет регулирование двух параметров привода: нагрузки электродвигателей 1 и 2 и удельных затрат энергии исполнительным органом фронтального агрегата. Поэтому в устройстве предусмотрены два канала управления.

Для исключения конфликтных ситуаций, когда устройство в одно и то же время по каждому из каналов управления пытается передать два противоположных сигнала на гидроцилиндры 10 перемещения направляющей 9 на забой, служит блок переключения каналов 25.

В установившемся режиме скорость перемещения струговых кареток 8 по направляющей 9 (скорость резания) с помощью бесконечной тяговой цепи 7 определяется частотой вращения первого и второго электродвигателей 1 и 2, передаточным отношением редукторов 3 и 4, а также радиусом звездочек 5 и 6.

Частота вращения электродвигателей 1 и 2 определяется частотой переменного тока, поступающего на обмотки статоров этих электродвигателей от преобразователей частоты 17 и 18.

Скорость подачи направляющей 9 на забой определяется скоростью выдвигания штоков гидроцилиндров 10. Она зависит от объема рабочей жидкости, поступающей в единицу времени в поршневую полость каждого гидроцилиндра 10 из напорной гидромагистрали 28 через гидрораспределитель управления 27, установленный в позицию А.

Расход рабочей жидкости через напорную гидромагистраль 28 определяется производительностью первого гидронасоса 13, которая зависит от рабочего объема насоса, значение которого определяется положением механизма регулирования рабочего объема, передаточного отношения механической передачи 12 и частоты вращения третьего электродвигателя 11. Частота вращения электродвигателя 11 определяется частотой переменного тока, поступающего в обмотку статора электродвигателя 11 от второго преобразователя частоты 18.

Сопrotивление движению нижней и верхней ветвей тяговой цепи 7 со струговыми каретками 8 может быть различным из-за переменной крепости полезного ископаемого по мощности пласта. При этом нагрузка (ток) электродвигателя 1 будет больше или меньше нагрузки (тока) электродвигателя 2. Сигналы, пропорциональные нагрузке электродвигателей 1 и 2, поступают от датчиков нагрузки 21 и 22 на входы блока выравнивания нагрузки 26. Если ток электродвигателя 2 будет больше тока электродвигателя 1, то на выходе блока 26, связанном с третьим входом регулятора частоты 19, появится сигнал со знаком "+", что приведет к увеличению частоты питания электродвигателя 1 до тех пор пока токи электродвигателей 1 и 2 сравняются.

Если ток электродвигателя 1 превысит ток электродвигателя 2, то на выходе блока 26, связанном

со вторым входом регулятора частоты 19, появится сигнал со знаком "—", что приведет к снижению частоты питания электродвигателя 1 и уменьшению потребляемого им тока до значения тока электродвигателя 2.

Для подачи направляющей 9 на забой гидрораспределители управления 27 устанавливаются в позицию А. При этом напорная гидромагистраль 28 соединяется с поршневой полостью каждого гидроцилиндра перемещения 10. Для синхронизации скоростей движения штоков гидроцилиндров 10, подключенных параллельно к напорной гидромагистрали 28, и обеспечения прямолинейности направляющей 9 в плоскости пласта штоковая полость каждого гидроцилиндра 10 через гидрораспределитель 27 соединяется с первым входом, а сливная гидромагистраль 29 — со вторым входом гидравлического блока 30.

Блок управления 35 вырабатывает управляющие импульсы, частота следования которых определяется частотой переменного тока на выходе преобразователя частоты 18 и в определенной последовательности распределяет их по четырем входам электрогидравлического блока 33. При этом выход гидронасоса 14, соединенный с электрогидравлическим блоком 33, поочередно подключается к гидролиниям управления 31 или 32, в то время как соответствующие гидролинии управления 32 или 31 соединяются со сливной гидролинией 34. Под действием импульсов давления рабочей жидкости, поступающих поочередно на третий или четвертый вход гидравлического блока 30, последний осуществляет дозирование единичных объемов рабочей жидкости, вытесняемых за один такт из штоковой полости гидроцилиндра 10 и поступающих в сливную гидромагистраль 29.

Частота управляющих импульсов в данный момент для всех гидравлических блоков 30 одинакова, а единичные объемы вытесняемой рабочей жидкости постоянны, поэтому скорости перемещения штоков гидроцилиндров 10 будут равными, независимо от величины действующих нагрузок. Благодаря этому обеспечивается поддержание прямолинейности направляющей 9 в плоскости пласта.

Если при изменении крепости полезного ископаемого фактический ток электродвигателя 2, измеряемый датчиком нагрузки 22, отклонится от заданного значения тока, определяемого блоком задания нагрузки 24, то на выходе регулятора нагрузки 23 появится пропорциональный сигнал, который поступает на первый вход блока переключения каналов 25. Если в данный момент к этому входу подключен первый выход блока переключения каналов 25, то сигнал поступает на первый

вход регуляторов частоты 19 и 20, которые воздействуют на преобразователи частоты 17 и 18. Последние уменьшают или увеличивают частоту переменного тока, подводимого к электродвигателям 1 и 2, а также к электродвигателю 11, что приводит к соответствующему изменению частоты вращения этих электродвигателей. В результате в ту или иную сторону изменяется скорость перемещения струговых кареток 8 по направляющей 9 (скорость резания). Вместе с тем изменяется частота вращения гидронасосов 13 и 14, а также их производительность. Одновременно пропорционально изменяется частота управляющих импульсов, поступающих на электрогидравлический блок 33 и гидравлические блоки 30. В результате изменяется количество рабочей жидкости, поступающей через напорную гидромагистраль 28 в поршневую полость каждого гидроцилиндра 10. Соответственно, уменьшается или возрастает скорость подачи направляющей 9 на забой. В результате пропорционального изменения скоростей резания и подачи обеспечивается снижение или увеличение нагрузки электродвигателей 1 и 2 до заданного уровня при одновременном сохранении постоянства отношения t/h , соответствующего заданному положению механизмов регулирования рабочих объемов гидронасосов 13 и 14.

Если необходимо одномоментно выключить подачу направляющей 9 на забой, то с блока сигнала начальной установки 36 подается сигнал, под действием которого с выхода блока управления 35 поступают управляющие сигналы на отключение с помощью электрогидравлического блока 33 гидролиний управления 31 и 32, а следовательно, и гидравлических блоков 30. Слив рабочей жидкости из штоковых полостей гидроцилиндров 10 в сливную магистраль 29 прекращается. При этом давление рабочей жидкости на выходе гидронасосов 13 и 14 ограничивается за счет срабатывания предохранительных гидроклапанов 15 и 16, перепускающих рабочую жидкость на слив.

Для включения подачи направляющей 9 на забой прекращают подачу сигнала с блока 36, и блок управления 35 начинает вырабатывать управляющие импульсы для переключения электрогидравлического блока 33. Предохранительные гидроклапаны 15 и 16 закрываются, и устройство управления приводом исполнительного органа начинает функционировать в указанной выше последовательности.

При длительных перерывах в работе гидрораспределители 27 устанавливаются в нейтральную позицию С. При переключении распределителей 27 в позицию В или D происходит включение и ре-

версирование гидроцилиндров 10, например для периодического устранения накапливающихся в процессе эксплуатации фронтального агрегата ошибок в прямолинейности направляющей 9 в плоскости пласта.

При отключении первого канала управления блоком переключения каналов 25 регуляторы частоты 19 и 20 в совокупности с преобразователями частоты 17 и 18 фиксируют частоту переменного тока на выходе. Поэтому электродвигатели 1, 2 и 11 вращаются с постоянной частотой.

Включение второго канала управления блоком переключения каналов 25 обеспечивает отыскание оптимального значения t/h и минимальные удельные затраты энергии исполнительным органом фронтального агрегата.

В блок задания вынимаемой мощности пласта 39 и блок задания длины очистного забоя 40 периодически по мере изменения этих параметров вводятся соответствующие исходные данные. С выходов блоков 39 и 40 пропорциональные сигналы поступают на входы блока перемножения 38. С выхода расходомера 37 на вход блока перемножения 38 поступает также сигнал, пропорциональный фактической скорости подачи направляющей 9 на забой. После перемножения сигнал, пропорциональный производительности исполнительного органа за единицу времени, с выхода блока перемножения 38 поступает на вход блока деления 41. На другой вход этого блока от датчика нагрузки 22 поступает сигнал, пропорциональный мощности, потребляемой электродвигателем 2. На выходе блока деления 41 формируется сигнал, пропорциональный частному от деления мощности электродвигателя 2 на производительность исполнительного органа, т. е. удельным затратам энергии.

Этот сигнал поступает на вход экстремального регулятора 42, на второй вход которого с блока 43 поступает управляющий сигнал. В экстремальном регуляторе 42 образуется сигнал разности управляющего сигнала и сигнала, пропорционального удельным энергозатратам. Под действием этой разности сигналов формируется поисковый сигнал, который после усиления поступает с выхода экстремального регулятора 42 на второй вход блока переключения каналов 25. Так как этот вход соединен со вторым выходом блока переключения каналов 25, то поисковый сигнал поступает на вход однофазного асинхронного электродвигателя 44. Ротор электродвигателя 44 совершает знакопеременное вращательное движение, передающееся на винт 45 винтовой передачи 46. В результате гайка 47 совершает возвратно-поступательное колебательное движение, которое передается на вход связанных

с гайкой 47 механизмов регулирования рабочих объемов гидронасосов 13 и 14.

Благодаря этому при постоянной частоте вращения электродвигателей 1, 2 и 11 и неизменной скорости резания колебательно изменяются производительности гидронасосов 13 и 14 и скорость подачи направляющей 9 на забой. Следовательно, экстремальный регулятор 42 обеспечивает организацию изменения отношения t/h таким образом, чтобы отыскивать и удерживать переменную t/h в рабочей точке, соответствующей экстремальному (минимальному) значению удельных затрат энергии исполнительным органом фронтального агрегата.

После истечения периода включения второго канала управления блок переключения каналов 25 включает первый канал управления и отключает однофазный электродвигатель 44 от выхода экстремального регулятора 42. При этом фиксируется положение гайки 47 винтовой передачи 46 и механизмов регулирования рабочих объемов гидронасосов 13 и 14, а также обеспечивается поддержание установленного оптимального значения отношения t/h . Устройство управления в дальнейшем обеспечивает стабилизацию нагрузки электродвигателей 1 и 2 с помощью регулятора нагрузки 23 при установленном оптимальном значении t/h и минимальных удельных затратах энергии исполнительным органом в течение периода включения первого канала.

Для максимального повышения производительности фронтального агрегата длительность периода включения первого канала управления должна быть существенно больше длительности включения второго канала управления.

Таким образом, предлагаемое введение дополнительных блоков и элементов в сочетании с изменением и введением дополнительных связей между блоками и элементами устройства управления приводом исполнительного органа позволяет минимизировать удельные затраты энергии за счет периодического регулирования отношения t/h и фиксации его оптимального значения. А это в сочетании с автоматической стабилизацией нагрузки электродвигателей привода струговых кареток одновременно обеспечивает повышение производительности фронтального агрегата.

Список литературы

1. Оценка некоторых параметров выемочных агрегатов как объектов управления движением / Солод В. И., Казак Ю. Н., Демин В. К. // Известия вузов. Горный журнал. 1977. № 1. С. 139—143.

2. Пат. RU 2209967, МПК: 7E 21C 35/24 A, 7E 21D 9/093 B. Устройство управления приводом исполнительного органа фронтального агрегата / Казак Ю. Н., Демин В. К., Демин К. В., Юрин Ю. Г., Бурыкин Д. Е.; заявитель и патентообладатель Тульский государственный университет. № 2002113787/03; заявл. 27.05.2002; опубл. 10.08.2003.

3. Пат. RU 2246615 Российская Федерация, МПК 7E 21C 35/24 A, 7E 21D 9/093 B. Устройство управления приводом исполнительного органа фронтального агрегата / Казак Ю. Н., Демин В. К., Юрин Ю. Г., Демин К. В., Маркова Т. А., Рапп М. А.; заявитель и патентообла-

датель Тульский государственный университет. № 2003134975/03; заявл. 02.12.2003; опубл. 20.02.2005, Бюл. № 5.

4. Пат. RU 2282719, МПК: 7E 21C 35/24 A, 7E 21D 9/093 B. Устройство управления приводом исполнительного органа фронтального агрегата / Казак Ю. Н., Демин В. К., Демин К. В., Маркова Т. А., Рапп М. А.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Тульский государственный университет. № 2005115179/03; заявл. 18.05.2005; опубл. 27.08.2006, Бюл. № 24.

V. K. Demin, Associate Professor, e-mail: vkdemin@gmail.com,

T. A. Markova, Associate Professor, e-mail: markova@tula.net, Tula State University, Russia

Model of Electrohydrodrive of Executive Branch of Frontal Aggregate of Continuous Action

The model of drive of executive branch of frontal aggregate is presented, that is the means of mechanization of coulisse of minerals. Existing before models of control units by the drive of executive branch frontal, provide automatic maintenance of the set level of loading on the drive electric motors of executive branch at their simultaneous smoothing. And also provide maintenance of straightforwardness directing for motion of carriages, that results in the decline of energy consumptions of work of executive branch. However, impossibility of adjusting of correlation of t/h is the substantial lack of well-known devices, that reduces the productivity of frontal aggregate.

The task of the offered model is minimization of specific expenses of energy by an executive branch at the simultaneous increase of the productivity frontal aggregate.

Keywords: automation, hollow aggregate, cutting depth, cutting step, drive of executive branch of frontal aggregate, management by the drive of executive branch of frontal aggregate, productivity of frontal aggregate, speed of moving of executive branch, speed of moving of hollow aggregate, regulator

References

1. Solod V. I., Kazak Yu. N., Demin V. K. *Izvestiya vuzov. Gorniy zhurnal*. 1977. N. 1. P. 139—143 (in Russian).

2. Kazak Yu. N., Demin V. K., Demin K. V., Yurin Yu. G., Burykin D. E. Control unit by the drive of executive branch of frontal aggregate [*Ustrojstvo upravlenija privodom ispolnitel'nogo organa frontal'nogo agregata*] Pat. RU 2209967, 10.08.2003. (in Russian).

3. Kazak Yu. N., Demin V. K., Yurin Yu. G., Demin K. V., Markova T. A., Rapp M. A. Control unit by the drive of exe-

cutive branch of frontal aggregate [*Ustrojstvo upravlenija privodom ispolnitel'nogo organa frontal'nogo agregata*] Pat. RU 2246615, 20.02.2005. (in Russian).

4. Kazak Yu. N., Demin V. K., Demin K. V., Markova T. A., Rapp M. A. Control unit by the drive of executive branch of frontal aggregate [*Ustrojstvo upravlenija privodom ispolnitel'nogo organa frontal'nogo agregata*]. Pat. RU 2282719, 27.08.2006. (in Russian).

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

Технический редактор Е.В. Конова. Корректор З.В. Наумова.

Сдано в набор 15.01.2015. Подписано в печать 03.03.2015. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO215. 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 "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru