

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

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Юдин А. В., Примак В. С., Ворончихина Т. С., Щавлев Е. Г. Мобильное оборудование в карьерах для очистки известняка от глинистых включений 3

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Петров А. И., Алыменко Н. И. Перспективы применения вентиляторов низкого давления в горной промышленности 12

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Голованов А. В. Высокочастотные машины для дезинтеграции горных пород — одно из направлений энергосбережения в процессах рудоподготовки 16

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Васильев Е. М., Николаев А. В., Королёв Н. А. Система управления электроприводом нагнетательных вентиляторов и сетевого насоса для поддержания теплового режима в шахтных стволах 20

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Саитов В. И. Условия подобия процессов разрушения горных пород при дроблении и измельчении 25

Керопян А. М., Вержанский П. М., Басов Р. К. Рациональные геометрические параметры рабочих поверхностей рельса и бандажа колеса карьерного локомотива, работающего в режиме тяги 28

Абрашкевич Ю. Д., Пелевин Л. Е., Карпенко Н. Н. Гидроавтоматическая система гашения динамических колебаний 34

Громадский Вик. А. Разработка и исследование способа ликвидации флаттера бурового инструмента станков шарошечного бурения 39

ОБЗОРЫ

Страбыкин Н. Н. Повышение эффективности использования бурового оборудования на карьерах Севера за счет внедрения инновационных технических разработок 42

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.

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

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:

KOZOVY 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.)

ZRYANOV 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

SURFACE MINING

Yudin A. V., Primak V. S., Voronchikhina T. S., Shchavlev E. G. Mobile Equipment in the Quarries for Limestone Cleaning from Clay Inclusions 3

STATIONARY INSTALLATIONS

Petrov A. I., Alymenko N. I. Prospects of Application of Fans Low Pressure in the Mining Industry 12

CRUSHING AND MILLING EQUIPMENT

Golovanov A. V. High-Frequency Machines for Rock Breaking — One of Energy Saving Directions in Ore Processing 16

ELECTROMECHANICS. AUTOMATION

Vasil'yev E. M., Nikolaev A. V., Korolev N. A. Control Systems of Electric Drive Air Blower and Power Pump for Maintaining the Thermal Regime in Shafts 20

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Saitov V. I. Conditions Similar to the Process of Destruction of Rocks when Crushing and Grinding 25

Keropyan A. M., Verzhansky P. M., Basov R. K. Rational Geometrical Parameters of the Working Surfaces of the Rail and Wheel Tread Career Locomotive Operating in the Mode of Traction 28

Abrashkevych Yu. D., Pelevin L. E., Karpenko N. N. Hydroautomatic System Quenching of the Dynamic Vibrations 34

Gromadsky Vic. A. Development and Study Ways to Eliminate Flutter Drilling Toolset Support Assembly of Rotary Drilling Rig 39

REVIEWS

Strabykin N. N. Raising Effectiveness in the Use of Drilling Machinery in Northern Open Pits by the Introduction of Innovative Technical Works 42

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

УДК 622.273.622.742

А. В. Юдин, д-р техн. наук, проф., УГГУ,

В. С. Примаков, инж., **Т. С. Ворончихина**, инж., ОАО "Уралгипроруда", г. Екатеринбург,

Е. Г. Щавлев, инж., ОАО "БСЗ", г. Березники, Пермский край

E-mail: gmf.gmk@ursmu.ru

Мобильное оборудование в карьерах для очистки известняка от глинистых включений

Практика освоения известняковых карьеров показала, что в продуктивной толще месторождения нередко встречаются карсты и заглинизированные зоны интенсивной трещиноватости.

При отработке отечественных карьеров карбонатного сырья не освоена в достаточной степени технология очистки полезного ископаемого от глинистых включений. В карьерах для этой цели находят применение стационарные и мобильные установки. Анализ отработки месторождений карбонатного сырья позволяет выделить три варианта технологических схем, отличающихся составом оборудования, параметрами рабочей зоны и выходом кондиционного продукта.

На современном этапе с выпуском оборудования можно выделить два способа разделения горной массы: с использованием вибрационных процессов, с использованием машин на основе вращающихся рабочих элементов. На этих способах базируются проекты и разработки комплексов очистки сырья от глины.

В мировой практике промышленностью осваиваются как стационарные, так и мобильные комплексы. Большинство грохотильных агрегатов создано на основе вибропроцессов. Проекты отечественных агрегатов не освоены промышленностью. Зарубежные фирмы разрабатывают агрегаты с валковыми и барабанными грохотами, которые находят практическое применение.

Приведены обзор и краткая характеристика мобильных комплексов для разделения заглиненной горной массы в карьерах. Отмечены область применения, основные достоинства и недостатки мобильных комплексов.

Ключевые слова: комплекс, очистка известняка, глина, мобильные установки, вибрационный грохот, валковый грохот, барабанный грохот, бункер, конвейер, гусеничное ходовое оборудование

Введение

Авторы рекомендуют рассматривать материалы статьи как продолжение темы, затронутой ими в [1].

Закарстованность месторождений карбонатных пород значительно усложняет добычу и обуславливает увеличение потерь полезных ископаемых. Например, практика освоения Чаньвинского месторождения известняков (Пермский край) выявила, что в продуктивной толще имеются многочисленные тела глин, карсты и заглинизированные зоны интенсивной трещиноватости. Такие зоны не имеют четких границ и поэтому не могут быть геометризованы в достаточной степени при существующих способах геологоразведочных работ. Закарстованность месторождения оказалась значительно выше по сравнению с результатами детальной разведки.

После взрыва известняки частично перемешиваются с глиной и не могут быть использованы в качестве карбонатного сырья. Заглиненные извест-

няки переводятся в разряд вскрыши и вывозятся в отвал. В результате потери карбонатного сырья в среднем составили около 40 % по сравнению с проектными — 7,7 %.

Изложенная выше ситуация поставила перед специалистами задачу качественного анализа проблемы в целях поиска технических решений и способов, обеспечивающих промышленное разделение взорванной горной массы (ГМ) в карьере с содержанием глинистых фракций и карста до 25 %.

При отработанных технологиях основное разделение ГМ выполняется на дробильно-сортировочных комплексах (ДСК). При этом применяются различные способы: ручная глиноотборка, механические способы (грохочение, разрушение и др.) и промывка. В карьерах наиболее распространенным способом разделения ГМ является селективная выемка разносортных пород с использованием экскаваторно-автомобильного комплекса.

Анализ отработки месторождений карбонатного сырья позволяет выделить три варианта технологических схем, предусматривающих тот или иной способ сухой очистки сырья от глины в конкретных условиях карьера:

1) система разработки предусматривает в работе несколько эксплуатационных горизонтов, а вся продуктивная толща представлена известняками с различным содержанием глинистых включений. В этом случае выемку ГМ на каждом горизонте выполняет отдельный экскаватор, а ГМ с содержанием глины до 25 %, подлежащая очистке, загружается в автосамосвалы и доставляется на стационарный (сборочный) комплекс очистки известняка (КОИ) со всех рабочих горизонтов;

2) при тех же исходных условиях (по пункту 1)) в схеме предусматривается использование переносного КОИ с временным расположением на одном месте. В этом случае в качестве оборудования для очистки сырья используется мобильный КОИ с примыканием к подготовленному подступу;

3) в работе находится один эксплуатационный горизонт, ширина площадки не ограничена. В этом случае заглиненная ГМ экскаватором загружается в мобильный КОИ, передвигающийся вслед за экскаватором вдоль фронта горных работ.

В отечественной практике не накоплен достаточный опыт и не отработаны эффективные технологии по разделению заглиненной взорванной ГМ

непосредственно в карьерах. В то же время следует отметить положительные опыт и результаты работы, достигнутые в 2001—2013 гг. на Чаньвинском карьере [2].

Специалистами кафедры ГМК Уральского государственного горного университета и Чаньвинского карьера (ОАО "Березниковский содовый завод") разработана новая технология отработки закарстованных месторождений. Отличие новой технологии заключается в том, что операции по разделению (очистке) известняка и глинистых включений выделены из процессов ДСК и выполняются на специальном стационарном комплексе в карьере. Технология очистки осуществляется на основе вибропроцессов способом сухого двухстадийного разделения взорванной ГМ на фракции, содержащие кондиционный известняк, и фракции с глинистыми включениями. Комплекс включает установки первичной и вторичной очистки известняка. В качестве примера на рис. 1 приведен общий вид установки первичной очистки известняка. Месторасположение комплекса определено из условия минимизации затрат на грузоперевозки (объемов транспортной работы $A_{\text{тр}}$) автомобильным транспортом между объектами (ДСК — карьер — отвал — КОИ — склад промпродукта) по выражению:

$$\sum A_{\text{тр}} = \sum_1^n Q_i L_i \rightarrow \min,$$

где Q_i — объем перевозок ГМ на конкретном маршруте между объектами; L_i — расстояние транспортирования между объектами; n — число маршрутов автоперевозок.

Анализ и обзор отечественного и зарубежного оборудования для КОИ в карьерах показали, что на современном этапе наиболее эффективные результаты при сухом способе очистки известняка от глинистых включений достигаются при применении в качестве основных исполнительных органов: средств вибрационной техники; средств разделения ГМ при помощи машин, рабочие органы которых образованы различными телами вращения. Упомянутые средства используются при комплектовании как стационарных, так и мобильных КОИ. В статье [1] авторы привели техни-



Рис. 1. Установка первичной очистки известняка на Чаньвинском карьере

ческие описания основного оборудования и способов очистки карбонатного сырья от глины. Ниже приводятся краткое описание и характеристики отечественных и зарубежных мобильных комплексов для очистки известняка от глины.

Мобильные комплексы в карбонатных карьерах структурно формируются по двум схемам: включают только агрегат первичной очистки (АПО); включают АПО и агрегат вторичной очистки (АВО). В обоих случаях загрузка АПО осуществляется экскаватором (погрузчиком), фракции (продукты разделения ГМ) размещаются в конусных штабелях на уровне стоянки агрегатов и вывозятся на ДСК и в отвал средствами автотранспорта.

Отметим основные достоинства и недостатки применения мобильных КОИ.

Достоинства: отсутствие инвестиционных вложений на строительство площадок для маневров автосамосвалов, подпорных стенок, опорных фундаментов и других сооружений; снижение объемов транспортирования ГМ автосамосвалами; кратчайшие сроки ввода в эксплуатацию; наличие автономного источника электроэнергии.

Недостатки: ограниченные вместимости приемного бункера АПО и конусных штабелей фракций после очистки ГМ исходно определяют жесткую зависимость работы звеньев всей системы; необходимость вывода всего КОИ на безопасное расстояние при производстве БВР и связанную с этим потерю времени рабочей смены; вводятся более жесткие требования при планировке рабочей площадки; определяется более низкий коэффициент использования оборудования;

сложная организация работы погрузочно-транспортного оборудования; практически невозможна организация работы КОИ при наличии нескольких рабочих горизонтов; сложность конструкции и обслуживания мобильного оборудования (приводов гусеничного шасси, гидросистем приводов конвейеров, питателей, грохотов) и др.

Мобильное оборудование для разделения заглиненной ГМ в основном производится зарубежными компаниями ("Terex", "Sandvik", "Metso-Mineral", "HAZEMAG", "AUGUST MÜLLER" и др.). Среди отечественных производителей можно отметить фирмы "Дробмаш"

и ЗАО "Автокомполит" как совместные предприятия с зарубежными фирмами.

Агрегаты с использованием вибрационных грохотов

Большинство отечественных и зарубежных грохотильных агрегатов, разработанных к концу прошлого века, создано на основе вибрационного способа разделения ГМ на фракции. Агрегаты, специально предназначенные для разделения заглиненной ГМ, не разрабатывались. Известны разработки самоходных грохотильных агрегатов (СГА) как с замкнутым, так и с разомкнутым циклами операций. Большинство агрегатов было разработано для условий циклично-поточной технологии (ЦПТ). При разомкнутом цикле операций для вывозки надгрохотных фракций используется автомобильный транспорт, для вывозки подгрохотных фракций — конвейер.

В мировой практике накоплен опыт применения в технологических схемах разработки карьеров передвижных грохотильных агрегатов. Интересным примером является система, построенная на Техаском заводе стройматериалов (США) (рис. 2) [3]. Автосамосвалы 1 разгружаются в приемный бункер передвижной ПС 3 на приемную плиту вибрационного грохота АС 140-А фирмы "Симплисити" 4. Рабочий орган грохота через упругие опоры опирается на опорную конструкцию 5. Установка имеет рельсовое ходовое оборудование с приводом 6 и перемещается по рельсовым путям вдоль разгрузочной эстакады 2. Горная масса на грохоте разделяется на классы $\pm 0,34$ м. Надгрохотный продукт

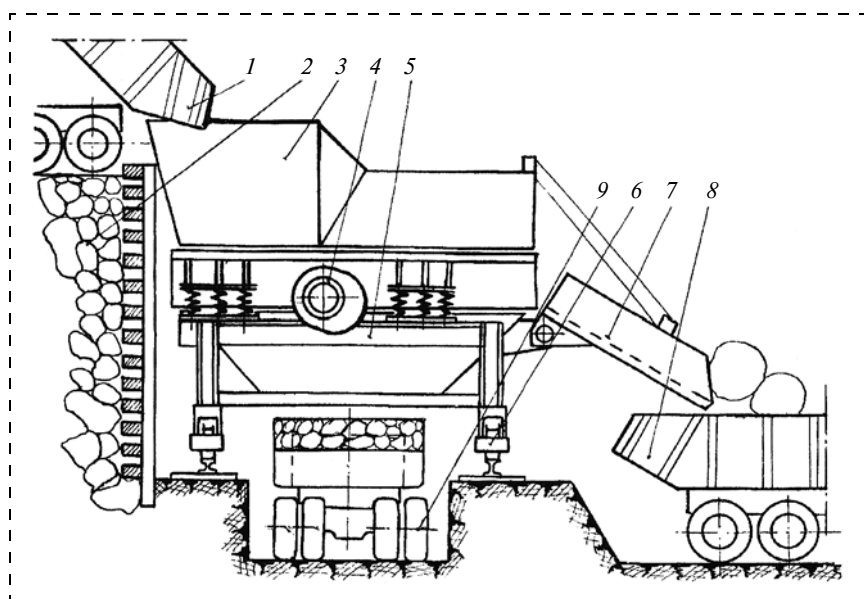


Рис. 2. Передвижной грохотильный агрегат на рельсовом ходу

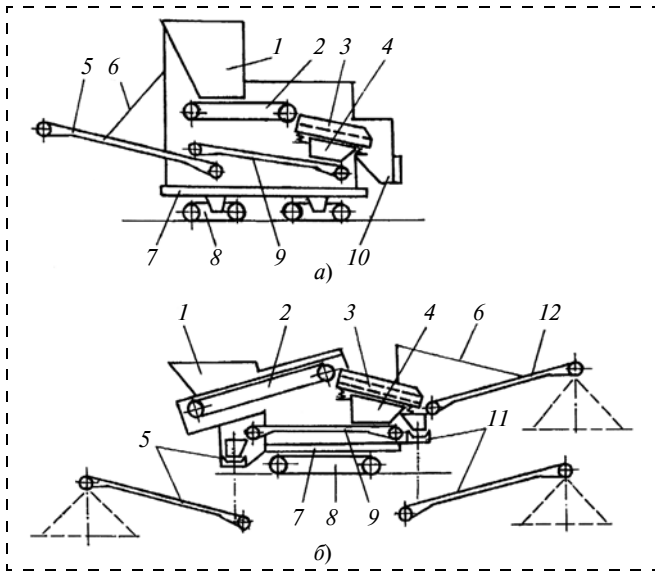


Рис. 3. Схемы цепи аппаратов грохотильных агрегатов с вибрационными грохотами:

a — применяемая на карьере "Южный Эгньо" (США); *б* — установки QE-440; 1 — бункер; 2 — пластинчатый питатель; 3 — вибрационный одно-, двухдечный грохот; 4 — бункер подгροхотного продукта; 5 — конвейер подгροхотного продукта (поворотный, боковой); 6 — подвеска конвейера; 7 — платформа агрегата; 8 — гусеничное ходовое оборудование; 9 — передаточный конвейер; 10 — затворный люк; 11 — боковой конвейер средних фракций; 12 — поворотный конвейер крупных фракций

с крупностью кусков до 1,1 м перемещается по колосникам грохота, падает на наклонный подвесной лоток 7 и загружается непосредственно в кузов автосамосвала 8, а при его отсутствии — в штабель надгροхотного продукта. Подгροхотная ГМ загру-

жается в кузов автосамосвала 9, автомобильная дорога располагается в прямке между рельсами.

Интересен опыт применения СГА с разомкнутым циклом операций на вскрышных работах в карьере "Южный Эгньо" (США) производительностью до 5 млн м³/год [4]. Схема цепи аппаратов приведена на рис. 3, *a*. Загрузку СГА производит экскаватор-драглайн с ковшом вместимостью 19 м³. Агрегат имеет производительность 2250 т/ч. Он смонтирован на платформе с гусеничным ходовым оборудованием 8 в основании, скорость передвижения агрегата 3,2 км/ч, наибольший размер загружаемого куска 1,2 м, вместимость приемного бункера 200 м³. Под бункером установлен пластинчатый питатель длиной 5,5 м, с шириной полотна 2,1 м. Из бункера питателем ГМ подается на колосниковый виброгрохот размерами 2,1 × 3,7 м. Подгροхотные фракции размером до 0,25 м поступают в воронку и далее консольным конвейером с поворотной подвеской подаются на магистральный конвейер. Надгροхотные фракции с колосников грохота поступают в затворный люк и из него загружаются в кузов автосамосвалов.

Самоходные грохотильные агрегаты конструктивно могут быть различного исполнения. Для примера на рис. 4 приведена схема СГА-ГПТ с разомкнутым циклом операций. Отличительные признаки — наличие приемного бункера; разделение ГМ вибрационным питателем-грохотом тяжелого типа (ГПТ-1); передача надгροхотного продукта специальным консольным конвейером.

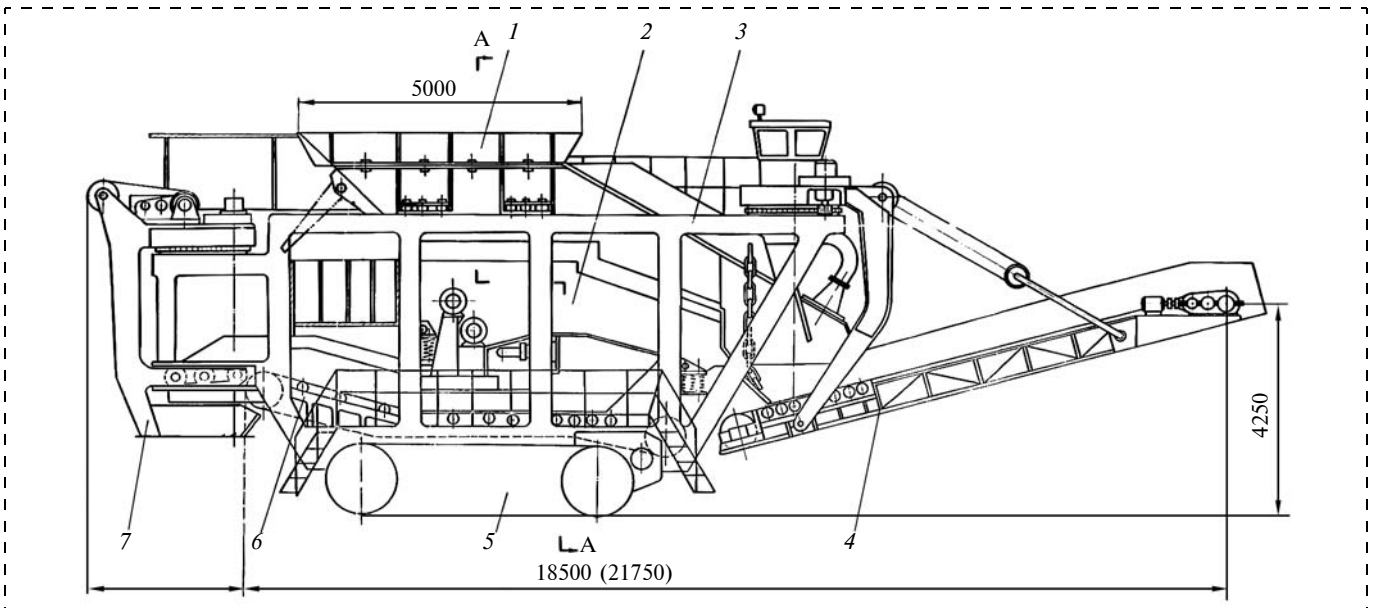


Рис. 4. Самоходный грохотильный агрегат с вибропитателем-грохотом ГПТ-1 с разомкнутым циклом:

1 — приемный бункер; 2 — вибропитатель-грохот; 3 — корпус; 4 — консольный конвейер надгροхотных фракций; 5 — ходовое оборудование; 6 — конвейер подгροхотных фракций; 7 — консольный конвейер подгροхотных фракций

Техническая характеристика самоходных грохотильных агрегатов

Параметры	Разделение ГМ посредством вибропроцессов				Разделение ГМ посредством вращающихся элементов		
	СГА-ГПТ	СВГУ-1Д	Warrior 2400	Sandvik QE440	HAZEMAG	AUGUST MÜLLER	TROOMMEL NIROX TRG 403
Производительность по питанию, т/ч	1500	1500	800	900	450	500	400
Наибольший размер куска, м	1,2	1,2	1,2	0,8	0,9	1,2	0,8
Вместимость бункера, м ³	25	28	10	Нет данных	Нет данных	15	7,8
Высота загрузки, м	7,5	7,8	3,6...4,5	Нет данных	4,8	4,5	4,4
Тип главного исполнительного органа	Вибропитатель-грохот ГПТ-1	Вибропитатель-грохот ГПТ-1А	Тегех-Powerscreen 3-дечный	Sandvik 2-дечный	Валковый 3-каскадный	Валковый плоский	Барaban 2-секционный
Производительность, т/ч	До 2000	До 2000	До 1000	До 1000	До 2000	До 1500	До 1000
Эффективность разделения, %	90...95	90...95	Нет данных	Нет данных	Нет данных	80...85	80...85
Размеры рабочего органа, м	6,0 × 2,5	6,0 × 2,5	6,0 × 1,8	5,5 × 1,75	6,0 × 1,5	4,5 × 1,2	L = 5,5; Ø = 1,5
Ходовое оборудование (двигатель)				Гусеничный			
Скорость передвижения, км/ч	0,45	0,27	До 1,0	Нет данных	Нет данных	Нет данных	Нет данных
Установленная мощность, кВт	200	270	Нет данных	Нет данных	Нет данных	Нет данных	96
Масса агрегата, т	195	360	46	36	Нет данных	Нет данных	Нет данных

Подгрохотный продукт на магистральный конвейер передается при помощи поворотного консольного конвейера. Принципиальные технические решения СГА с разомкнутым циклом операций разработаны в УГГУ. Техническая характеристика установки приведена в табл. 1. Такой агрегат может быть использован в качестве АПО в комплексах карбонатных карьеров [5].

Рассмотрим работу и взаимодействие элементов в СГА с замкнутым циклом операций на примере самоходной виброгрохотильной установки СВГУ-1Д. Установка разработана ИГД Минчермета и Институтом "Уралгипроруда" [6].

Установка предназначена для приема скальной ГМ от экскаватора, разделения ее на фракции,

разрушения надгрохотных фракций в камере дробления и перегрузки на ленточный конвейер. Она предназначена для работы с легко- и среднедробимыми породами и рудами, содержащими от 85 до 100 % фракций размером от 0 до 0,5 м.

Работа установки предусматривается в комплексе с экскаваторами ЭКГ-4,6 и ЭКГ-8И. Таким образом, установка связывает машину циклического действия с транспортом непрерывного действия.

Самоходная виброгрохотильная установка СВГУ-1Д (рис. 5) состоит из следующих основных узлов: приемного бункера 2; вибрационного питателя-грохота ГПТ-1А 5; камеры дробления негабарита 8; кабины управления 12; передаточного консольного конвейера 11; подвески конвейера 10;

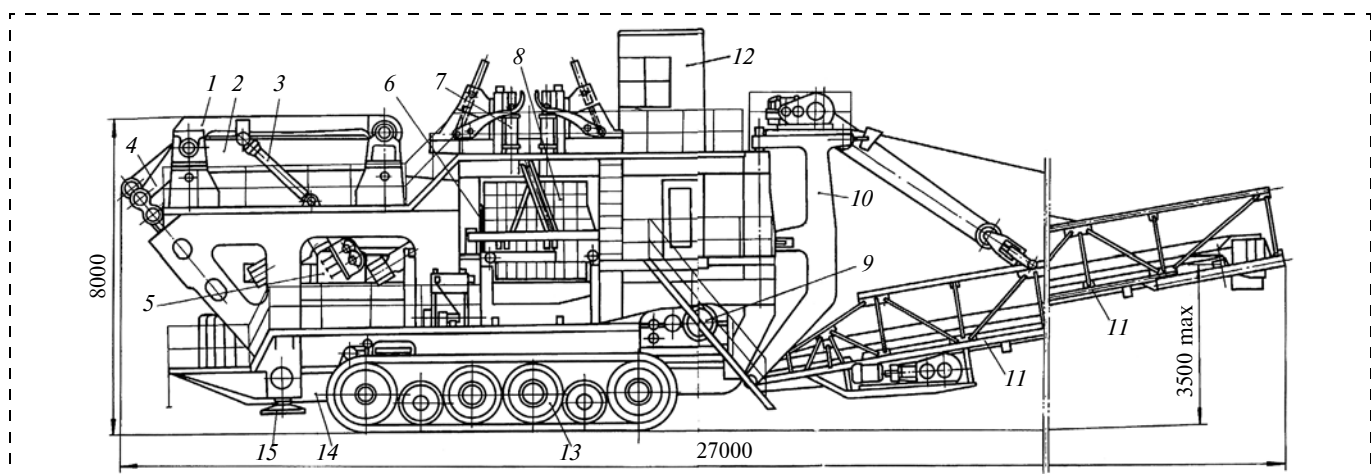


Рис. 5. Самоходный грохотильный агрегат СВГУ-1Д

пластинчатого питателя 9; рамы 14; ходового устройства 13; электрооборудования и сантехнического оборудования.

Работает установка следующим образом. Горная масса из ковша экскаватора загружается в приемный бункер 2, оснащенный колосниковой решеткой 1. Куски размером более 1 м остаются на колосниковой решетке, а затем удаляются с нее при помощи гидроцилиндров 3. Провалившаяся между колосниками ГМ взаимодействует с предохранительным виброконсольным грохотом 4, частично разделяется на фракции и передается на приемную плиту вибропитателя-грохота. Под действием сил вибрации горная масса перемещается по колосникам и разделяется на фракции $\pm(0,4...0,5)$ м. Подколосниковые фракции передаются на пластинчатый питатель 9. Надколосниковые фракции подаются в камеру дробления 8 и разрушаются гидроударниками 7. Раздробленные куски из камеры 8 поступают также на питатель 9. Вся ГМ питателем 9 перегружается на консольный конвейер 11 и далее передается в бункер АВО. Консольный конвейер поворотный в горизонтальной плоскости на $\pm 55^\circ$, в вертикальной плоскости конвейер поднимается подъемной лебедкой. В зоне загрузки металлоконструкция установки 14 опирается на опорные гидродомкраты 15. Вся установка смонтирована на гусеничном ходовом устройстве 13. В установке предусмотрена возможность сдвижения камеры дробления 8 в крайнее левое или правое положение. При этом место выпуска надгрохотных фракций автоматически занимает виброплощадка, позволяющая передавать фракции непосредственно в транспортные средства. При такой схеме агрегат функционирует по разомкнутой схеме процессов и может быть использован как АПО. Технические характеристики агрегата приведены в табл. 1.

Мобильная грохотильная установка Powerscreen Warrior 2400 (производство Ирландии) предназначена для разделения скальных пород, железных руд, углей, покрывающих пород, строительных отходов на две или три фракции (например, +0,15, (0,1...0,15), (0...0,1) м). Наибольшая крупность кусков 1,2 м. Содержание глинистых фракций до 50 %.

Установка включает следующие основные элементы: приемный бункер размерами в плане $5,5 \times 3,6$ м; подбункерный питатель с шириной полотна 1,3 м, длиной 5 м и диаметром приводного барабана 0,35 м; главный исполнительный орган — наклонный (9°) вибрационный 2...3-дечный гро-

хот с инерционным 3-вальным вибратором, с регулируемой амплитудой колебаний до 7...9 мм и углом вибрации $30...60^\circ$, приводится гидродвигателем; подгрохотный конвейер с шириной ленты 1,5 м, длиной 6,25 м, с диаметром приводного барабана 0,28 м; боковой конвейер мелких фракций с шириной специальной ленты 0,9 м, углом наклона до 25° , длиной 8,7 м, высотой штабеля мелких фракций 4,25 м, вместимостью до 130 м^3 ; боковой конвейер средних фракций с шириной специальной ленты 0,9 м имеет угол наклона 25° , длину 8,7 м, высоту штабеля 4,25 м; конвейер крупных фракций имеет специальную трехслойную ленту шириной 1,6 м, длиной 6,6 м, с углом наклона 24° , высоту штабеля 4,88 м, вместимостью 207 м^3 ; приводной двигатель — шестицилиндровый дизель мощностью 151 кВт при 2200 мин^{-1} ; гидротрансмиссия всех приводов; гусеничный движитель с гидроприводом способен преодолевать уклон до 30° , скорость передвижения агрегата до 1 км/ч. Техническая характеристика агрегата приведена в табл. 1. Материалы по агрегату предоставлены компанией "Power Pac Minerals" (г. Москва).

Мобильная грохотильная установка Sandvik QE-440 разработана для разделения ГМ после буро-взрывных работ, загружается экскаватором-погрузчиком.

Агрегат включает: загрузочный футерованный бункер с питателем; 2-дечный наклонный вибрационный грохот с размерами рабочего органа в плане $5,5 \times 1,75$ м; специальный подвесной транспортер для перемещения крупных фракций с шириной рабочего полотна 1,6 м и с высотой разгрузки до 4,15 м; боковой подвесной конвейер средних фракций с шириной ленты 0,9 м и с высотой разгрузки 4,0 м; подгрохотный конвейер; подвесной боковой конвейер мелких фракций с шириной ленты 1,0 м и с высотой разгрузки 4,2 м; гусеничное шасси с шириной траков 0,5 м; дизельную установку CAT C 4.4 Engine; систему радиоуправления. Краткая техническая характеристика приведена в табл. 1. Схема цепи аппаратов агрегата показана на рис. 3, б. Материалы по агрегату предоставлены ООО "Сандвик Майнинг энд Констракш", Уральский филиал (г. Екатеринбург).

Агрегаты с применением валковых и барабанных грохотов

При разработке проекта отработки глубинных горизонтов Чаньвинского карьера перед специалистами была поставлена задача — отработать вариант технологии с использованием мобильного оборудо-

дования. Авторы статьи в порядке изучения опыта посетили некоторые горные предприятия и машиностроительные фирмы в Германии и Польше. Приведенный ниже материал в статье подготовлен в результате ознакомления с состоянием проектирования и выпуска зарубежного оборудования. Информация в статье о мобильном оборудовании основана на рекламных проспектах и предоставленных фирмами чертежах агрегатов.

Мобильная грохотильная установка первичной очистки известняка фирмы "HAZEMAG end EPR GmbH" (Германия). Установка предназначена для приема заглиненной ГМ (в том числе карбонатного сырья) с размерами кусков до 0,9 м и разделения ее на фракции (0,0...0,06) и (0,06...0,9) м, производительность установки до 450 т/ч.

Основные элементы установки: приемный бункер размерами в плане 3,0 × 3,0 м; трехкаскадный валковый грохот с шириной рабочего полотна 1,5 м и общей длиной 6,0 м с высотой каждого каскада 0,5 м, число рабочих валков в каскаде 6, 5 и 4 соответственно по ходу ГМ; подвесной неповоротный цепной транспортер типа KF1000P фирмы "HAZEMAG" для перемещения фракций (0,06...0,9) м с шириной полотна 0,8 м, длиной 12 м и углом наклона до 18°, оснащенный круглозвенными цепями, образует высоту штабеля до 5,2 м с вместимостью до 170 м³; подгрохотный цепной питатель облегченного типа с шириной полотна 1,5 м, длиной 5 м и углом наклона 15° для передачи заглиненной ГМ фракции (0,0...0,06) м, на боковой конвейер; боковой ленточный конвейер длиной 14 м, с углом наклона 20° образует штабель ГМ высотой до 4,5 м с вместимостью фракций до 150 м³; гусеничное ходовое оборудование; дизель-генераторный привод. Краткая техническая характеристика агрегата приведена в табл. 1.

Авторы статьи наблюдали работу агрегата непосредственно в карьере (Франция). Позднее было принято решение об использовании АПО фирмы "HAZEMAG" в проекте отработки Чаньвинского карьера. В то же время были высказаны некоторые замечания.

Указанный агрегат имеет высоту погрузки 4,8 м. Такую высоту погрузки может обеспечить экскаватор типа ЭКГ-5А, ЭКГ-8И с ковшом вместимостью 5 и 8 м³ соответственно. Бункер агрегата не рассчитан на по-

грузку такими машинами. Загрузка агрегата экскаватором непосредственно на вращающиеся рабочие валки грохота первого каскада грохота не может быть рекомендована как основной вариант при эксплуатации агрегата. Значительные динамические нагрузки при взаимодействии валков с крупнокусковой ГМ могут вывести грохот из строя. Наиболее рациональный способ загрузки агрегата — при помощи питателя тяжелого типа. В этом случае агрегат должен быть дополнен загрузочной секцией, включающей бункер и наклонный цепной транспортер, обеспечивающий непрерывную подачу ГМ на рабочий орган валкового грохота.

Комплекс мобильных агрегатов очистки известняка от глины фирмы "AUGUST MÜLLER" (Германия) включает два агрегата: агрегат первичной очистки с 11-валковым плоским грохотом и агрегат вторичной очистки с 15-валковым грохотом пальчикового типа.

На рис. 6, а показано проектное решение АПО. В отличие от конструкции фирмы "HAZEMAG" агрегат имеет законченную схему цепи аппаратов: приемный бункер с размерами в плане 3,3 × 2,6 м, с высотой погрузки 4,5 м; под бункером установлен наклонный цепной конвейер шириной 1,0 м и длиной 5,7 м; бункер закреплен на конструкции, опирающейся на опорные гидродомкраты; разделение ГМ на фракции ±0,08 м производится на горизонтальном валковом грохоте с шириной рабочего органа 1,2 м и длиной 4,5 м; под грохотом вдоль оси агрегата установлен ленточный конвейер длиной 5 м, который передает заглиненные фрак-

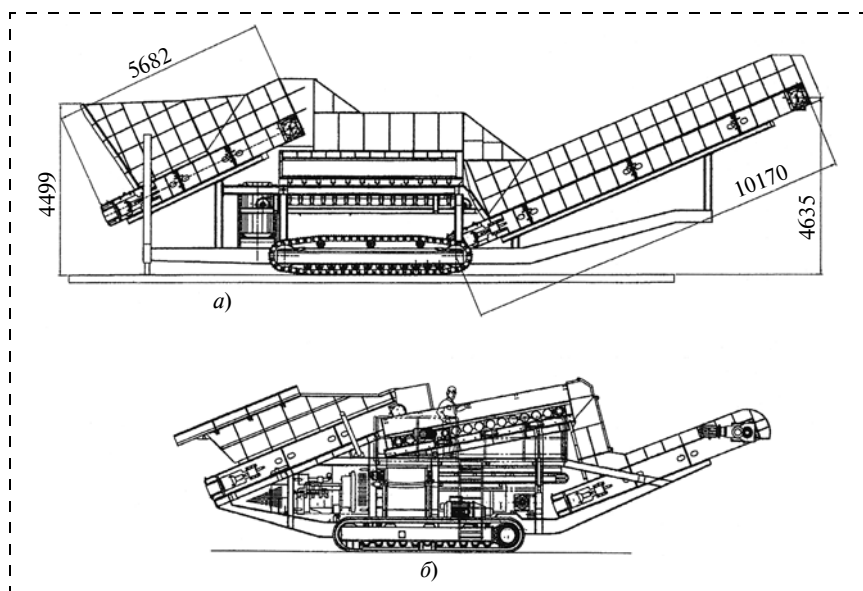


Рис. 6. Агрегаты для очистки известняка фирмы "AUGUST MÜLLER": а — первичной очистки; б — вторичной очистки

Техническая характеристика установок "Дробмаш-Posh"

Тип	8/4/24	8/2/16	8/4/24	10/4/18	14/5/24
Мобильность	На по- лозьях	На гусе- ничном ходу	На гусе- ничном ходу	На гусе- ничном ходу	На гусе- ничном ходу
Производитель- ность, т/ч	600	400	600	1000	1600
Общая масса, т	22	33	54	67	116
Размер куска исходного материала, мм	1200	1200	1200	1400	1800
Число ярусов сит	4	2	4	4	5
Число рабочих валков	24	16	24	18	24
Площадь просеивающей поверхности, м ²	5,73	4,26	5,73	7,18	13,7
Объем загрузоч- ного бункера, м ³	10	5	5	10	15
Размер транспорта, м:					
длина	7,10	11,7	18,2	14,6	17,2
ширина	4,00	2,74	2,40	3,40	3,60
высота	2,30	3,20	3,75	3,75	3,75

ции —0,8 м на боковой ленточный конвейер длиной 6,3 м с шириной ленты 0,8 м; крупные фракции ((0,08...1,2) м) с грохота поступают на наклонный цепной транспортер длиной 10,2 м, с шириной полотна 1,0 м. Высота образованного штабеля ГМ составляет 4,6 м, передвижение агрегата осуществляется гусеничным движителем.

Заглиненная ГМ фракций —0,08 м с бокового конвейера АПО поступает в приемный бункер агрегата вторичной очистки производительностью 350 т/ч. На валковом грохоте пальчикового типа ГМ разделяется на фракции (0,0...0,04) и (0,04...0,08) м, которые конвейерами передаются в свои штабели на рабочей площадке карьера. На рис. 6, б приведено проектное решение АВО.

Мобильная грохотильная установка "Дробмаш-Posh". Фирма ЗАО "Автокомполит" рекламирует начало производства линейки мобильного дробильно-сортировочного оборудования по технологии "Posh Mobil mining GmbH" (Германия). В частности, представляется мобильная грохотильная установка на базе валкового грохота Flex Rogo. Установку рекомендуется использовать в условиях карьеров для предварительной сортировки заглиненной ГМ. Технические характеристики установок приведены в табл. 2.

Особенностью установки является то, что в качестве главного исполнительного органа используется валковый грохот с каскадным расположением валков (2...4 каскада). Установка снабжена гусеничным движителем. Для привода систем применена дизель-генераторная установка. Радиоуправление установкой выполняется машинистом погрузчика.

По рекомендации фирмы установки разделяют взорванную ГМ с крупностью кусков 1,2...1,8 м по границе разделения $\pm 0,05$ или $\pm 0,12$ м, они могут быть использованы непосредственно для очистки ГМ от глинистых включений.

Мобильный агрегат фирмы "TROMMEL NIROX". Фирма разрабатывает грохоты барабанного типа с горизонтальной осью вращения. Для очистки кар-

бонатного сырья от глины фирма разработала проект самоходного агрегата, схема которого приведена на рис. 7. Горная масса с крупностью кусков до 0,8 м загружается в бункер агрегата, высота загрузки 4,4 м. Бункер ограниченной вместимости, под бункером горизонтально установлен питатель (пластинчатый или качающийся) с регулируемой скоростью, который передает ГМ в барабанный грохот, с наклоном 5...10° к горизонту. Барабан имеет диаметр 1,5 м, включает приемную и две сортировочные части с размерами отверстий 0,06 × 0,06 и 0,1 × 0,1 м по ходу движения ГМ. Агрегат разделяет ГМ на три фракции (0,0...0,06); (0,06...0,1); (0,1...0,8) м, которые после разделения на барабане поступают соответственно на боковой ленточный конвейер мелких фракций с шириной ленты 1,2 м; боковой наклонный ленточный конвейер средних фракций с шириной ленты 0,8 м и с высотой разгрузки 3,2 м; соосный специальный конвейер крупных фракций с шириной ленты 1,2 м, с регулируемым углом подъема 14...22°, с высотой разгрузки до 3,6 м. Все конвейеры имеют гидроприводы. Механизм передвижения агрегата — гусеничный с базой 3,7 м, ширина траков 0,5 м, преодолеваемый угол подъема 30°. Гидроприводы агрегата обеспечиваются дизельной установкой САТ мощностью 96 кВт. Управление агрегатом — как со стационарного поста, так и дистанционное.

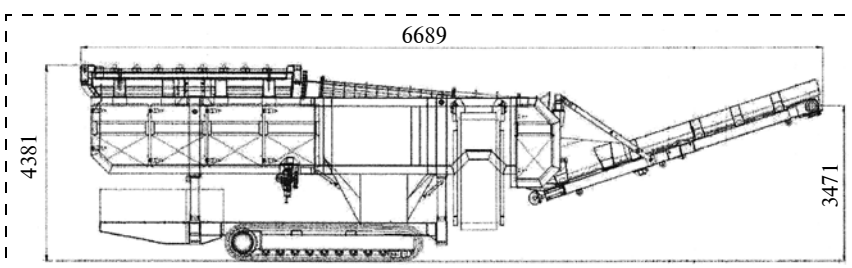


Рис. 7. Мобильный агрегат фирмы "TROMMEL NIROX"

Заклучение

В зависимости от технологической схемы обработки карьера для очистки карбонатного сырья от глины разработаны мобильные КОИ. Освоенные на сегодняшний день промышленностью исполнительные органы комплексов с различными принципами взаимодействия при разделении ГМ в достаточной степени удовлетворяют требованиям снижения потерь полезного ископаемого к продлению срока службы месторождений.

Список литературы

1. Юдин А. В., Примак В. С., Ворончихина Т. С., Щавлев Е. Г. Оборудование комплексов при сухой очистке

карбонатного сырья от глины // Горный журнал. 2013. № 3. С. 34—40.

2. Юдин А. В., Ковырзин Ю. В., Щавлев Е. Г. и др. Совершенствование технологии очистки известняка от глины при разработке закарстованных месторождений // Горный журнал. 2009. № 10. С. 30—33.

3. Rock Products. 1995. N. 5. С. 27—29.

4. Excavating Engineer. November. 1998. N. 11. С. 11—14.

5. Юдин А. В. Теория и технические решения транспортно-перегрузочных систем в карьерах. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2011. 507 с.

6. Шилин А. Н., Куклин И. С., Ковалев В. И. и др. Самоходная виброгрохотильная установка СВГУ-1Д для загрузки ленточных конвейеров в карьерах // Труды ИГД Минчермета. Вып. 25, 1970. С. 87—90.

A. V. Yudin, Professor, e-mail: gmf.gmk@ursmu.ru, Ural State University of Mining,
V. S. Primak, Engineer, T. S. Voronchikhina, Engineer, Uralgiproruda, Ekaterinburg,
E. G. Shchavlev, Engineer, BSZ, Berezniki, Russia

Mobile Equipment in the Quarries for Limestone Cleaning from Clay Inclusions

Practice development limestone quarries showed that productive thicker deposits are often found karsts and zaglinizirovannyye zone of intense fracturing.

In developing the local quarries carbonate raw material has not been developed sufficiently cleaning technology from clay mineral inclusions. In the pits for this purpose are used stationary and mobile. Analysis work on the deposits of carbonate raw materials suggests three options flowsheets with different composition of the equipment, the parameters of the working area and yield conditioned product.

At the present stage with the release of the equipment, there are two ways to separation of the rock mass: using vibrating processes, using machines based on rotating work items. These methods are based on the projects and the development of complex cleaning of raw clay (CCRC).

In world practice, industry mastered both stationary and mobile CCRC. Most grohotilnyh units created on the basis generate vibration. Projects of national aggregates are not mastered by industry. Foreign firms are developing units with roll mill and a trommel, which in practical use.

The article provides an overview and a brief description of mobile CCRC zaglinennoy to separate the rock mass in the quarries. Marked area of application, the main advantages and disadvantages of mobile systems.

Keywords: complex cleaning of limestone, clay, mobile equipment, vibrating screen, roller crashing, trommel, hopper, conveyor, crawler chassis equipment

References

1. Yudin A. V., Primak V. S., Voronchikhina T. S., Shchavlev E. G. Oborudovanie kompleksov pri suhoj oчитске karbonatnogo syr'ja ot gliny. *Gornyj zhurnal*. 2013. N. 3. P. 34—40.

2. Yudin A. V., Kovyrtzin Ju. V., Shchavlev E. G. i dr. Sovershenstvovanie tehnologii oчитски известnjaka ot gliny pri razrabotke zakarstovannyh mestorozhdenij. *Gornyj zhurnal*. 2009. N. 10. P. 30—33.

3. Rock Products. 1995. N. 5. P. 27—29.

4. Excavating Engineer. November. 1998. N. 11. С. 11—14.

5. Yudin A. V. *Teorija i tehicheskie reshenija transportno-peregruzochnyh sistem v kar'erah*. Ekaterinburg: Izd-vo UGGU, 2011. 507 p.

6. Shilin A. N., Kuklin I. S., Kovalev V. I. i dr. Samohodnaja vibrogrohotil'naja ustanovka SVGU-1D dlja zagruzki lentochnyh konvejerov v kar'erah. *Trudy IGD Minchermeta*. Вып. 25. 1970. P. 87—90.

УДК 622.457

А. И. Петров, асп., Горный институт УрО РАН,
Н. И. Алыменко, д-р техн. наук, проф., ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: alex231287@yandex.ru

Перспективы применения вентиляторов низкого давления в горной промышленности

Рассмотрен вопрос экономии электроэнергии за счет внедрения в локальные вентиляционные системы подземного горного производства вентиляторов низкого давления.

Ключевые слова: вентиляторная установка, давление, расход воздуха, вентилятор местного проветривания, система вентиляции, вентиляционная сеть, вентиляционный трубопровод, аэродинамическое сопротивление, энергопотребление, электроэнергия

Объем потребляемой электроэнергии в целях эффективного проветривания рудника или шахты составляет существенную, а иногда и большую часть энергопотребления всего подземного горного предприятия [1, 6, 7]. Поэтому существует необходимость в разработке способов экономии энергоресурсов, потребляемых рудничной системой вентиляции, вместе с тем, не нарушающих нормы санитарно-гигиенических условий труда горнорабочих. В связи с этим рассмотрим вопрос целесообразности применения вентиляторов низкого давления в горной промышленности.

В зависимости от полного давления, создаваемого при номинальном режиме, в соответствии с ГОСТ 59760—90 радиальные вентиляторы подразделяют на:

вентиляторы низкого давления, обеспечивающие полное давление до 1000 Па;

вентиляторы среднего давления (от 1000 до 3000 Па);

вентиляторы высокого давления (от 3000 до 12000 Па).

К вентиляторам низкого давления относятся вентиляторы большой и средней быстроходности, у которых рабочие колеса имеют широкие листовые лопатки. Допустимая окружная скорость для таких колес не превышает 50 м/с.

Лопатки вентиляторов среднего давления могут быть загнуты как по направлению вращения ко-

леса, так и против него. Максимальная окружная скорость рабочего колеса может достигать 80 м/с.

Рабочие колеса вентиляторов, создающих давление до 1000 Па, как правило, имеют лопатки, загнутые назад, так как они более эффективны. В случае широких колес применяют профильные лопатки с плоским или слегка наклонным передним диском.

Эффективное и устойчивое проветривание удаленных рабочих зон, камер служебного назначения, проходческих забоев, очистных камер и других трудно проветриваемых зон подземного горного предприятия зачастую очень сложно или невозможно обеспечить за счет общешахтной депрессии (либо компрессии), создаваемой главной вентиляторной установкой (ГВУ) рудника. Причиной тому чаще всего служит расположение рабочей зоны в тупиковой части горной выработки.

В качестве средств решения указанной проблемы обычно используют вентиляторы местного проветривания (ВМП) и вентиляционные трубопроводы, посредством которых свежий воздух принудительно нагнетается в рабочую зону либо отработанный загрязненный воздух отсасывается из рабочей зоны. В некоторых случаях применяется комбинация из этих двух способов [2—5].

В случае проветривания рабочей зоны с помощью ВМП с вентиляционным трубопроводом основная часть аэродинамического сопротивления вентиляционной сети, на которую будет работать данный вентилятор, определяется аэродинамиче-

скими характеристиками вентиляционного трубопровода. То есть сопротивление сети будет в первую очередь зависеть от длины, поперечного сечения и изгибов трубопровода:

$$R_c \approx R_{\text{вТ}}, \quad (1)$$

где R_c — аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$; $R_{\text{вТ}}$ — аэродинамическое сопротивление вентиляционного трубопровода, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$.

Если говорить о проходческом забое или тупиковой очистной камере, то, как правило, длина тупиковой части выработки не превышает 200 м. С учетом отставания вентиляционного трубопровода от поверхности забоя (расстояние от конца вентиляционных труб до забоя в газовых шахтах не должно превышать 8 м, а в негазовых — 12 м), а также положения ВМП относительно устья тупиковой части выработки (ВМП, работающий на нагнетание, должен устанавливаться в выработке со свежей струей воздуха на расстоянии не менее 10 м от исходящей струи) можно принять, что длина вентиляционного трубопровода равна длине тупиковой части выработки:

$$l_{\text{вТ}} \approx l_{\text{туп}}, \quad (2)$$

где $l_{\text{вТ}}$ — длина вентиляционного трубопровода, м; $l_{\text{туп}}$ — длина тупиковой части горной выработки, м.

Отечественной промышленностью выпускаются шахтные вентиляционные трубы ТВГШ следующих

Таблица 1
Линейное аэродинамическое сопротивление, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$

Диаметр трубопровода, мм	Длина трубопровода, м							
	50	100	150	200	250	300	400	500
400	160	300	430	560	690	810	1020	1230
500	50	100	140	180	220	260	330	400
600	20	40	55	70	85	100	130	160
800	6	12	17	22	27	32	42	51
1000	4	8	11	15	20	24	31	40

Таблица 2
Местное аэродинамическое сопротивление, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$

Диаметр трубопровода, мм	Фасонные части трубопровода			
	Колено матерчатое (поворот на 45°)	Угольник матерчатый (поворот на 90°)	Тройник вилкообразный	Отвод матерчатый
400	125	250	100	200
500	50	100	40	75
600	25	50	20	35
800	5	10	4	18
1000	1	2	1	10

диаметров: 210; 300; 400; 500; 600; 800 и 1000 мм. Наиболее широкое применение получили трубы диаметром 600 и 1000 мм.

Аэродинамическое сопротивление вентиляционной трубы, имеющей колено 90°, составит [8]

$$R_{\text{вТ}} \approx k_{\text{нт}} R_{\text{л}} + R_{\text{м}},$$

где $k_{\text{нт}}$ — коэффициент натяжения гибкого трубопровода, отн. ед., значение $k_{\text{нт}}$ принимают для нормально натянутых труб, почти прямолинейных с волнами и небольшими складками — 1; для слабо натянутых труб с небольшими волнами, но без складок и изломов труб — 0,6; $R_{\text{л}}$ — линейное аэродинамическое сопротивление трубопровода, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$, принимаемое для гибких трубопроводов по данным табл. 1. При других длинах трубопровода значение $R_{\text{л}}$ определяется методом интерполяции или принимается ближайшее наибольшее; $R_{\text{м}}$ — местное аэродинамическое сопротивление, принимаемое по данным табл. 2.

Для трубы длиной 200 м, имеющей колено 90°, при диаметре 600 мм $R_{\text{вТ}} = 1 \cdot 70 + 50 = 120 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$, при диаметре 1000 мм $R_{\text{вТ}} = 1 \cdot 15 + 2 = 17 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$.

При этом расход воздуха, который требуется обеспечить в рабочей зоне, расположенной в тупиковой части горной выработки, чаще всего не превышает 350 м³/мин (5,8 м³/с, или 21 тыс. м³/ч). Для рудников, разрабатывающих запасы месторождений калийных солей, характерны следующие значения требуемой производительности ВМП, обслуживающего тупиковый забой, в котором функционирует комбайн "Урал-20": для Усть-Яйвинского рудника — 161 м³/мин, для рудника Дехканабадского завода калийных удобрений — 153 м³/мин, для рудника Соликамского калийного рудоуправления № 2 — 352 м³/мин.

В случае проветривания тупикового забоя длиной 200 м посредством шахтного вентиляционного трубопровода диаметром 1000 мм и источника тяги производительностью 350 м³/мин (5,83 м³/с) рабочее давление источника тяги будет составлять

$$H_{\text{ВМП}} = R_c Q_{\text{ВМП}}^2 = 17 \cdot 5,83^2 = 578,5 \text{ Па}, \quad (3)$$

где $H_{\text{ВМП}}$ — давление, развиваемое ВМП, Па; $Q_{\text{ВМП}}$ — производительность ВМП, м³/с.

Это позволяет в указанных условиях в качестве вентилятора местного проветривания использовать вентилятор низкого давления.

Сравнительные характеристики вариантов проветривания тупикового забоя

Диаметр трубопровода, тип вентилятора	$R_{вт}$, $H \cdot c^2 / M^8$	$Q_{факт}$, M^3 / c	КПД, %	$N_{потр}$, кВт
600 мм, ВМЭ-6 (25 кВт)	120	4,9	75	18,8
1000 мм, ВМЭ-6 (25 кВт)	17	8,2	57	17,4
600 мм, ВР 80-75 № 10	120	<i>За границей аэродинамической характеристики вентилятора</i>		
1000 мм, ВР 80-75 № 10 (7,5 кВт, 730 мин ⁻¹)	17			

Использование вентиляторов низкого давления совместно с использованием вентиляционного трубопровода диаметром 1000 мм и длиной 200 м позволит обеспечивать рабочую зону расходом воздуха до 460 м³/мин. А в случае использования трубопровода диаметром 600 мм — до 173 м³/мин.

На данный момент на калийных рудниках принят нагнетательный способ проветривания тупиковых забоев с помощью ВМП типа ВМЭ-6 и гибкого вентиляционного трубопровода диаметром 600 мм. Данная комплектация вентиляционного оборудования забоя позволяет обеспечивать подачу воздуха в рабочую зону сверх минимальной нормы, установленной по соответствующей методике. Однако при этом происходит повышенный расход электроэнергии.

Так как вентиляционные трубы, имеющие диаметр 1000 мм, характеризуются наименьшим значением линейного аэродинамического сопротивления, их применение позволяет использовать более экономичные источники тяги, характеризующиеся меньшим рабочим давлением.

В качестве перспективной замены используемому вентилятору ВМЭ-6 рассмотрим вентилятор радиальный низкого давления ВР 80-75 № 10, производство которого предусматривает взрывозащищенные варианты изготовления.

Поэтому далее рассмотрим четыре варианта проветривания тупикового забоя, в котором функционирует комбайн "Урал-20":

забой, проветриваемый с помощью вентилятора ВМЭ-6 и трубопровода диаметром 600 мм;

забой, проветриваемый с помощью вентилятора ВМЭ-6 и трубопровода диаметром 1000 мм;

забой, проветриваемый с помощью вентилятора ВР 80-75 № 10 и трубопровода диаметром 600 мм;

забой, проветриваемый с помощью вентилятора ВР 80-75 № 10 и трубопровода диаметром 1000 мм.

Целью исследования является выявление наиболее экономичного и, вместе с тем, эффективного варианта компоновки оборудования для проветривания тупикового забоя. То есть выявленный вариант системы вентиляции забоя должен обеспечивать подачу в рабочую зону количества воздуха не менее требуемого, при этом оборудование должно потреблять наименьшее для рассматриваемых вариантов количество электроэнергии. А значит,

источник тяги должен характеризоваться наименьшей величиной потребляемой мощности.

Вентилятор ВМЭ-6 оснащается электродвигателем номинальной полной мощностью 25 кВт. Установка иных двигателей в качестве привода данного источника тяги не предусмотрена.

Вентилятор ВР 80-75 № 10 комплектуется электродвигателями мощностью 4; 5,5; 7,5; 11; 15 и 18,5 кВт, что позволяет подобрать источник тяги с аэродинамической характеристикой, достаточно близкой к требуемой рабочей точке.

Результаты расчетов показывают (табл. 3), что вентиляторная установка ВМЭ-6 при длине тупиковой выработки 200 м способна с некоторым запасом обеспечить требуемый расход воздуха только в сочетании с вентиляционным трубопроводом диаметром 1000 мм. При этом вентиляторная установка будет потреблять мощность 17,4 кВт.

Работа вентиляторной установки ВР 80-75 № 10 на вентиляционный трубопровод диаметром 600 мм и длиной 200 м неэффективна, так как данная вентиляторная установка не предназначена для работы при столь высоких значениях аэродинамического сопротивления. Требуемая рабочая точка ($Q_{тр}$; $H_{тр}$) будет располагаться за границей паспортной аэродинамической характеристики данного вентилятора.

Применение радиального вентилятора ВР 80-75 № 10 в сочетании с трубопроводом диаметром 1000 мм позволит создать расход воздуха 6,7 м³/с и сократит потребляемую мощность до 6,1 кВт.

Таким образом, внедрение в горное производство вентиляторов низкого давления и создание приемлемых для их работы условий позволят сэкономить существенную часть средств, затрачиваемых на нужды локальной рудничной системы вентиляции.

Список литературы

1. **Алыменко Н. И., Минин В. В.** Вентиляторные установки и их применение. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 224 с.
2. **Воронин В. Н.** Основы рудничной аэрогазодинамики. М.: Л.: Углетехиздат, 1951. 491 с.
3. **Ивановский И. Г.** Проектирование проветривания и калориферных установок шахт: учеб. пособие. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2000. 107 с.
4. **Комаров Б. В., Килькеев Ш. Х.** Рудничная вентиляция. М.: Недра, 1970. 260 с.
5. **Мустьель П. И.** Рудничная аэрология. М.: Недра, 1970. 260 с.

6. **Николаев А. В., Алыменко Н. И., Садыков Р. И.** Расчет величины поверхностных утечек воздуха на калийных рудниках // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2012. № 5. С. 115—121.
7. **Николаев А. В., Постникова М. Ю., Мохирев Н. Н.** Сравнительный анализ потребления тепло- и энергоресурсов шахтными калориферными установками // Вестник ПГТУ. Геология, геоинформационные системы, горно-нефтяное дело. 2010. № 5. С. 95—102.
8. **Технологический регламент по организации проветривания рудников ОАО "Уралкалий".** Пермь — Бerezники, 2005. 135 с.

A. I. Petrov, Postgraduate Student, e-mail: alex231287@yandex.ru,
Mining Institute of the Ural Branch of the Russian Academy of Science,
N. I. Alymenko, Professor, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

Prospects of Application of Fans Low Pressure in the Mining Industry

The article discusses energy savings through the introduction of local ventilation system of underground mining production of low pressure fans.

The electricity consumption for the effective ventilation of the mine is a significant and sometimes most part of the energy consumption of underground mining enterprise. Therefore there is a need to develop ways of energy saving consumed by the mine ventilation system. In this regard, consider the appropriateness of low pressure fans in the mining industry.

As a means of local ventilation of working areas located in a deadlock excavations mine booster fan and ventilation pipes are used.

The aim of the research is to identify the most economical and yet effective layout of equipment for ventilation of dead end.

The research proved that the use of the low pressure fans and creating acceptable to their work conditions will allow to save a considerable amount of funds spent on the needs of the local mine ventilation system.

Keywords: fan, pressure, air consumption, mine booster fan, ventilation system, ventilation network, aerodynamic resistance, energy consumption, electric energy

References

1. **Alymenko N. I., Minin V. V.** *Ventiljatornye ustanovki i ih primenenie.* Ekaterinburg: UrO RAN, 1999. 224 p.
2. **Voronin V. N.** *Osnovy rudnichnoj ajerogazodinamiki.* M.: L.: Ugletehizdat, 1951. 491 p.
3. **Ivanovskij I. G.** *Proektirovanie provetrivanija i kalorifernyh ustanovok shaht: ucheb. posobie.* Vladivostok: Izd-vo DVG TU, 2000. 107 p.
4. **Komarov B. V., Kil'keev Sh. H.** *Rudnichnaja ventiljacija.* M.: Nedra, 1970. 260 p.
5. **Mustel' P. I.** *Rudnichnaja ajerologija.* M.: Nedra, 1970. 260 p.

6. **Nikolaev A. V., Alymenko N. I., Sadykov R. I.** Raschet velichiny poverhnostnyh uteчек vozduha na kalijnyh rudnikah. *Vestnik PNIPU. Geologija. Neftegazovoe i gorное delo.* 2012. N. 5. P. 115—121.
7. **Nikolaev A. V., Postnikova M. Ju., Mohirev N. N.** Sravnitel'nyj analiz potreblenija teplo- i jenergoresursov shahtnymi kalorifernymi ustanovkami. *Vestnik PGTU. Geologija, geoinformacionnye sistemy, gorno-neftjanoe delo.* 2010. N. 5. P. 95—102.
8. **Tehnologicheskij reglament po organizacii provetrivanija rudnikov ОАО "Uralkalij".** Perm' — Berezники, 2005. 135 p.

УДК 622.732

А. В. Голованов, инж.-проектировщик, НПО РИВС, г. Санкт-Петербург

E-mail: golovanov_a@list.ru

Высокочастотные машины для дезинтеграции горных пород — одно из направлений энергосбережения в процессах рудоподготовки

Рассмотрена существующая технологическая схема рудоподготовки горных предприятий. Выявлены существенные различия в энергозатратах на дробление и измельчение. Проанализированы существующие конструкции конусных дробилок, выявлены пути увеличения степени дробления. Предложены конструкции высокочастотных дробилок, осуществляющих измельчение материала "в слое". Проведены опыты на лабораторных образцах высокочастотных вибрационных машин с внешним расположением вибраторов. Получены результаты, по которым можно судить о снижении энергопотребления операций дезинтеграции рудоподготовительных переделов при использовании высокочастотных дробильных машин.

Ключевые слова: конусные дробилки, дробление, измельчение, измельчение "в слое", лабораторные образцы высокочастотных вибрационных машин с внешним расположением вибраторов, энергозатраты

На предприятиях горной, строительной, энергетической, химической и других отраслей промышленности технология дезинтеграции в дробильно-размольных отделениях обеспечивает сокращение размеров кусков породы с 1200...1500 до 0,071...0,045 мм. Традиционно такое сокращение материала достигается за несколько стадий (рис. 1), а именно: трехстадийным дроблением (крупным — со степенью дробления 3...4 ед., средним — со степенью дробления 4...5 ед. и мелким — со степенью дробления 5...6 ед.) и двухстадийным помолом (грубым — со степенью измельчения 6...8 и тонким — со степенью измельчения до 50 ед.) [1].

Такой процесс дезинтеграции пород характеризуется высоким энергопотреблением (до 25...30 кВт · ч/т) и большой удельной металлоемкостью (до 5 т) установленного оборудования на 1 т/ч продукта [1].

Проблема научного обоснования структуры и параметров дробильно-размольного оборудования, гарантирующего снижение удельного энергопотребления, очевидна, а решение этой проблемы является актуальной задачей.

На первых стадиях дезинтеграции горных пород в основном используются конусные дробилки. Как правило, конусные дробилки (типа

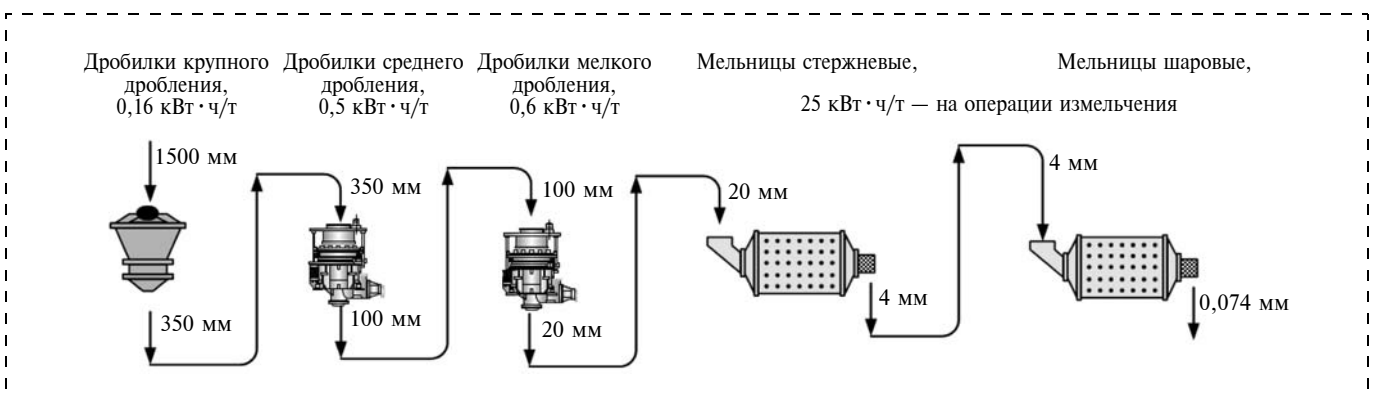


Рис. 1. Традиционная технологическая схема дезинтеграции горных пород

Symons, фирма "METSO") разрушают породу сжатием "кусочек брони" [1] с частотой качания конуса 250...300 раз/мин, при этом степень дробления породы в этих машинах не превышает 5 ед. [1]. Поэтому их используют только на предварительных операциях дезинтеграции. Для использования конусных дробилок на окончательных стадиях рудоподготовки с получением готового класса $-0,071$ мм необходимо увеличить степень дробления до 40 ед. Занимаясь проблемой увеличения степени дробления материала в конусных дробилках и снижением энергопотребления, специалисты НПО "РИВС", МК "Уралмаш", НПК "Механобр-техника", УГГУ пришли к выводу, что одно из перспективных направлений — это создание машин, осуществляющих дробление породы "в слое" [1—4, 6, 7].

Также было выявлено влияние повышения частоты качания подвижного конуса на степень дробления (работы ЗАО "ВНИИСтройдормаш" и Университета дружбы народов им. Патриса Лумумбы) [2, 3, 5]. Так, при проведении лабораторных испытаний конусной инерционной дробилки (КИД-300), созданной в НПК "Механобр-техника", получены следующие результаты:

при частоте силового воздействия на породу 200 раз/мин, что соответствует частоте колебаний подвижного конуса в традиционных конусных дробилках, степень дробления не превышала 3...4 ед.; при такой частоте процесс дробления соответствовал процессу разрушения материала "кусочек брони";

при повышении частоты силового воздействия до 1500 раз/мин куски породы, разрушенные в верхней части камеры дробления, в промежутках между силовыми воздействиями уже не успевали освободить нижнюю часть камеры, вследствие чего в этой части формировался слой. Дальнейшее разрушение материала в нижней части камеры дробления осуществлялось уже "в слое", а степень дробления достигала 40 ед. Причем при загрузке дробилки КИД-300 кусками руды размером 30 мм при повышенной частоте силового воздействия наблюдался выход 40 % продукта размером $-0,1$ мм, а энергопотребление при этом составляло 2,5...3,0 кВт · ч/1 т продукта [2, 3].

Высокопроизводительные конусные инерционные дробилки (КИД-1750, КИД-2200) нашли применение в промышленности нерудных материалов

(производство щебня). Применить КИД в горной промышленности на стадии измельчения не удалось, в первую очередь, из-за неспособности баббитового подшипника дебаланса работать на частоте выше 350 мин^{-1} (для дробилок КИД-1750, КИД-2200). А при низкой частоте не удастся сформировать и удержать слой породы в камере дробления, а значит, и осуществить режим дробления "в слое".

Таким образом, реализовать принцип разрушения породы "в слое" в конусных дробилках возможно, но только при оснащении их высокочастотным и надежным приводом. Также стоит отметить, что суть процесса разрушения породы "в слое" на данный момент мало изучена.

В целях более углубленного изучения процесса дробления и измельчения породы были изготовлены и испытаны лабораторные образцы высокочастотных вибрационных машин с внешним расположением вибраторов:

конусная вибрационная дробилка [8];

ударная конусная мельница [9].

На рис. 2 приведена высокочастотная конусная дробилка с круговыми колебаниями внешнего конуса в горизонтальной плоскости.



Рис. 2. Конусная вибрационная дробилка

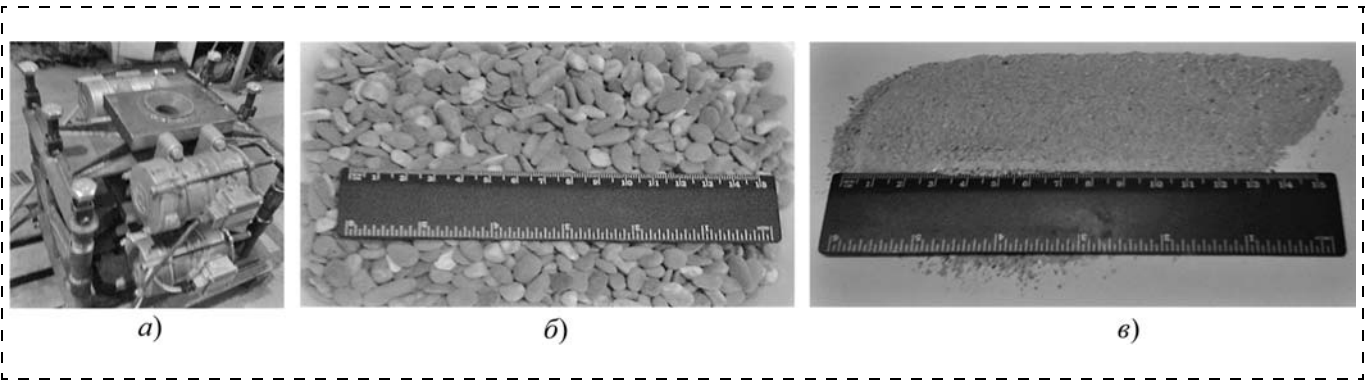


Рис. 3. Ударная мельница:

а — внешний вид; б — гранитная галька крупностью 6...8 мм; в — результаты измельчения

Лабораторный образец высокочастотной ударной мельницы с направленными встречными колебаниями конусов и результаты измельчения гранитной гальки приведены на рис. 3. В качестве материала для испытания вибрационных машин выбрана гранитная галька крупностью 6...8 мм.

Эксперименты, выполненные на вибрационных машинах, подтвердили возможность измельчения гранитного отсева (45...60 % продукта мельче 0,074 мм) с энергопотреблением 3...4 кВт · ч/т. Результаты экспериментов представлены в таблице и отражают гранулометрический состав продукта дробления после одного прохода через камеру дробления. Результаты экспериментальных исследований позволили оптимизировать конструктивные схемы вибромашин (камеру дробления), подтвердили возможность работы вибраторов в синхронном и противофазном режимах движения рабочих элементов.

На основании экспериментов на высокочастотных машинах, а также теоретических исследований в НПО "РИВС" была подготовлена заявка на изобретения "Конусная дробилка" (№ 2014103377; дата приоритета 31.01.2014).

Создание и использование высокочастотных машин могут упростить традиционную технологическую схему дезинтеграции горных пород (рис. 4). Дробилка мелкого дробления и стержневая мельница могут быть заменены высокочастотной конусной дробилкой, а шаровая барабанная мельница — высокочастотной виброударной мельницей.

В результате использования высокочастотных вибрационных машин энергопотребление дезинтеграции горных пород может быть снижено с 25...28 до 7...8 кВт · ч/т, металлоемкость — с 5 до 1 т · ч/т. Также при использовании вибрационных машин исключаются затраты средств на измельчающие тела (шары, стержни).

Результаты экспериментов

Класс крупности	Выход классов, %	
	Конусная вибрационная дробилка	Ударная конусная мельница
+3...-2	5,91	—
+2...-1	10,48	—
+1...-0,5	11,2	2,02
+0,5...-0,25	9,88	9,98
+0,25...-0,74	9,02	13,86
+0,074...-0,044	7,95	14,2
-0,044	45,56	59,94

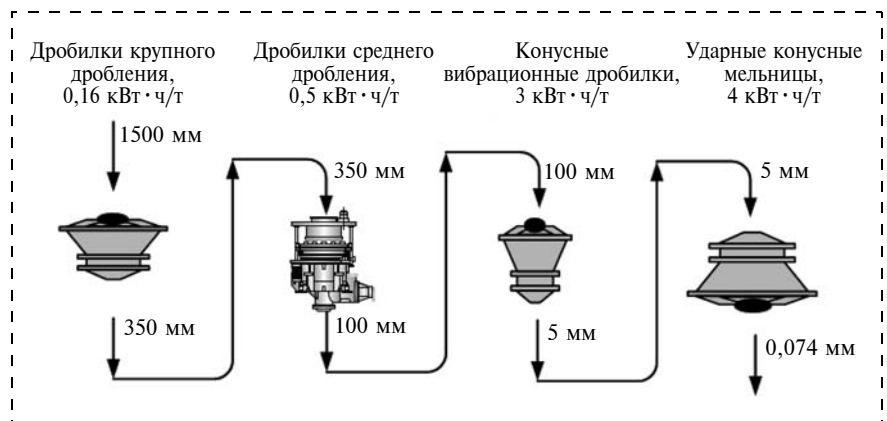


Рис. 4. Технологическая схема дезинтеграции горных пород с использованием высокочастотных вибрационных машин

Список литературы

1. **Бойко Г. Х.** Горное оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. 240 с.
2. **Ревнивцев В. И., Денисов Г. А., Загоратский Л. П., Туркин В. Я.** Вибрационная дезинтеграция твердых материалов. М.: Недра, 1992. 430 с.
3. **Иванов Н. А.** Конусные инерционные дробилки. Теория, проектирование, расчет, эксплуатация. СПб.: Руда и Металлы, 2012. 128 с.
4. **Лагунова Ю. А.** Разработка научно-технических основ повышения эффективности разрушения горных пород "в слое": дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Лагунова Юлия Андреевна. Екатеринбург, 2009. 143 с.
5. **Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Музеймек Ю. А.** Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
6. **Голованов А. В., Габов В. В., Сапожников А. И., Червяков С. А.** Обоснование энергосберегающих тех-

нологий дезинтеграции горных пород // Горный журнал. 2012. № 11. С. 11—14.

7. **Голованов А. В., Сапожников А. И.** Конусная дробилка-мельница — перспективное направление совершенствования технологии дезинтеграции // Обогащение руд. 2012. № 6. С. 37—39.

8. **Пат. 2450860** Российская Федерация, МПК В02С/04 (2006.01). Конусная дробилка / Сапожников А. И., Макаров Е. С.; заявитель и патентообладатель Сапожников А. И. № 2010130937/13; заявл. 19.07.2010; опубл. 27.01.2012.

9. **Пат. на полезн. мод. 136744** Российская Федерация, МПК В02С/04 (2006.01). Конусная вибрационная дробилка / Репин С. В., Иванов П. С., Евтюков С. С., Сапожников А. И., заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "СПБ гос. архитектурно-строительный ун-т"; опубл. 20.01.2014; начало действ. 22.08.2014.

A. V. Golovanov, Design Engineer, e-mail: golovanov_a@list.ru,
Science and Production Association "RIVS" JSC, Saint Petersburg, Russia

High-Frequency Machines for Rock Breaking — One of Energy Saving Directions in Ore Processing

Review existing technological scheme ore preparation mining enterprises. Significant differences in power inputs for crushing and grinding. Analyzed the existing structures of cone crushers, detected ways of increasing the degree of fragmentation. Designs of high-crushers, grinding carrying material "in the layer." Experiments were performed on laboratory samples of high-frequency vibration machines with external located vibrators. The results, which can be seen to reduce the of energy consumption operations disintegration ore-preparation process stages using high-crushing machines.

Keywords: cone crusher, crushing, grinding, milling "in the layer" laboratory samples of high-frequency vibration machines with an external located vibrators power inputs

References

1. **Bojko G. X.** *Gornoe oborudovanie Uralmashzavoda.* Ekaterinburg: Ural'skij rabochij, 2003. 240 p.
2. **Revnivcev V. I., Denisov G. A., Zagoratskij L. P., Turkin V. Ja.** *Vibracionnaja dezintegracija tverdyh materialov.* M.: Nedra, 1992. 430 p.
3. **Ivanov N. A.** *Konusnye inercionnye drobilki. Teorija, proektirovanie, raschet, jekspluatacija.* SPb.: Ruda i Metally, 2012. 128 p.
4. **Lagunova Ju. A.** *Razrabotka nauchno-tehnicheskix osnov povyshenija jeffektivnosti razrushenija gornyh porod "v sloe":* Dis. ... d-ra tehn. nauk: 05.05.06. Lagunova Julija Andreevna. Ekaterinburg, 2009. 143 p.
5. **Klushancev B. V., Kosarev A. I., Muzejmnek Ju. A.** *Drobilki. Konstrukcija, raschet, osobennosti jekspluatacii.* M.: Mashinostroenie, 1990. 320 p.

6. **Golovanov A. V., Gabov V. V., Sapozhnikov A. I., Chervjakov S. A.** Obosnovanie jenergosberegajushhix tehnologij dezintegracii gornyh porod. *Gornyj zhurnal.* 2012. N. 11. P. 11—14.

7. **Golovanov A. V., Sapozhnikov A. I.** Konusnaja drobilka-mel'nica — perspektivnoe napravlenie sovershenstvovaniija tehnologii dezintegracii. *Obogashhenie rud.* 2012. N. 6. P. 37—39.

8. **Pat. 2450860** Rossijskaja Federacija, MPK V02S/04 (2006.01). Konusnaja drobilka. Sapozhnikov A.I., Makarov E.S.; zajavitel' i patentoobladatel' Sapozhnikov A. I. N. 2010130937/13; zajavl. 19.07.2010; opubl. 27.01.2012.

9. **Pat. na polezn. mod. 136744** Rossijskaja Federacija, MPK V02S/04 (2006.01). Konusnaja vibracionnaja drobilka. Repin S. V., Ivanov P. S., Evtjukov S. S., Sapozhnikov A. I., zajavitel' i patentoobladatel' FGBOU VPO "SPB gos. arhitekturno-stroitel'nyj un-t"; opubl. 20.01.2014; nachalo dejstv. 22.08.2014.

УДК 622.663.3

Е. М. Васильев, канд. техн. наук, проф., **А. В. Николаев**, канд. техн. наук, доц., **Н. А. Королёв**, студ.,
ПНИПУ, г. Пермь

E-mail: vasilevae@mail.ru, nizachem@mail.ru, nikolaev0811@mail.ru

Система управления электроприводом нагнетательных вентиляторов и сетевого насоса для поддержания теплового режима в шахтных стволах

Приведены мероприятия, способствующие повышению энерго- и ресурсосбережению при осуществлении воздухоподготовки в холодное время года на подземных горно-добывающих предприятиях. Экономия природных ресурсов обеспечивается за счет снижения расхода теплоносителя при регулируемой подаче его в теплообменники. Использование регулируемого электропривода нагнетательных вентиляторов позволит снизить потребление электроэнергии, затрачиваемой на воздухоподготовку, и обеспечить требуемый режим "смешиваемости" потоков. Предложенная система управления электроприводами сетевого насоса и нагнетательных вентиляторов позволяет повысить безопасность эксплуатации шахтных стволов при низких температурах наружного воздуха.

Ключевые слова: воздухоподготовка, шахтная калориферная установка, сетевой насос, нагнетательные вентиляторы, регулируемый электропривод

В горно-добывающей промышленности важнейшей задачей при подземной добыче полезных ископаемых является организация эффективной вентиляции. В холодное время года воздух, подаваемый в шахтные стволы, необходимо нагревать в шахтных калориферных установках (ШКУ) до температуры не ниже $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

Фактически во многих случаях наблюдается ситуация, когда температура воздуха, подаваемого в воздухоподающие стволы, значительно превышает установленное Правилами безопасности значение, что ведет к нарушению температурного режима в них, а также приводит к перерасходу энергоресурсов [2]. Связано это с тем, что в воздухоподающий ствол поступают два потока воздуха: нагретый в ШКУ ($Q_{\text{ШКУ}}$) за счет давления, развиваемого нагнетательными вентиляторами ($h_{\text{В(КУ)}}$), и подсасываемый через надшахтное здание ($Q_{\text{н.зд}}$) (рис. 1). При недостаточном статическом давлении $h_{\text{В(КУ)}}$ теплый воздух будет поступать только со стороны ствола, прилегающей к калориферному каналу, а холодный воздух — с другой. Подобная ситуация приведет к нарушению температурного режима в стволе и, как следствие, нарушению герметизации межтубинговых уплотнений крепи. При повышенном статическом давлении $h_{\text{В(КУ)}}$ в воздухо-

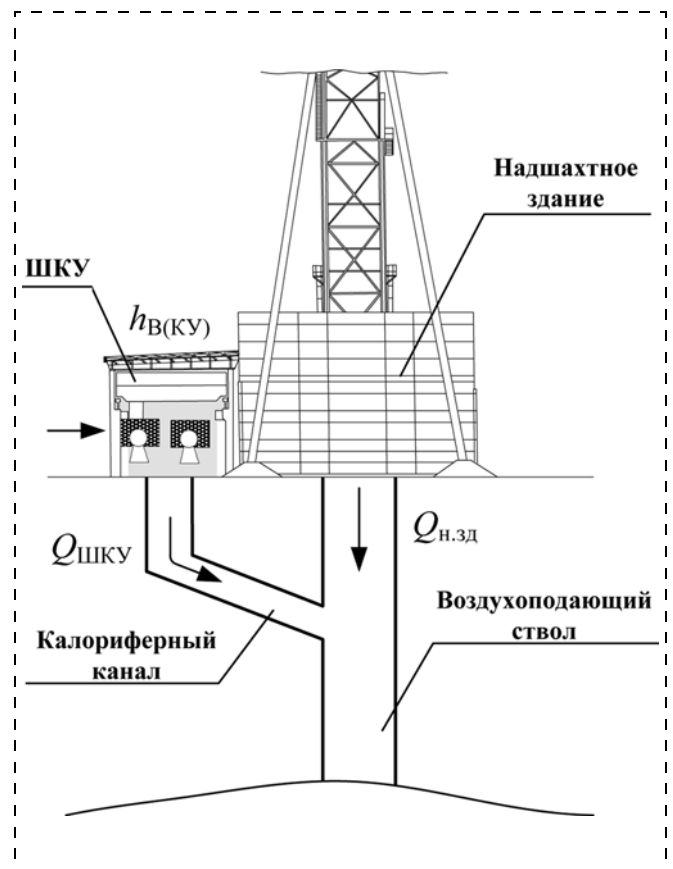


Рис. 1. Поступление воздуха в воздухоподающий ствол

подающем стволе будет наблюдаться хаотичное турбулентное перемещение холодного и теплого потоков воздуха, что также приведет к нарушению температурного режима в нем. В связи с этим для обеспечения равномерного прогрева воздуха по всей площади ствола необходимо обеспечивать режим работы ШКУ, при котором будет поддерживаться требуемая "смешиваемость" холодного и нагретого потоков воздуха. Выполнить это возможно при плавном регулировании теплопроизводительности ШКУ: взаимозависимом изменении температуры и объемного расхода воздуха, подаваемого из ШКУ. Объемный расход $Q_{ШКУ}$ теплого воздуха, подаваемого через калориферный канал, можно регулировать за счет изменения статического давления $h_{В(КУ)}$, которое, в свою очередь, зависит от скорости вращения нагнетательных вентиляторов. Температура нагретого воздуха зависит от расхода теплоносителя, подаваемого в теплообменники ШКУ, регулируемого при помощи сетевого насоса.

Одной из основных причин возникающих изложенных выше проблем является применение нерегулируемого электропривода (ЭП) нагнетательных вентиляторов и сетевого насоса, т. е. отсутствие возможности непрерывного регулирования их производительности при изменяющихся параметрах окружающей среды. При динамически изменяющихся параметрах необходимо применять регулируемый ЭП вместо применяемых в некоторых случаях механических способов, причем перспективным является частотно-регулируемый ЭП переменного тока.

Известны два возможных способа управления электроприводами переменного тока с частотным регулированием скорости, в том числе для ЭП шахтных вентиляторов и насосов: векторное и скалярное.

При векторном частотном управлении ЭП реализуется управление векторами потокосцеплений статора и ротора электродвигателя для формирования электромагнитного момента двигателя. Даже при непосредственном измерении значений статорного тока (вектора тока) требуется знать положение ротора в любой момент времени.

В связи с тем что система вычислений потокосцеплений в ЭП даже при отсутствии датчиков скорости и положения ротора электродвигателя (ЭД), какими являются ЭП вентиляторов и насосов, оказывается сложной, векторное частотное управление ЭП данных механизмов оказывается неоправданным.

Векторное управление при частотном управлении ЭД переменного тока имеет безусловное преимущество перед скалярным при частых пуско-тормозных режимах ЭП, к которым не относится ЭП шахтных вентиляторов и насосов [3].

При скалярном управлении осуществляется изменение скорости двигателя путем воздействия на частоту напряжения на статоре при одновременном изменении модуля этого напряжения.

Главным достоинством скалярного управления являются его простота и возможность одновременного управления группой электродвигателей. Реализация таких систем оправдана на асинхронном электроприводе, к которому не предъявляются повышенные показатели качества (диапазон регулирования скорости — не более 50, полоса пропускания контура скорости — не более 10 Гц). Данный способ управления оказывается наиболее эффективным для электроприводов вентиляторов, насосов и т. д. [4].

При "вентиляторных" механических характеристиках механизмов реализуется частотное управление изменением соотношения напряжения статора U и его (напряжения) частоты f по закону $U/f^2 = \text{const}$.

Частотные способы регулирования скорости ЭД переменного тока основаны на пренебрежении влияния активного сопротивления R статора на электромагнитный момент, т. е. на равенстве напряжения статора U и ЭДС E_1 .

При снижении частоты f питающего напряжения статора U влияние падения напряжения на активном сопротивлении обмотки статора R_1 необходимо компенсировать. Реализация данного способа получила название "скалярное управление с IR -компенсацией".

Для управления ЭП нагнетательных вентиляторов предложена система, разработанная в [4], схема которой приведена на рис. 2.

Заданное значение скорости вращения вентилятора ω_3 преобразуется в частоту изменения питающего напряжения ЭД f_3 , по значениям которой на основании принятого закона частотного управления $E_1/f^2 = \text{const}$ преобразователем частоты-напряжения (ПЧН) формируется напряжение задания U_p для вычислительной системы прямого преобразования координат (ПКП) обобщенной электромеханической системы электропривода.

Двухкоординатная система переменных ЭД ПКП преобразует в трехфазную систему управляющих напряжений (U_A, U_B, U_C) автономного

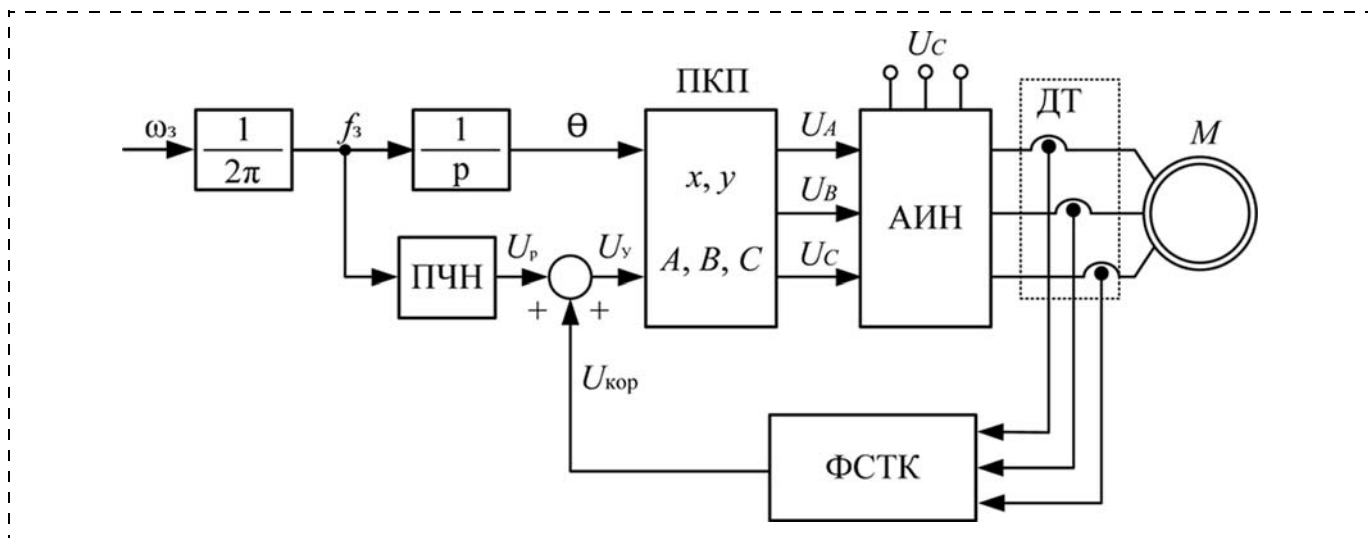


Рис. 2. Реализация управления электроприводом нагнетательных вентиляторов:

ДТ — датчик трехфазной системы тока; ФСТК — формирователь системы токовой компенсации; U_y — напряжение управления ПКП; $U_{кор}$ — напряжение IR -компенсации; θ — угол пространственного положения двухкоординатной системы x, y обобщенной электромеханической системы ЭД; p — символ дифференцирования (прочие элементы пояснены в тексте)

инвертора напряжений АИН, формирующего напряжение и частоту питания ЭД вентилятора M .

В соответствии с принятой системой в программном пакете *Simulink MatLab* выполнено моделирование работы нагнетательного вентилятора (мощностью 225 кВт), результаты которого приведены на рис. 3.

Переходный процесс пуска обладает достаточным быстродействием, однако перерегулирование оказывается довольно большим, что присуще методу скалярного управления. При необходимости ограничения динамических нагрузок при пуске ω_z следует формировать задатчиком интенсивности, хотя при редких пусках системы воздухоподготовки можно обойтись без него.

На кривой $\omega(t)$ показана также реакция системы на 10 %-ное увеличение нагрузки, из которой

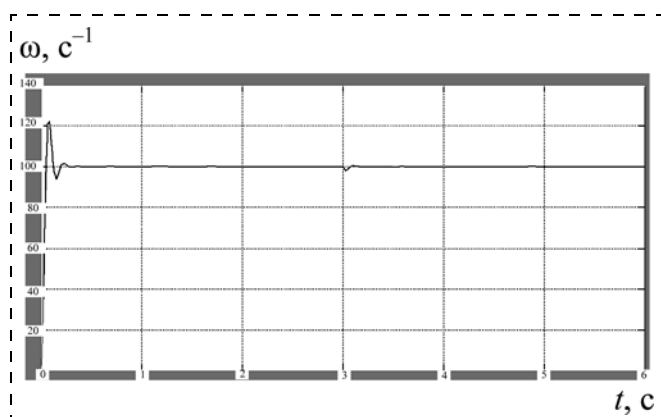


Рис. 3. Переходный процесс по скорости

видно, что существенного влияния при этом на изменение скорости не происходит.

В ЭП сетевого насоса также используется асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, мощность которого определяется подачей воды, являющейся теплоносителем. В зависимости от теплообмена калориферов необходимо регулировать расход в целях поддержания температуры воздуха, подаваемого в шахту.

Требования к параметрам теплоносителя согласно [5]:

скорость движения воды в трубках калориферов должна находиться в пределах 0,3...0,8 м/с;

давление воды в любой точке гидравлической сети калориферной установки не должно превышать предельно допустимое по условиям механической прочности. В то же время оно должно быть не менее 0,3...0,5 МПа для предотвращения вскипания воды в сети этой установки. Давление на выходе гидравлической сети должно быть не менее 0,1 МПа;

потери давления воды в калориферной установке не должны превышать 40 % от давления на входе. Это достигается комбинированием различных схем соединения калориферов в группах и секциях. Предпочтительной является схема соединения калориферов в группе последовательно, а самих групп — параллельно по теплоносителю;

при проектировании калориферной установки следует принимать расчетную массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении в пределах 3,6...5,0 кг/(м²·с); скорость движения хо-

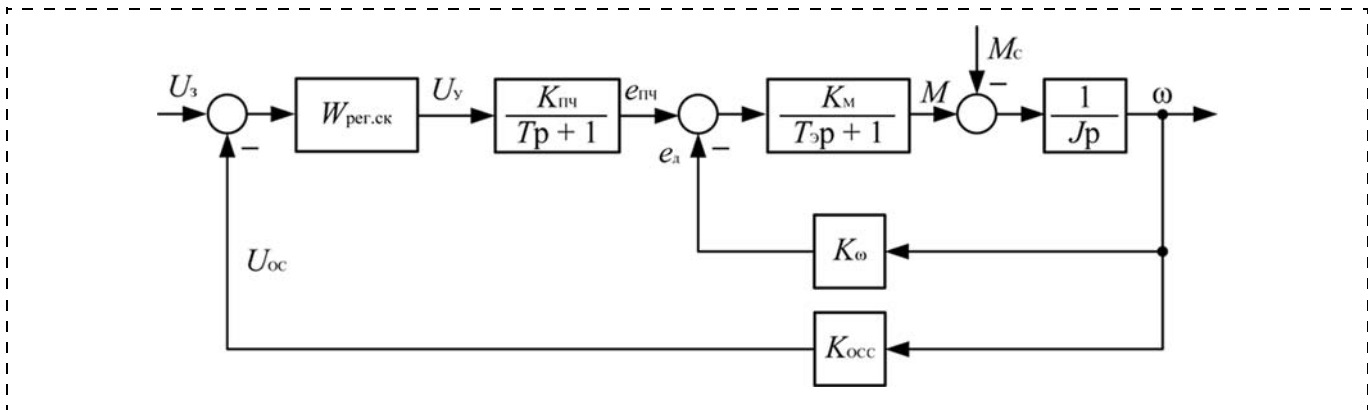


Рис. 4. Структурная схема управления сетевым насосом:

M — электромагнитный момент двигателя; M_c — момент сопротивления; J — суммарный момент инерции электропривода; $T_э$ — электромагнитная постоянная времени ЭД; K_M — передаточный коэффициент двигателя по моменту; $K_ω$ — коэффициент внутренней обратной связи по скорости; e_d — противоЭДС двигателя; $e_{пч}$ — ЭДС преобразователя частоты; $K_{пч}$ — передаточный коэффициент преобразователя частоты; $K_{оцс}$ — коэффициент обратной связи по скорости; T — постоянная времени преобразователя частоты; U_3 — напряжение задания; U_{oc} — напряжение обратной связи; $W_{per.ck}$ — передаточная функция регулятора скорости; U_y — напряжение управления; p — символ дифференцирования

лодного воздуха во входных проемах — в пределах 3,0...4,0 м/с.

В зависимости от количества теплоносителя, подаваемого для поддержания температуры в шахтных стволах на требуемом уровне, необходимо изменять скорость вращения двигателя, которая является объектом регулирования системы управления.

Выполнение требований было реализовано за счет системы регулирования режима работы сетевого насоса [6], структурная схема которой приведена на рис. 4. В системе регулирование скорости вращения ЭД насоса ω при заданном значении напряжения управления U_3 формируется регулятором скорости $W_{per.ck}$.

Для приведенной схемы ЭП сетевого насоса выполнен синтез регулятора скорости по принципу модульной оптимизации. Переходный процесс по скорости при пуске и "набросе" нагрузки на дви-

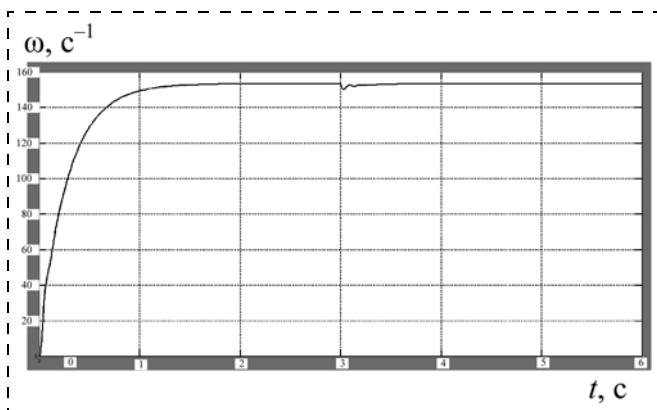


Рис. 5. Переходный процесс по скорости при пуске и "набросе" нагрузки сетевого насоса

гатель с ПИ-регулятором представлен на рис. 5, на котором видно, что показатели качества оказываются удовлетворительными.

Таким образом, совместное управление режимами работы нагнетательных вентиляторов и насосов по предложенным системам управления за счет применения частотно-регулируемого электропривода позволит обеспечить подачу воздуха в воздухоподающий ствол через калориферный канал с оптимальными для условий "смешиваемости" параметрами.

Список литературы

1. **Единые** правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом (ПБ 03-553—03). Серия 03. Вып. 33. М.: НТЦ по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России, 2003. 200 с.
2. **Николаев А. В., Постникова М. Ю., Мохирев Н. Н.** Сравнительный анализ потребления тепло- и энергоресурсов шахтными калориферными установками // Вестник ПГТУ. Геология, геоинформационные системы, горно-нефтяное дело. 2010. № 5. С. 95—102.
3. **Виноградов А. Б.** Векторное управление электроприводами переменного тока. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина, 2008. 298 с.
4. **Дементьев Ю. Н., Чернышев А. Ю., Чернышев И. А.** Автоматизированный электропривод: учеб. пособие. Томск: Изд-во ТПУ, 2009. 224 с.
5. **Ивановский И. Г.** Проектирование проветривания и калориферных установок шахт: учеб. пособие. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2000. 107 с.
6. **Фащиленко В. Н.** Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий: учеб. пособие. М.: Горная книга. 2011. 260 с.

Control Systems of Electric Drive Air Blower and Power Pump for Maintaining the Thermal Regime in Shafts

The articles deals with presents the measures that improve energy efficiency and resource conservation in the implementation of air handling in the cold season in underground mining operations. Saving natural resources is achieved by reducing the water flow at a controlled feed it to the heat exchangers. The use of controlled electric blowers will reduce energy consumption expended on air treatment and provide the required mode "miscibility" flows. Proposed in the article management system of electric network pump and blowers can improve the operational safety of mine shafts at low outside temperatures.

Keywords: air treatment, mine air heater installation, network pump, blowers, electric drive

References

1. *Edinye pravila bezopasnosti pri razrabotke rudnyh, nerudnyh i rossypnyh mestorozhdenij poleznyh iskopaemyh podzemnym sposobom (PB 03-553—03)*. Seriya 03. Vyp. 33 [Common safety rules for mining of ore, nonmetallic and placer mineral deposits underground mining]. M.: NTC po bezopasnosti v promyshlennosti Gosgortehnadzora Rossii, 2003. 200 p.
2. **Nikolaev A. V., Postnikova M. Ju., Mohirev N. N.** Sravnitel'nyj analiz potreblenija teplo- i jenergoresursov shahtnymi kalorifernymi ustanovkami [Comparative analysis of the consumption of energy and thermal resources the hot-air installation]. *Vestnik PGTU. Geologija, geoinformacionnye sistemy, gorno-neftjanoe delo*. 2010. N. 5. P. 95—102.

3. **Vinogradov A. B.** *Vektornoe upravlenie jelektroprivodami peremennogo toka [Vector Control AC Drives]*. Ivanovo: Ivanovskij gosudarstvennyj jenergeticheskij universitet imeni V. I. Lenina, 2008. 298 p.
4. **Dement'ev Ju. N., Chernyshev A. Ju., Chernyshev I. A.** *Avtomatizirovannyj jelektroprivod [Automatic Electric]*: ucheb. posobie. Tomsk: Izd-vo TPU, 2009. 224 p.
5. **Ivanovskij I. G.** *Proektirovanie provetrivanija i kalorifernyh ustanovok shaht [Design of ventilation and air-heater installations mines]*: ucheb. posobie. Vladivostok: Izd-vo DVG TU, 2000. 107 p.
6. **Fashhilenko V. N.** *Reguliruemyj jelektroprivod nasosnyh i ventiljatornyh ustanovok gornyh predprijatij [Regulated electric pump and fan installations of mining enterprises]*: ucheb. posobie. M.: Gornaja kniga, 2011. 260 p.



Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"
XIII Международная научно-техническая конференция
Чтения памяти В. Р. Кубачека,
посвященная 70-летию победы в Великой Отечественной войне

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

16—17 апреля 2015 г., г. Екатеринбург

Направления работы конференции

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

Оргкомитет конференции

Председатель: проф., д-р техн. наук **Лагунова Юлия Андреевна**

Зам. председателя: зав. каф. ГМК, проф., д-р техн. наук **Сулов Николай Максимович**

Адрес оргкомитета

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

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

Справки по телефонам: (107.343) 257-33-47; 257-33-70. Факс (107.343) 257-33-47. E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru

УДК 621.926.3.001.2

В. И. Саитов, д-р техн. наук, проф.,
УГГУ, г. Екатеринбург
E-mail: gmf.gmk@ursmu.ru

Условия подобию процессов разрушения горных пород при дроблении и измельчении

Рассмотрены необходимые и достаточные условия, которые позволяют обоснованно корреспондировать результаты исследований, полученные на физических моделях, на натурные объекты таких сложных процессов, как дробление и измельчение горных пород и руд. Проведен анализ функциональных зависимостей параметров, характеризующих процессы разрушения материалов в общем виде. Результаты исследований позволили уточнить функциональную зависимость процесса разрушения горных пород свободным ударом. Установлены дополнительные факты, подтверждающие, что при дроблении свободным ударом разрушение образцов происходит под действием растягивающих напряжений. При контакте с объектом разрушения исполнительного органа машины в зоне контакта породы материал вначале переизмельчается и уплотняется. При достижении критического размера уплотненное ядро воздействует на неразрушенную часть куска как клин и происходит общее разрушение куска при превышении прочности материала на растяжение. Это позволяет утверждать, что при разрушении пород ударом такой параметр, как прочность породы на растяжение, более информативен, чем модуль упругости. При анализе дробимости пород и руд свободным ударом в качестве индикатора следует использовать прочность дробимого материала на растяжение.

Ключевые слова: дробление, измельчение, моделирование, критерии подобию, физическая модель, модуль упругости, прочность на растяжение, степень дробления, относительная деформация

Дробильные и измельчительные машины и их рабочие процессы относятся к сложным, плохо организованным системам [1]. Одним из эффективных методов исследования подобных систем является физическое моделирование в сочетании с методами математического планирования экспериментов [2].

Моделирование горных пород сопряжено с определенными трудностями. Прежде всего, это относится к выбору эквивалентного материала, который по своим свойствам должен обеспечивать достаточно простые способы получения образцов требуемой формы и размеров; давать возможность получения требуемых физико-механических характеристик; иметь стабильную и однородную структуру. Кроме того, его свойства должны быть близки к свойствам горных пород. Таким материалом может быть бетон, который позволяет на определенных этапах приближения исследований к натурным процессам заменять горные породы [3, 4].

Другим условием, обеспечивающим эффективность моделирования, является выявление критериев подобию процессов. Знания о процессе раз-

рушения горных пород в дробильных машинах позволяют подойти к решению вопроса о критериях подобию на основе π -теоремы [2] и выявить основные параметры, которые характеризуют рабочий процесс дробильных машин.

В работе [5] установлена функциональная зависимость между параметрами, характеризующими процессы дробления и измельчения, которая представлена в следующем виде:

$$F(\Theta, N, Q, i, C, E, \sigma, \eta, n, \gamma, \rho, \mu, k, k_d, D, F, L, \nu, \omega, \varepsilon, T, g) = 0, \quad (1)$$

где Θ — энергия дробления, Дж; N — мощность, потребляемая дробильной машиной, кВт; Q — производительность, кг/с; i — степень дробления; C — жесткость, Н/м; E — модуль упругости дробимого материала, Па; σ — прочностная характеристика материала (например, прочность на сжатие, растяжение), Па; η — коэффициент Пуассона дробимого материала; n — показатель упругопластических свойств дробимого материала; γ — плотность материала, кг/м³; ρ — коэффициент внутреннего трения; μ — коэффициент внешнего трения;

k — коэффициент восстановления дробимого материала; k_d — динамический коэффициент трения; D — линейные размеры отдельного куска, м; F — усилие дробления, Н; L — линейные размеры дробильной установки, м; v — скорость деформации, м/с; ω — угловая частота вращения исполнительного органа, c^{-1} ; ε — относительная деформация куска породы при разрушении; T — время, с; g — ускорение свободного падения, m/c^2 .

Параметры 1—4 — технологические, 5—11 характеризуют питание дробилки, 16—22 характеризуют режим работы дробилки.

Анализ матрицы размерностей показал, что возможны 78 форм записи критериев подобия. В каждом конкретном случае моделирования в зависимости от исследуемого вида оборудования, способа разрушения и целей исследования общее число критериев и их конкретный вид изменяются. Так, в работе [6] для случая разрушения свободным ударом установлена функциональная зависимость процесса разрушения ударом в следующем виде

$$F(\Theta, C, E, \sigma, v, \eta, n, \rho, \gamma, k, D, \varepsilon, i, T, g) = 0. \quad (2)$$

После анализа матрицы размерностей и исключения безразмерных параметров это выражение было приведено к следующему виду:

$$F(\Theta, C, E, \gamma, D, v, g) = 0. \quad (3)$$

Установлено, что число форм записи критериев подобия равно 17, в частности, для группы независимых параметров E, γ, D , определяющих процесс разрушения горных пород ударом, с учетом безразмерных критериев подобия, входящих в уравнение (3):

$$\begin{aligned} \pi_1 &= \Theta E^{-1} D^{-3}; \pi_2 = v \gamma^{1/2} E^{-1/2}; \pi_3 = D \gamma E^{-1}; \\ \pi_4 &= \sigma E^{-1}; \pi_5 = n; \pi_6 = i; \pi_7 = \eta; \\ \pi_8 &= \rho; \pi_9 = k; \pi_{10} = \varepsilon. \end{aligned}$$

Здесь уместно отметить, что при анализе матрицы размерностей из рассмотрения были исключены параметры C и T , так как они являются линейными комбинациями параметров соответственно E, D и T, g , при этом принималась во внимание трудность или невозможность управления этими параметрами в процессе моделирования.

В целях установления значимости отдельных критериев и их взаимосвязей были статистически обработаны результаты экспериментов, описанные

в работе [4]. Получено уравнение множественной регрессии следующего вида:

$$\begin{aligned} \pi_6 &= -6,876 - 0,303\pi_1 + 1,267\pi_2 + \\ &+ 9,539\pi_3 + 316,8\pi_4 + 7,562\pi_5. \end{aligned} \quad (4)$$

В результате установлено, что критерии π_1 и π_4 связаны практически функциональной связью, критерий $\pi_4 = \sigma/E$, выражающий упругую деформацию, практически не связан ни с одним из рассмотренных критериев π_1 и π_4 и не оказывает влияния на степень дробления. Ранжирование критериев, проведенное по методике, описанной в [7], определило следующий ряд: $\pi_6, \pi_2, \pi_3, \pi_5, \pi_4$. С учетом сказанного из рассмотренных критериев к основным, соблюдение которых обеспечивает подобие процессов ударного разрушения, следует отнести критерии $\pi_6, \pi_2, \pi_3, \pi_5$.

По заказу одного из предприятий, производящих лигатуры для различных сплавов, нами проводились исследования в целях выявления физико-механических свойств лигатур, оказывающих наибольшее влияние на степень трудности дробления (или иначе — дробимость) при разрушении их ударным способом. Свойства исследованных лигатур приведены в таблице.

Проанализируем, какой из параметров оказывает наибольшее влияние на степень сокращения материала при разрушении свободным ударом.

Физико-механические свойства лигатур

Показатели	№ лигатуры			
	1	2	3	4
Скорость звуковой волны, м/с:				
в массиве	4860	5270	5740	6800
в стержне	4140	4820	5200	5480
Скорость поперечной волны, м/с	2560	3060	3280	3350
Модуль, ГПа:				
упругости	50	151	139	237
сдвига	9	61	55	88
объемного сжатия	43	100	95	246
Коэффициент Пуассона	0,31	0,25	0,26	0,34
Акустическое сопротивление, $kg/(m^2 \cdot c)$	$14,0 \cdot 10^6$	$16,8 \cdot 10^6$	$29,5 \cdot 10^6$	$53,6 \cdot 10^6$
Прочность, МПа:				
при растяжении	3,7	15,7	21,2	17,4
при сжатии	103,7	395,9	280,2	436,2
Коэффициент сцепления, МПа	16,2	64,7	58,7	71,4
Дробимость ударом	ЛД	ЛД	ТД	СД

Примечание. ЛД, СД, ТД — соответственно легко-, средне- и труднодробимые лигатуры.

Рассмотрим возможную взаимосвязь дробимости с модулем упругости. При сравнении модулей упругости лигатур 2–4 видно, что модуль упругости среднедробимой лигатуры 4 почти на 60 % выше, чем у труднодробимой 3. В то же время у труднодробимого номера 3 он меньше, чем у легкодробимого 2. Это справедливо и по отношению к модулю объемного сжатия.

Прочность на сжатие — здесь мы видим, что труднодробимая лигатура 3 обладает меньшей прочностью на сжатие, чем легко- и среднедробимые лигатуры 2 и 4. Это же относится и к коэффициенту сцепления.

Теперь обратимся к прочности на растяжение. Из исследованных материалов самый легкодробимый номер 1 имеет наименьшее значение прочности на растяжение (3,7 МПа). Исследованные лигатуры имеют прочности на растяжение, совпадающие с градацией по дробимости. Наиболее труднодробимая лигатура 3 имеет наибольшую прочность на растяжение — 21,2 МПа, легко дробимая 2 — 15,7 МПа, промежуточное положение занимает прочность на растяжение среднедробимой лигатуры 4 (17,4 МПа).

В работе [8] экспериментально было установлено, что при дроблении свободным ударом разрушение образцов происходит под действием растягивающих напряжений. Отмеченное выше совпадение подтверждает результаты этой работы.

Одной из причин, объясняющих факт разрушения горных пород при ударе и сжатии под действием растягивающих напряжений, является большая разница между пределами прочности на сжатие и растяжение. При контакте с объектом разрушения исполнительного органа машины в зоне контакта породы материал вначале переизмельчается и уплотняется. При достижении критического размера уплотненное ядро воздействует на неразрушенную часть куска как клин и происходит общее разрушение куска при превышении предела прочности материала на растяжение.

При значительной прочности материала на сжатие для образования критической зоны переизмельчения и при существенной величине прочности на растяжение требуются значительно большие затраты энергии, и такой материал при дроблении ударом можно отнести к труднодробимым материалам.

С учетом изложенного функциональная зависимость процесса разрушения ударом (3) должна быть представлена в следующем виде:

$$F(\Theta, C, \sigma_p, \gamma, D, v, g) = 0. \quad (5)$$

Замена параметра E (модуль упругости разрушаемого материала) на параметр σ_p (прочность на растяжение) обоснована, поскольку они имеют одинаковую размерность, а последние экспериментальные исследования, приведенные выше, подтверждают ее правомерность.

Таким образом, проведенные исследования позволили уточнить функциональную зависимость процесса разрушения горных пород свободным ударом. Установление взаимосвязей параметров, входящих в модель (3), требует дополнительных исследований. При анализе дробимости пород и руд свободным ударом в качестве индикатора следует использовать прочность дробимого материала на растяжение.

Список литературы

1. Саркисян С. А., Ахундов В. М., Минаев Э. С. Большие технические системы. М.: Наука, 1977. 350 с.
2. Налимов В. В., Голикова Т. И. Логические основания планирования эксперимента. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Металлургия, 1980.
3. Веников В. А., Веников Г. В. Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электроэнергетики): учеб. для вузов по спец. "Кибернетика электрических систем". 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1984. 439 с.
4. Кубачек В. Р., Сайтов В. И., Паладеева Н. И. Критерий ударного разрушения горных пород // Известия вузов. Горный журнал. 1985. № 8. С. 75–79.
5. Кубачек В. Р., Сайтов В. И., Паладеева Н. И. Исследование параметров разрушения горных пород свободным ударом // Строительные и дорожные машины. 1985. № 5. С. 17–18.
6. Сайтов В. И. Условия подобия процессов разрушения при дроблении // Известия вузов. Горный журнал. 1986. № 3. С. 63–69.
7. Сайтов В. И. Критерии подобия процесса разрушения горных пород свободным ударом и их взаимосвязь // Известия вузов. Горный журнал. 1989. № 1. С. 82–85.
8. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учеб. пособие. М.: Высш. шк., 1982. 224 с.
9. Разрушение шарообразных бетонных образцов свободным ударом / Сайтов В. И., Паладеева Н. И. В кн.: Ресурсосберегающая технология разработки недр. Апатиты: Изд. Кольского филиала АН СССР, 1986. С. 84–87.

Conditions Similar to the Process of Destruction of Rocks when Crushing and Grinding

The paper discusses the necessary and sufficient conditions that allow reasonably into correspondence research results on physical models to full-scale objects such complex processes as crushing and grinding of rocks and ores. The analysis of the functional dependence of the parameters characterizing the processes of destruction of materials in general. The results of the research allowed to specify the functional dependence of the process of destruction of rocks with the free kick. Establish additional facts showing that a free kick in crushing failure of the specimens occurs under the action of tensile stresses. In contact with the object of destroying the executive body of the car in the contact zone rocks pereizmelchaetsya first material and compacted. Upon reaching a critical size, the compacted core acts on the unruptured portion as a wedge piece, and there is a general destruction piece when exceeding the tensile strength of the material. This suggests that the destruction of the rocks hit a parameter called the rock tensile strength is more informative than the elastic modulus. In the analysis of the divisibility of rocks and ores with a free kick as the indicator should be used strength of crushed material strength.

Keywords: crushing, grinding, modeling similarity criteria, the physical model, elastic modulus, tensile strength, degree of fragmentation, the relative deformation

References

1. Sarkisjan S. A., Ahundov V. M., Minaev Je. S. *Bol'shie tehniczeskie sistemy*. M.: Nauka, 1977. 350 p.
2. Nalimov V. V., Golikova T. I. *Logicheskie osnovanija planirovanija jeksperimenta*. 2-e izd. pererab. i dop. M.: Metallurgija, 1980.
3. Venikov V. A., Venikov G. V. *Teorija podobija i modelirovanija (primenitel'no k zadacham jelektrojenergetiki): uceb. dlja vuzov po spec. "Kibernetika jelektricheskikh sistem"*. 3-e izd., pererab. i dop. M.: Vyssh. shk., 1984. 439 p.
4. Kubachek V. R., Saitov V. I., Paladeeva N. I. Kriterij udarnogo razrushenija gornyh porod. *Izvestija vuzov. Gornyj zhurnal*. 1985. N. 8. P. 75—79.
5. Kubachek V. R., Saitov V. I., Paladeeva N. I. Issledovanie parametrov razrushenija gornyh porod svobodnym udarom. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 1985. N. 5. P. 17—18.
6. Saitov V. I. Uslovija podobija processov razrushenija pri droblenii. *Izvestiya vuzov. Gornyj zhurnal*. 1986. N. 3. P. 63—69.
7. Saitov V. I. Kriterii podobija processa razrushenija gornyh porod svobodnym udarom i ih vzaimosvjaz'. *Izvestiya vuzov. Gornyj zhurnal*. 1989. N. 1. P. 82—85.
8. Lvovskij E. N. *Statisticheskie metody postroenija jempiricheskikh formul: uceb. posobie*. M.: Vyssh. shk., 1982. 224 p.
9. Razrushenie sharoobraznyh betonnyh obrazcov svobodnym udarom. Saitov V. I., Paladeeva N. I. V kn.: *Resursosberegajushhaja tehnologija razrabotki nedr*. Apatity: Izd. Kol'skogo filiala AN SSSR, 1986. P. 84—87.

УДК 679.8.053

А. М. Керопян, канд. техн. наук, доц., **П. М. Вержанский**, канд. техн. наук, проф., **Р. К. Басов**, асп., НИТУ "МИСиС", г. Москва

E-mail: am_kerop@mail.ru

Рациональные геометрические параметры рабочих поверхностей рельса и бандажа колеса карьерного локомотива, работающего в режиме тяги

В результате теоретических исследований выявлены особенности взаимодействия бандажей колес карьерного локомотива с рельсами в условиях конформного одноточечного контакта (при движении на прямолинейных участках) и двухточечного гребневого контакта (при движении на криволинейных участках) карьерного рельсового пути. Установлены математические зависимости величины радиуса кривизны рабочего профиля головки рельса и бандажа колеса в зоне их контакта и приведены рекомендации по определению радиусов контактирующих поверхностей для обеспечения конформного контакта, увеличивающего тяговую способность системы "колесо — рельс".

Ключевые слова: одноточечный, двухточечный, конформный контакты, головка рельса, радиус кривизны, система "колесо — рельс", тяговая способность, дорожка катания, фактическая площадь контакта, рельсошлифование

Результаты многочисленных экспериментов, выполненных рядом исследователей [1—3], показывают, что с увеличением площади контакта бандажа колеса локомотива с рельсом коэффициент сцепления увеличивается. В свою очередь, площадь контакта зависит от ряда факторов, в том числе от геометрических параметров (радиусов кривизны) контактирующих поверхностей колеса и рельса. Например, в работе [2] экспериментально установлено, что с увеличением диаметра окружности катания колеса с 836 до 1400 мм (на 40,3 %) коэффициент сцепления увеличивается с 0,206 до 0,267 (на 22,8 %).

Следует отметить, что реальный контакт колеса с рельсом носит дискретный характер. Поэтому на увеличение коэффициента сцепления оказывает влияние фактическая площадь контакта. Как известно [4, 5], при контактном взаимодействии двух тел различают три вида площадей контакта: номинальную, контурную и фактическую. При контакте грубо обработанных поверхностей в условиях повышенных контактных нагрузок преобладают пластические деформации выступов микронеровностей, в связи с чем для системы "колесо — рельс" можно считать номинальную площадь контакта, равной контурной поверхности контакта, определяемой формулами Герца—Беляева [5].

В свою очередь, суммарная сила тяги F_T колеса локомотива складывается из суммы сил трения на каждом из взаимодействующих выступов контактирующих поверхностей и определяется по формуле [6, 7]

$$F_T = \sum_{i=1}^n F_i,$$

где F_i — сила тяги на одном одиночном выступе; n — число взаимодействующих шероховатостей в пятне контакта.

Рассматривать профиль колеса локомотива отдельно от рельса, без учета условий их контактирования, по крайней мере некорректно. Для разных условий эксплуатации на магистральном железнодорожном транспорте каждому депо разрешено применять свой, подходящий для данных условий эксплуатации, профиль бандажа локомотива и колеса вагона [8]. Однако для рельсового пути нет достаточного объема проведенных исследований, позволяющих выбрать тот или иной профиль рельса в зависимости от конкретных условий эксплуатации, а для карьерного железнодорожного транспорта аналогичные исследования, учиты-

вающие эксплуатационные особенности, практически отсутствуют.

В работе [9] проведена попытка установить рациональные профили рельсов в зависимости от условий эксплуатации системы "колесо — рельс" для магистрального железнодорожного транспорта. В результате исследований установлено, что через определенный промежуток времени рабочие поверхности головки рельса и бандажей колес прирабатываются, получают общую равновесную форму и для увеличения сроков службы рельсов необходимо усовершенствовать поперечное сечение, т. е. форму профиля поверхности катания головки рельсов. Следует отметить, что результаты проведенных исследований не могут быть напрямую использованы для условий открытых горных работ в связи со специфическими условиями последних: малые радиусы закруглений карьерных рельсовых путей; повышенная пробуксовка колес тяговых средств в условиях высоких осевых нагрузок порядка 300..350 кН и углов подъема рельсовых путей в пределах 40...60 ‰ [10], наличие на рельсах значительного объема тонкодисперсных загрязнений вследствие попадания на рельсовый путь транспортируемой горной массы, продуктов разрушения тормозных колодок при торможении и т. п.

В процессе работы профили бандажей колес тяговых единиц подвижного состава и рельсового пути в силу множества процессов, протекающих в зоне пятна контакта при передаче вращающего момента от колесной пары локомотива к рельсу, испытывают значительные нагрузки и подвергаются износу. Для обеспечения рациональных нагрузок в пятне контакта пары "колесо — рельс" особое внимание должно уделяться выбору профиля их поверхностей катания.

Решение задачи уменьшения износа неразрывно связано с понижением контактных напряжений в зоне взаимодействия системы "колесо — рельс". В свою очередь, величина контактных напряжений зависит от нагрузки на ось, геометрических параметров взаимодействующих тел, радиусов кривизны контактирующих поверхностей колеса и рельса, радиуса окружности катания колеса и ширины дорожки катания.

Данная задача известна в теории под названием "Задача Герца". При постановке и решении этой задачи Герц исходил из ряда допущений, при которых, в частности, колесо и рельс в ненагруженном состоянии касаются в одной точке, а контактные напряжения, возникающие под нагрузкой, не выходят за пределы упругости материалов кон-

тактирующих тел. В результате в зоне соприкосновения колеса и рельса возникает пятно контакта, форма которого в процессе приработки приближается к эллипсу.

В реальных условиях эксплуатации в процессе износа радиусы контактирующих поверхностей постоянно меняются, а нагрузки могут выходить за пределы упругости (в связи с упругопластическим характером деформации), поэтому в зоне контакта возможно такое сочетание радиусов колеса и рельса, при котором может возникнуть вместо одноточечного двухточечный или конформный контакт [11].

Таким образом, в процессе приработки контактирующие рабочие поверхности колеса и рельса принимают идентичные очертания, т. е. становятся конформными, а площадь пятна контакта увеличивается. При этом также соответственно увеличивается тяговая способность системы "колесо — рельс".

Учитывая специфику эксплуатации подвижного состава в условиях карьеров и, в частности, то обстоятельство, что на карьерах до 50 % от об-

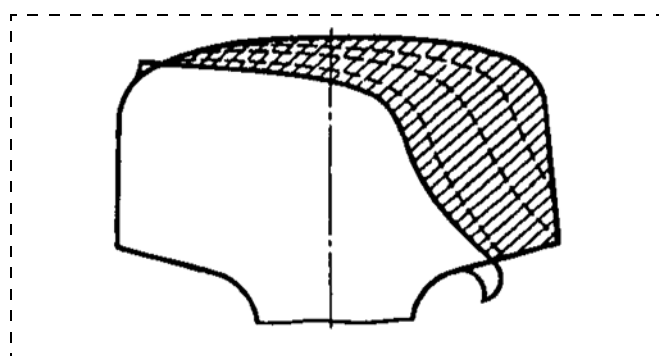


Рис. 1. Схема износа рабочей выкружки головки рельса

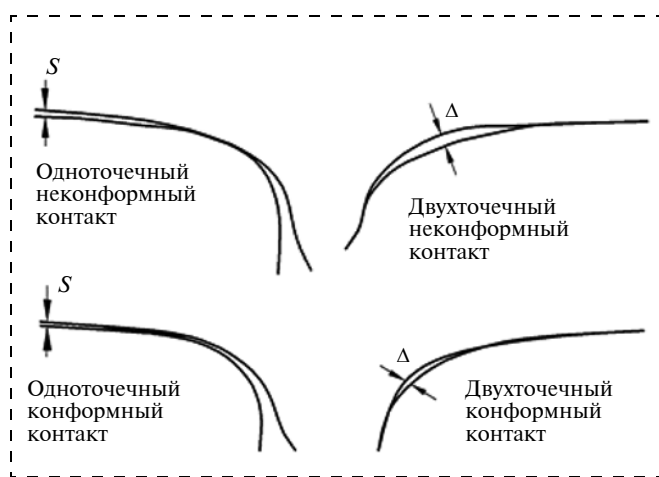


Рис. 2. Схема взаимодействия двух геометрических поверхностей, образующих зазоры S и Δ в условиях конформного и неконформного контактов профилей колеса и рельса

щего их числа могут составлять так называемые старогодные рельсы, т. е. рельсы, уже отработавшие определенный период времени на магистральных железных дорогах [10], очевидно, будет представлять интерес сравнение также таких форм контакта системы "колесо — рельс", как новое колесо с новым рельсом и новое колесо с так называемым старогодным рельсом.

В процессе эксплуатации рабочий профиль головки рельса вследствие износа изменяется, "уплощается", т. е. становится плоским, и первоначальные радиусы кривизны рабочих поверхностей профиля головки рельса (выкружки) изменяются (как правило, увеличиваются) (рис. 1).

Следовательно, представляет интерес рассмотрение условий контактирования обода колеса с верхом головки рельса (при движении на прямых участках пути) и гребня колеса с боковой гранью рельса (на криволинейных участках пути).

В международной практике железнодорожного движения для обеспечения минимальных контактных напряжений при движении на прямых и вписанных в кривые участках железнодорожного пути используют специальные профили колеса и рельса, которые называют конформными.

Конформный контакт бывает одноточечным и двухточечным. На рис. 2 показаны схемы определения степени конформности профилей колеса и рельса.

В работе [12] впервые получены формулы (1) и (2) для определения зазора между рабочими поверхностями контактирующих поверхностей системы "колесо — рельс" при одноточечном и двухточечном контактах (рис. 3):

$$S = -R + \sqrt{R^2 + 2(r - R)(r - \sqrt{r^2 - l^2})}; \quad (1)$$

$$\Delta = r - \sqrt{r^2 - l^2} - R + \sqrt{R^2 - l^2}, \quad (2)$$

где r и R — радиусы рабочих профилей соответственно колеса и рельса; $l = AB/2$ — полуширина полосы контакта.

Для обеспечения рациональных значений функций (1) и (2) необходимо выполнение условия $r > l$.

Учитывая применяемые в международной практике железнодорожного движения рекомендации, по этим формулам можно рассчитать параметры конформных профилей колес локомотивов и рельсов.

Изложенное выше подтверждается экспериментальными исследованиями [13], которые про-

Среднее значение площади пятна контакта колес тепловоза ТЭП 80, мм²

Пробег, км	Номер колесной пары и колесо локомотива			
	1-я, левое	1-я, правое	8-я, левое	8-я, правое
0 (новые колеса)	226,1	84,5	200,2	121,2
1000	332,5	121,7	212,0	229,9

водились на тепловозе ТЭП 80 с пробегом 0 км, т. е. с новыми профилированными колесами по новым рельсам, и после их пробега 1000 км (см. таблицу).

Сравнение коэффициентов увеличения площади пятен контакта показывает, что в среднем оно составило 1,47 раза, а наибольшее увеличение наблюдается на 8-й колесной паре (в 1,9 раза). В результате можно сделать вывод, что в процессе приработки контактирующие рабочие поверхности колеса и рельса принимают идентичные очертания, т. е. становятся конформными, а площадь пятна контакта увеличивается.

Для обеспечения рациональных условий эксплуатации системы "колесо — рельс" необходимо систематически контролировать состояние рабочих поверхностей головок рельсов.

Решение данной проблемы на Североамериканских железных дорогах найдено путем разработки специальных шаблонов для контроля геометрических параметров, т. е. радиусов кривизны рабочего профиля головки рельса [11], а исправление изношенного профиля выполняется применением рельсошлифования [14].

В работе [15] после преобразований формул (1) и (2) получены формулы (3) и (4) для определения радиусов кривизны рабочих профилей головок рельсов в зависимости от зазора между профилями колеса и рельса, позволяющие исключить необходимость разработки и изготовления специальных шаблонов

для контроля рабочего профиля рельсового пути и путем постоянного мониторинга обеспечить конформный контакт системы "колесо — рельс" в процессе эксплуатации при движении локомотива на прямых и криволинейных участках рельсового пути.

Зависимость радиуса кривизны рабочей поверхности головки рельса при одноточечном контакте (для прямых участков) определяется функцией

$$R = \frac{r(r - \sqrt{r^2 - l^2})}{S + r - \sqrt{r^2 - l^2}} \quad (3)$$

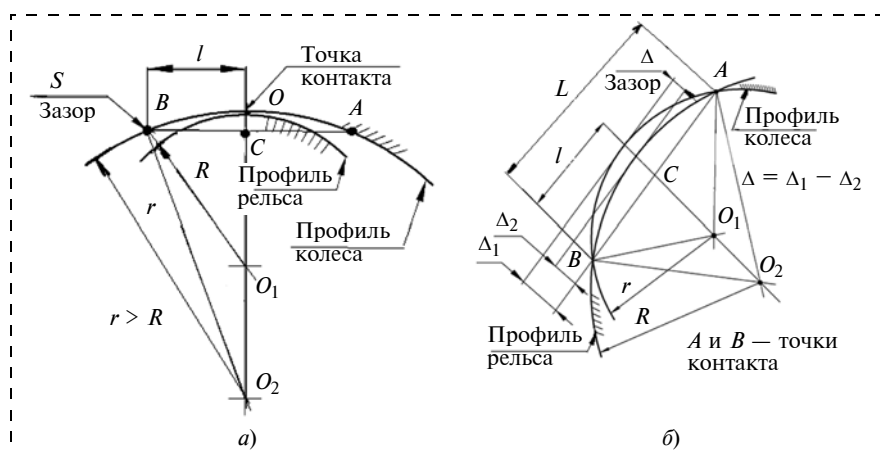


Рис. 3. Схема образования зазоров S и Δ в условиях одноточечного (а) и двухточечного (б) контактов:
 $L = AB$ — ширина полоски контакта

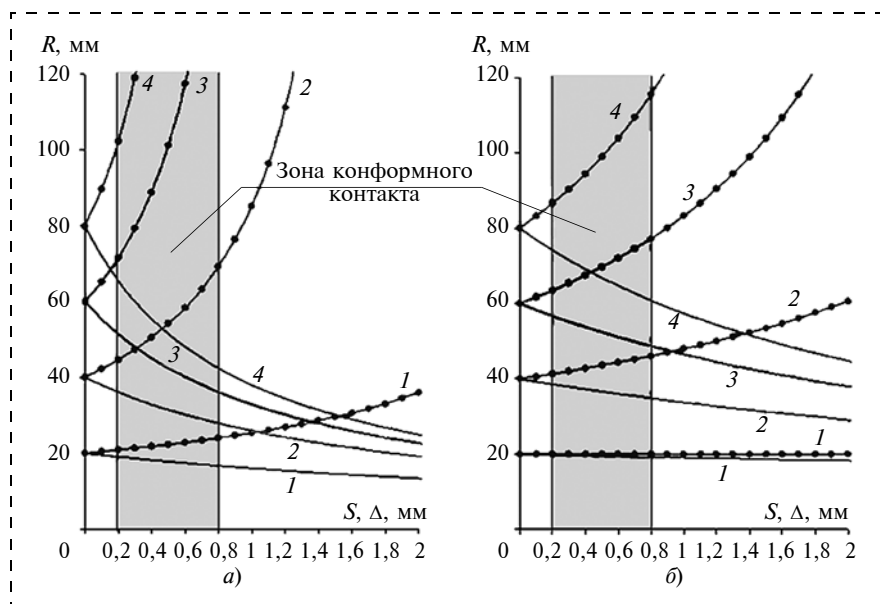


Рис. 4. Зависимость радиуса кривизны R головки рельса от зазоров S и Δ между рабочими профилями колеса и рельса:
— при одноточечном контакте; —•— при двухточечном контакте; а — $l = 12$ мм; б — $l = 20$ мм; 1 — $r = 20$ мм; 2 — $r = 40$ мм; 3 — $r = 60$ мм; 4 — $r = 80$ мм

Зависимость радиуса кривизны рабочей поверхности головки рельса при двухточечном гребневом контакте (для криволинейных участков) можно представить в виде функции

$$R = \frac{\Delta r - r^2 - (\Delta - r)\sqrt{r^2 - l^2}}{\Delta - r + \sqrt{r^2 - l^2}}. \quad (4)$$

Графики зависимостей по формулам (3) и (4) приведены на рис. 4.

По данным графикам, предварительно определив полуширину полосы контакта, можно для обеспечения конформного контакта (зазор 0,2...0,8 мм) определить радиус R для профильной шлифовки рабочей поверхности рельса и выбрать радиус r профиля колеса, контактирующего с рельсом. Радиус профиля колеса должен контролироваться по шаблонам согласно [8].

На рис. 4 видно, что при одноточечном контакте при зазоре, определяемом формулой (1) $S = f_1(R, r, l)$ и который может реализоваться в основном на прямолинейных участках рельсового пути, учитывая параметры кривизны верха головки рельса, следует поддерживать радиус профиля колеса r не менее 60 мм. Например, при $r = 60$ мм радиус R должен быть в пределах 70...100 мм.

Расчеты показывают, что при применении старогодных рельсов последние в обязательном порядке должны профилироваться согласно рекомендациям [14], так как радиус кривизны рабочего профиля головки стандартного рельса по осевой линии головки рельса равен 500 мм, а у старогодного рельса может быть еще больше.

Выводы

1. В процессе приработки контактирующие рабочие поверхности колеса и рельса принимают идентичные очертания, т. е. становятся конформными, а площадь пятна контакта увеличивается, при этом, соответственно, увеличивается тяговая способность системы "колесо — рельс".

2. Для обеспечения рациональных условий эксплуатации системы "колесо — рельс", сокращения времени их приработки и увеличения ресурса работы необходимо систематически контролировать состояние рабочих поверхностей головок рельсов.

3. Используя полученные в результате теоретических исследований формулы, устанавливающие зависимости между радиусом кривизны рабочего профиля головки рельса и геометрическими ха-

рактеристиками зоны контакта колеса локомотива с рельсом (зазор между контактирующими профилями при одноточечном и двухточечном контактах, радиус кривизны окружности катания колеса и полуширина дорожки катания колеса по рельсу), можно получить геометрические значения радиуса кривизны рабочего профиля головки рельса при одноточечном и двухточечном гребневом контактах, необходимые для поддержания конформных профилей системы "колесо — рельс".

Список литературы

1. **Наумов В. И.** Влияние контактной прочности металла на силу сцепления колеса с рельсом // Труды ВНИИЖТ. Вып. 255. М.: Трансжелдориздат, 1963.
2. **Френкель Э. М.** К вопросу о сцеплении колеса с рельсом // Труды ХИИТ. Вып. 23. М.: Трансжелдориздат, 1953.
3. **Лужнов Ю. М.** Нанотрибология сцепления колес с рельсами. Реальность и возможности. М.: Интекст, 2009. 176 с.
4. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
5. **Демкин Н. Б.** Контактное шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.
6. **Крагельский И. В., Михин Н. М.** Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
7. **Комбалов В. С.** Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. М.: Наука, 1974. 112 с.
8. **Инструкция** по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм (с изменениями и дополнениями, утвержденными указанием МПС России от 23.08.2000 № К-2273у).
9. **Шиладжян А. А.** Совершенствование профилей рельсов для кривых и прямых участков пути и их эксплуатационные показатели // Вестник ВНИИЖТ. № 7. 2000. С. 8—15.
10. **Евдокимов Б. А., Забелин Г. Д.** и др. Железнодорожный транспорт открытых разработок. М.: Недра, 1984. 181 с.
11. **Обобщение** передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / Пер. с англ. У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн и др. М.: Интекст, 2002. 408 с.
12. **Керопян А. М.** Исследование условий образования одноточечного и двухточечного гребневого контакта между колесом и рельсом при движении локомотива в карьере // Сб. материалов Междунар. науч.-

практ. конф. "Открытые горные работы в XXI веке". Красноярск, 4–7 октября 2011 г. С. 165–169.

13. **Флячинский К. П.** Влияние условий взаимодействия колеса и рельса на фрикционные процессы в зоне контакта: дисс. ... канд. техн. наук. Коломна, 1993. С. 66.

14. **Шлифование** рельсов. Совершенствование методики и технологии // Железные дороги мира. № 9. 2000. С. 1–10 / Подборка статей из журн. *Railway Track &*

Structures. 1998. № 6 (С. 49–50). 1999. № 6 (С. 19–23 и С. 55–57).

15. **Керопян А. М., Кряжев Н. М., Сизин П. Е., Басов Р. К.** Условия взаимодействия колес карьерных локомотивов с рельсами и определение рациональных геометрических параметров их контактирующих поверхностей // Горная промышленность. № 4. 2012. С. 108–110.

A. M. Keropyan, Associate Professor, e-mail: am_kerop@mail.ru, **P. M. Verzhansky**, Professor, **R. K. Basov**, Postgraduate Student, National University of Science and Technology "MISIS", Moscow, Russia

Rational Geometrical Parameters of the Working Surfaces of the Rail and Wheel Tread Career Locomotive Operating in the Mode of Traction

In the theoretical studies of the interaction of wheel tyres career locomotive rails in terms of conformal single point of contact (when driving on the straight parts) and ridge point-to-point contact (when driving on curved sections) career track; using the mathematical dependence of the radius of curvature of the working profile of the rail head and wheel tread in their area of contact, and provides guidelines for determining the radii of the contacting surfaces to ensure conformal contact, increasing traction system capacity "wheel – rail".

Keywords: single-point, point-to-point, conformal contacts, rail head, the radius of curvature, of a system of wheel-rail, traction ability, track skating, the actual contact area, grinding of rails

References

1. **Naumov V. I.** *Vliyaniye kontaktnoy prochnosti metalla na silu stsepleniya koleasa s relsom*. Trudy VNIIZhT. Vol. 255. M.: Transzheldorizdat, 1963.

2. **Frenkel' E. M.** *K voprosu o stseplenii koleasa s relsom*. Trudy HIIT. Vol. 23. M.: Transzheldorizdat, 1953.

3. **Luzhnov Yu. M.** *Nanotribologiya stsepleniya koleasa s relsami. Realnost i vozmozhnosti*. M.: Intekst, 2009. 176 p.

4. **Kragel'skiy I. V., Dobyichin M. N., Kombalov V. S.** *Osnovnyy raschetov na trenie i iznos*. M.: Mashinostroenie, 1977. 526 p.

5. **Demkin N. B.** *Kontaktirovaniye sherohovatyih poverhnostey*. M.: Nauka, 1970. 227 p.

6. **Kragel'skiy I. V., Mihin N. M.** *Uzlyi treniya mashin: Spravochnik*. M.: Mashinostroenie, 1984. 280 p.

7. **Kombalov V. S.** *Vliyaniye sherohovatosti tverdyih tel na trenie i iznos*. M.: Nauka, 1974. 112 p.

8. **Instruktsiya** po formirovaniyu, remontu i soderzhaniyu kolesnyih par tyagovogo podvizhnogo sostava zheleznyih dorog kolei 1520 mm (s izmeneniyami i dopolneniyami, utverzhdeniyami ukazaniem MPS Rossii ot 23.08.2000 N. K-2273u).

9. **Shiladzhyan A. A.** Sovershenstvovanie profiley relssov dlya krivyih i pryamyih uchastkov puti i ikh ekspluatatsionnyye pokazateli. *Vestnik VNIIZhT*. N. 7, 2000. P. 8–15.

10. **Evdokimov B. A., Zabelin G. D.** i dr. *Zheleznodorozhnyiy transport otkrytyih razrabotok*. M.: Nedra, 1984. 181 p.

11. **Obobschenie** peredovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya koleasa i relsa. Per. s angl. U. Dzh. Harris, S. M. Zaharov, Dzh. Landgren i dr. M.: Intekst, 2002. 408 p.

12. **Keropyan A. M.** Issledovanie usloviy obrazovaniya odnotochechnogo i dvuhtochechnogo grebnevoogo kontakta mezhdu koleasom i relsom pri dvizhenii lokomotiva v kar'ere. Sb. materialov Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. "Otkrytye gornyye raboty v XXI veke". Krasnoyarsk, 4–7 oktyabrya 2011 g. P. 165–169.

13. **Flyachinskiy K. P.** Vliyaniye usloviy vzaimodeystviya koleasa i rel'sa na friktsionnyye protsessy v zone kontakta: dis. ... kand. tehn. nauk. Kolomna, 1993. P. 66.

14. **Shlifovanie** rel'sov. Sovershenstvovanie metodiki i tehnologii. *Zheleznyie dorogi mira*. N. 9. 2000. P. 1–10. *Podborka statey iz zhurnalov Railway Track & Structures*. 1998. N. 6 (P. 49–50). 1999. N. 6 (P. 19–23 i P. 55–57).

15. **Keropyan A. M., Kryazhev N. M., Sizin P. E., Basov R. K.** Usloviya vzaimodeystviya koleasa kar'ernyih lokomotivov s rel'sami i opredelenie ratsional'nyih geometricheskikh parametrov ikh kontaktiruyuschih poverhnostey. *Gornaya promyshlennost'*. N. 4. 2012. P. 108–110.

Ю. Д. Абрашкевич, д-р техн. наук, проф., Л. Е. Пелевин, канд. тех. наук, проф., Н. Н. Карпенко, студ., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина

E-mail: karpenko_knuba@ukr.net, pelevin_leonid@ukr.net

Гидроавтоматическая система гашения динамических колебаний

Разработаны навеска рыхлителя и гидроавтоматическая система гашения динамических колебаний, возникающих на рабочем органе, для предотвращения передачи этих колебаний к базовой машине через навеску. Проведен расчет периода скалывания грунта при работе рыхлителя и времени запаздывания срабатывания гасителя динамических колебаний, на основе которых устанавливается способность гидроавтоматической системы гашения динамических колебаний вовремя срабатывать, обеспечивая предотвращение передачи колебаний к базовой машине.

Ключевые слова: гаситель, динамические колебания, гидроавтоматическая система, время запаздывания срабатывания, период скалывания грунта

Во время работы рыхлителя (рис. 1) часто возникает необходимость гашения колебаний, передаваемых на машину от зуба рыхлителя. Колебания могут передаваться на машину и нести разру-



Рис. 1. Рыхлитель

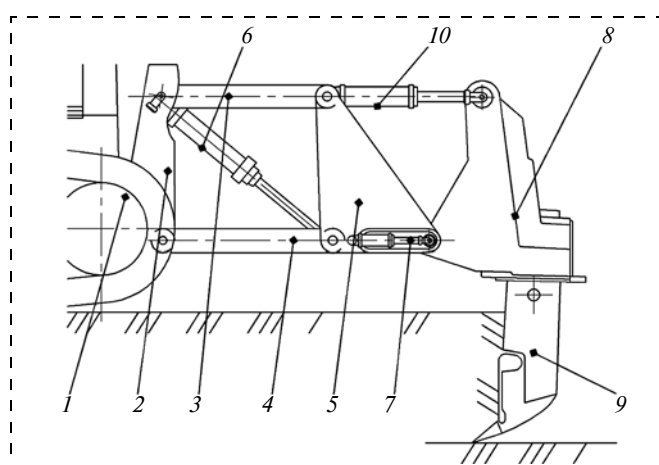


Рис. 2. Навеска рыхлителя с гасителем колебаний

нительный характер. Для гашения колебаний от рабочего органа к базовой машине применяют так называемые упругие элементы, которые гасят колебания, передаваемые к базовой машине. Основным методом гашения колебаний является метод динамического гашения колебаний [1]. Он заключается в присоединении к объекту виброзащиты или дополнительных устройств. Работа динамических гасителей базируется на гашении силовых действий, переданных на машину.

На сегодняшний день наиболее перспективным является гидравлическая система гашения колебаний, спроектированная на базе амортизаторов и гидравлических демпферов.

При этом возникает вопрос проектирования не только системы гашения, но и навески рыхлителя для улучшения защиты базовой машины от вибрации. Предлагается следующая схема рыхлителя с навеской, оборудованной гасителем колебаний.

Рыхлитель представляет собой базовую тяговую машину 1 (рис. 2), сзади которой установлена опорная рама 2, к которой через верхнюю 3 и нижнюю 4 тяговые рамы шарнирно крепится модуль 5 изменения угла разрыхления. Между опорной рамой 2 и модулем 5 изменения угла разрыхления шарнирно установлен гидроцилиндр подъема 6. К модулю 5 изменения угла разрыхления через гасители динамических колебаний 7 прикреплена рабочая балка 8 с зубом 9. Верхние части модуля 5 изменения угла разрыхления и рабочей балки 8 соединены гидроцилиндром 10 изменения угла разрыхления.

Для повышения эффективности гашения динамических колебаний была разработана гидроавтоматическая система гашения динамических

колебаний (рис. 3 и 4)*, которая работает следующим образом.

Колебания, которые передаются от рабочего органа к базовой машине, гасятся с помощью гасителя динамических колебаний 1.

При колебании активного органа шток 3 пытается воспроизводить колебательные движения в корпусе 2. При этом когда направление колебательного движения осуществляется, например, влево за счет перемещения рабочей жидкости через дроссельные отверстия 6 поршня 4, штоковый 8 и поршневой 11 закрывающие клапаны движутся вправо. При этом штоковый закрывающий клапан 8 прижимается к штоковой шайбе 7. Между тем, поршневой закрывающий клапан 11 прижимается к поршню 4, перекрывая дроссельные отверстия 6, в результате чего жидкость начинает перетекать через проходные отверстия 12, гася движение штока 3 влево. После того как поршень 4 достигает геркона 14, магнитное поле от магнита постоянного действия 5 замкнет контакты геркона 14 (см. рис. 4, б). Сигнал поступит на предохранительное реле 22, которое замкнет нормально открытый контакт 23. Он в свою очередь включит реле 24 задержки выключения. После чего реле 24 задержки выключения замкнет контакт 25, который включит электромагнитное управление 21. Электромагнитное управление 21 переключает распределитель 18 в левое положение. Гидронасос 15 через регулируемый дроссель с обратным клапаном 26, который регулирует подачу гидравлической жидкости, распределитель 18 и напорную магистраль 19 дает дополнительную порцию жидкости в поршневую полость гасителя 1 динамических колебаний. Избыток жидкости вытекает из штоковой полости гасителя 1 динамических колебаний через сливную магистраль 20 и распределитель 18 в бак 16. Когда шток 3 движется вправо за счет перемещения рабочей жидкости через дроссельные отверстия 6, штоковый 8 и поршневой 11 закрывающие клапаны движутся влево. Поршневой закрывающий клапан 11 прижимается к поршневой шайбе 10, а штоковый 8 закрывающий клапан прижимается к поршню 4, перекрывая дроссельные отверстия 6. В результате жидкость начинает перетекать через проходные отверстия 9, гася движение штока 3 вправо. После того как поршень 4 удалится от геркона 14 и магнитное поле магнита 5 постоянного действия перестанет вли-

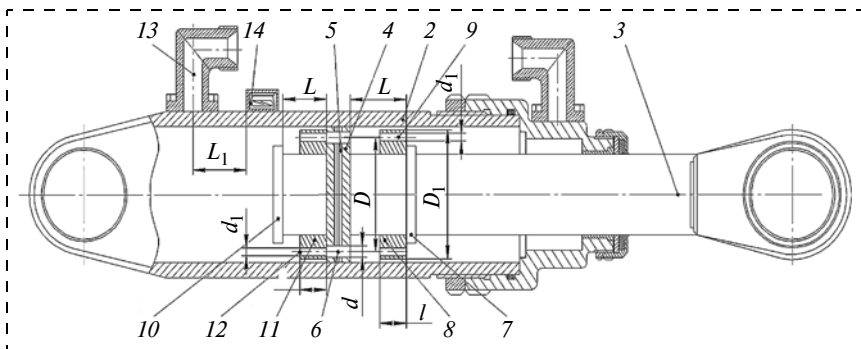


Рис. 3. Гаситель динамических колебаний

ять на геркон 14 (контакты геркона разомкнутся), сигнал перестанет подаваться к нормально открытому контакту 23. Он в свою очередь разомкнется, выключая реле 24 задержки выключения. Оно некоторое время будет работать, давая возможность гидронасосу 15 подать несколько порций дополнительной жидкости в поршневую полость гасителя 1 колебаний для дальнейшего отвода поршня 4 от геркона 14. После того как реле 24 задержки выключения выключит контакт 25, электромагнитное управление 21 переключит распределитель 18 в крайнее правое положение, после чего дополнительная порция жидкости через патрубок 13 подастся в гаситель 1 динамических колебаний. Вследствие работы гасителя 1 динамических колебаний уменьшаются динамические колебания на базовую машину во время работы рабочих органов активно-го действия.

Техническая характеристика гасителя

Номинальный диаметр, мм:	
поршня	80
штока	40
Ход штока, мм	400
Длина в сжатом состоянии, мм	720 ± 2
Толщина стенки, мм	4
Объем рабочей жидкости, см ³	1660 ± 5
Масса, кг, не более	7,4

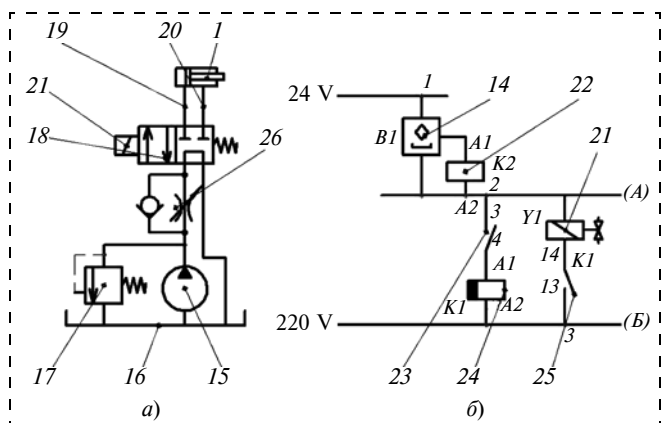


Рис. 4. Гидравлическая схема управления гасителя динамических колебаний (а) и электрическая схема управления распределителем (б)

* Нумерация позиций на рис. 3 и 4 сквозная.

При проектировании гидроавтоматических систем гашения динамических колебаний необходимо учитывать динамические характеристики систем, к которым, в частности, относятся скорость передачи сигналов, суммарное быстродействие системы, колебания давления в различных точках системы (включая гидравлические удары), устойчивость системы и качество переходных процессов.

Движение исполнительного механизма наступает всегда с некоторым запаздыванием относительно входного сигнала. Знание величины запаздывания позволяет выполнить динамический расчет системы, установить суммарное время срабатывания, а также определить необходимость введения соответствующих звеньев для компенсации запаздывания в зависимости от частоты управляющего сигнала и установления времени подачи соответствующих импульсов.

Для выполнения расчетов необходимо знать основные параметры системы, включая размеры трубопроводов, гидравлические и механические сопротивления, свойства рабочей жидкости и гидравлических аппаратов, характеристики источников гидравлической энергии [2].

Суммарное время запаздывания срабатывания элементов гидравлической системы может быть в первом приближении определено по формуле

$$t_3 = \frac{\Delta V + V_1}{Q_H + 0,5Q_B}, \quad (1)$$

где ΔV — уменьшение объема жидкости в системе при увеличении давления на Δp , м³; V_1 — объем жидкости, необходимый для заполнения дополнительных объемов в системе, м³; Q_B — потери жидкости в системе с рабочим давлением, м³/с; Q_H — номинальный расход жидкости в системе, м³/с.

Номинальный расход жидкости в системе определяется по формуле

$$Q_H = \frac{17,1N_H}{P_H}, \quad (2)$$

где N_H — мощность гидропривода, кВт; P_H — номинальное давление гидросистемы, МПа.

Объем жидкости, необходимый для заполнения дополнительных объемов в системе, равен 5...10 % от всего объема жидкости в гидросистеме: $V_1 = (0,05...0,1)V$.

Общий объем жидкости в гидросистеме рассчитывается по формуле

$$V = V_{\text{труб}} + V_{\text{обор}}, \quad (3)$$

где $V_{\text{обор}}$ — объем гидравлической жидкости, находящийся в оборудовании гидросистемы, м³; $V_{\text{труб}}$ — объем гидравлической жидкости, находя-

щийся в трубопроводе гидросистемы, м³, который рассчитывается из уравнения

$$V_{\text{труб}} = \frac{\pi D^2}{4} L, \quad (4)$$

где L — суммарная длина трубопроводов системы, м; D — внутренний диаметр трубопровода гидросистемы, м, рассчитываемый по формуле

$$D = 4,5 \sqrt{Q_H / W}, \quad (5)$$

где W — скорость движения жидкости в гидросистеме при заданном давлении, м/с.

Из первого приближения времени запаздывания срабатывания элементов гидравлической системы (1) получим уравнение

$$t_3 = \frac{\Delta V + V_1}{Q_H} \frac{1}{1 - \frac{Q_B}{2Q_H}}. \quad (6)$$

Учтем следующее.

- Потери жидкости в системе:

$$Q_B = K_B P, \quad (7)$$

где P — рабочее давление в системе, МПа; K_B — коэффициент утечки, кВт/МПа², который получим из уравнения

$$K_B = \frac{17,1N_H}{P^2}. \quad (8)$$

- Сокращение объема жидкости в системе при увеличении давления на Δp рассчитывается по формуле

$$\Delta S = \delta S_1 L, \quad (9)$$

где δ — коэффициент уменьшения объема жидкости, зависящий от рабочего давления; S_1 — поперечное сечение трубопровода гидросистемы, м², причем

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}. \quad (10)$$

В конечном итоге получим упрощенное уравнение для определения запаздывания срабатывания (быстродействия), которое будет иметь вид

$$t_3 = \frac{\delta S_1 L + V_1}{Q_H - 0,5 K_B P}. \quad (11)$$

Из зависимости (11) очевидно, что для уменьшения времени запаздывания срабатывания необходимо, чтобы:

- рабочие каналы и трубопроводы были максимально короткими и жесткими;
- объемные потери были снижены до минимума;
- подача насоса должна быть значительной.

Вообще быстродействие гидроавтоматической системы гашения колебаний определяется для каждой конкретной системы при условии, что сигнал может передаваться с определенным запаздыванием, но быстродействие должно быть таким, чтобы не нарушать стабильности работы всего контура.

Для этого нам необходимо знать период скалывания грунта рыхлителя, т. е. нужно найти время, при котором динамический зуб рыхлителя делает один полный цикл своего движения T_c [3]. Период скалывания грунта является величиной, обратной к средней частоте колебаний максимумов силы резания грунта, \bar{n}_M , и определяется по формуле

$$T_c = \frac{1}{\bar{n}_M}, \text{ с}; \quad (12)$$

$$\bar{n}_M = \frac{\bar{n}_0}{0,63\dots 0,87}, \text{ с}^{-1}, \quad (13)$$

где $\bar{n}_0 = (2,0\dots 2,8) \frac{v_{\text{раб.ор}}}{H}$ — средняя частота колебаний силы резания грунта; H — глубина рыхления, м; $v_{\text{раб.ор}}$ — скорость рабочего органа.

Определяем зависимость времени запаздывания срабатывания гасителя динамических колебаний от параметров гидросистемы для проектирования гидроавтоматической системы гашения динамических колебаний.

Предположим, что определенный динамический орган работает в скальном грунте на глубине $H = 0,3$ м. В этом случае скорость динамического органа $v = 3$ м/с.

Прежде всего определяем период скалывания грунта

$$T_c = \frac{1}{\bar{n}_M} = \frac{1}{15,3} = 0,09 \text{ с}.$$

Определяем из зависимости (13) среднюю частоту колебаний сил резания:

$$\bar{n}_M = \frac{\bar{n}_0}{0,63\dots 0,87} = \frac{13,3}{0,87} = 15,3 \text{ с}^{-1}.$$

$$\bar{n}_0 = (2,0\dots 2,8) \frac{v_{\text{раб.ор}}}{H} = 2 \cdot \frac{2}{0,3} = 13,3 \text{ с}^{-1}.$$

Выходные данные гидросистемы гашения динамических колебаний:

$$N_H = 100 \text{ кВт}; P_H = 25 \text{ МПа}; P = 25 \text{ МПа}; \\ L = 20 \text{ м}; W = 4,25 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проведем расчеты:

$$Q_H = \frac{17,1 \cdot 30}{25} = 20,5 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D = 4,5 \cdot \sqrt{20,5/4,25} = 9,8 \text{ мм};$$

$$V_{\text{труб}} = \frac{3,14 \cdot 0,0098^2}{4} \cdot 20 = 0,0015 \text{ м}^3;$$

$$V_1 = (0,0015 + 0,0549) \cdot 0,1 = 0,0056 \text{ м}^3;$$

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot 0,0098^2}{4} = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$K_B = \frac{17,1 \cdot 30}{25^2} = 0,82 \text{ кВт/МПа}^2;$$

$$t_3 = \frac{30 \cdot 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot 20 + 0,0056}{20,5 - 0,5 \cdot 0,82 \cdot 30} = 0,004 \text{ с}.$$

Из приведенного примера можно сделать вывод, что быстродействие системы гашения колебания удовлетворяет заданному условию работы данного динамического органа, так как запаздывание срабатывания составляет менее 15 % от периода скалывания грунта.

Изменяя параметры гидроавтоматической системы гашения динамических колебаний, а именно подачу гидрожидкостей в системе и коэффициент уменьшения объема жидкости, определяем зависимость времени запаздывания срабатывания гидроавтоматической системы гашения динамических колебаний (быстродействия) от подачи гидро-

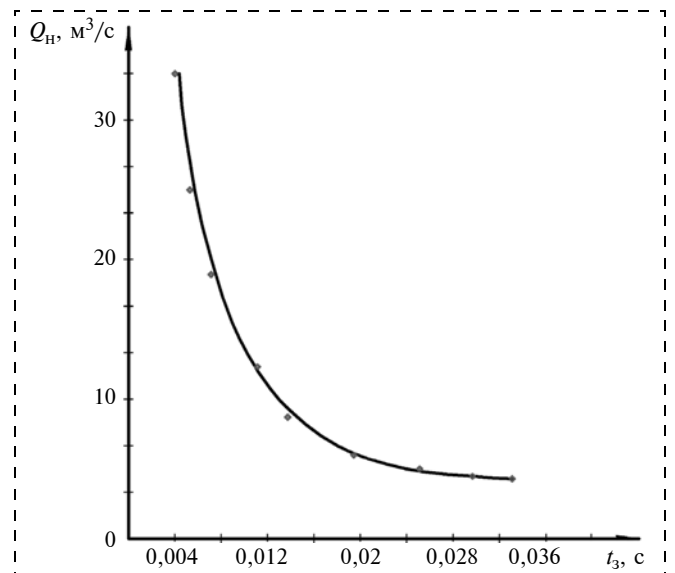


Рис. 5. Зависимость времени запаздывания срабатывания гидравлической системы гашения динамических колебаний от подачи гидравлической жидкости системы

Выводы

На основании из анализа амортизирующих устройств для динамического гашения колебаний в гидравлической системе построена математическая модель процесса определения времени запаздывания их срабатывания, которая позволяет проектировать гидроавтоматические системы гашения динамических колебаний.

Разработана новая конструкция навески рыхлителя и гидроавтоматической системы гашения динамических колебаний с возможностью изменения параметров.

Предложенная конструкция обеспечивает регулирующую виброизоляцию базовой машины от колебаний активного оборудования и может быть использована при работе рыхлителя для защиты базовой машины от динамических колебаний, возникающих на зубе рыхлителя активного действия.

Список литературы

1. **Челомей В. Н.** Вибрации в технике: Справочник: В 6 томах. М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.
2. **Гийом М.** Исследование и расчет гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1964. 387 с.
3. **Ветров Ю. А., Власов В. В.** Машины для земляных работ. Примеры расчета: науч. пособие. К.: ИСДО, 1995. 304 с.

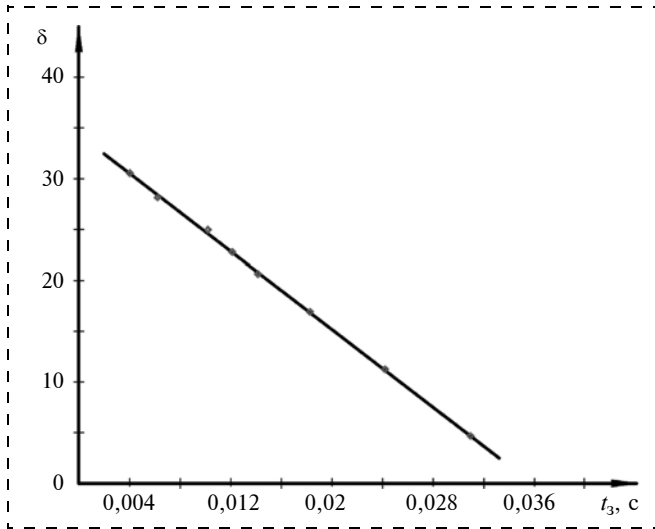


Рис. 6. Зависимость времени запаздывания срабатывания гидравлической системы гашения динамических колебаний от коэффициента уменьшения объема жидкости

жидкости системы (рис. 5) и от коэффициента уменьшения объема жидкости (рис. 6).

Изменяя коэффициент уменьшения объема жидкости и подачу гидрожидкости системы, можем получить регулирующую гидроавтоматическую систему гашения динамических колебаний.

Yu. D. Abrashkevych, Professor, **L. E. Pelevin**, Professor, e-mail: pelevin_leonid@ukr.net,
N. N. Karpenko, Student, e-mail: karpenko_knuba@ukr.net,
Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

Hydroautomatic System Quenching of the Dynamic Vibrations

Was developed hitch of the ripper and hydroautomatic system dynamic quenching oscillations that occur in working unit to prevent the transmission of vibrations to the base of the machine. Made the mathematical model for determining the time delay operation of the hydroautomatic system of dynamic quenching of oscillations, whose value can create hydroautomatic system damping time reacting to dynamic external disturbances. Was made a calculation of the period of cleavage the soil when ripper work and the time delay operation quencher dynamic oscillations from which it is possible to establish the ability of the hydroautomatic system of dynamic quenching oscillations in time operate.

Keywords: quencher, the dynamic oscillations, hydroautomatic system, the time lag response, period cleavage soil

References

1. **Chelomej V. N.** *Vibracii v tehnike: Spravochnik: V 6 tomah.* M.: Mashinostroenie, 1981. Vol. 6. 456 p.

2. **Gijom M.** *Issledovanie i raschet gidravlicheskih sistem.* M.: Mashinostroenie, 1964. 387 p.

3. **Vetrov Ju. A., Vlasov V. V.** *Mashiny dlja zemljanyh robot. Primery rascheta: nauch. posobie.* K.: ISDO, 1995. 304 p.

Разработка и исследование способа ликвидации флаттера бурового инструмента станков шарошечного бурения

При работе буровых станков постоянно возникают экстремальные динамические нагрузки. Их разрушительное действие на оборудование и обслуживающий персонал появляется внезапно, непредсказуемо для бурильщиков вследствие флаттера бурового инструмента. Флаттер бурового инструмента приводит к увеличению потребления электроэнергии, повышенному износу бурового инструмента и значительной вибрации на рабочем месте машиниста бурового станка. Разработан новый способ ликвидации флаттера бурового инструмента, который позволяет снизить динамические нагрузки на узлы бурового станка, а также вибрацию на рабочем месте машиниста до санитарных норм и повысить скорость бурения.

Ключевые слова: буровой станок, флаттер бурового инструмента, динамические нагрузки, скорость бурения

Проблема и ее связь с практическими задачами

К основным проблемам буровых работ относятся необходимость повышения надежности и работоспособности рабочего оборудования, стойкости бурового инструмента, а также снижение вредного воздействия вибрации на машиниста бурового станка.

Анализ исследований и публикаций

При работе станков шарошечного бурения и особенно современных широко применяемых типоразмеров СБШ-250МНА-32, УСБШ-250А, СБШ-270ИЗ и др. со шпиндельной схемой вращательно-подающего механизма почти постоянно возникает явление интенсивной вибрации бурового инструмента и экстремальных нагрузок всего станка в целом.

Экстремальные нагрузки на буровых станках, их разрушительное воздействие на оборудование и обслуживающий персонал появляются внезапно, непредсказуемо для бурильщиков. То есть имеется некоторое подобие с явлением флаттера на самолетах в авиации, поэтому у станков шарошечного бурения такие режимы мы назвали флаттером бурового инструмента (дословно от англ. Flutter — трепыхаться) [1].

Известен способ ликвидации флаттера бурового инструмента станков шарошечного бурения, при котором ограничивают частоту вращения бурового става по уровню вибрации. Если вибрация превышает заданный предел, то дается команда на снижение частоты вращения бурового инструмента до 30...60 мин⁻¹ [2]. Недостатком этого способа является существенное ограничение частоты вращения бурового инструмента, что приводит к снижению скорости бурения.

Известен также способ, основанный на заштыбовке скважины за счет снижения подачи воды на ее промывку от бурового шлама. При этом в скважине образуется густая абразивная пульпа, хорошо демпфирующая колебания бурового инструмента. Заштыбовка приводит к снижению поперечных колебаний бурового инструмента и вибрации всего станка [3].

Существенным недостатком этого способа является увеличение момента сопротивления вращению бурового става за счет абразивной пульпы. Как следствие этого до 1,5 раз увеличиваются энергозатраты на вращение инструмента и в целом на процесс бурения. При этом происходит интенсивный абразивный износ поверхности бурового става и долота.

Постановка задачи

Разработка способа снижения энергозатрат, повышения скорости бурения, снижения износа бурового инструмента и вибрационных нагрузок станков шарошечного бурения путем ликвидации флаттера бурового инструмента без специальных технических средств автоматического управления режимами бурения.

Изложение материала и результаты

Поставленная задача решается тем, что по заданным геометрическим параметрам штанг бурового инструмента и материала, из которого они изготовлены, осуществляется динамический расчет частот и деформаций бурового става. При этом учитываются конусность штанг вследствие износа и ступенчатые переходы на соединительных муфтах, а также ротация штанг бурового става по мере их износа.

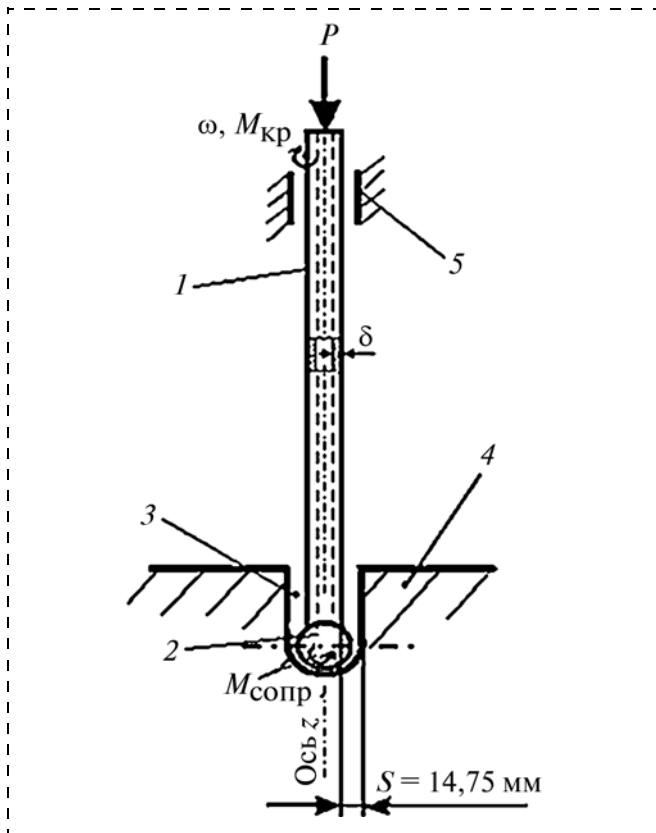


Рис. 1. Компьютерная модель штатного варианта буровой штанги: 1 — штанга; 2 — долото; 3 — скважина; 4 — порода; δ — толщина стенки буровой штанги; S — зазор между штангой и стенкой скважины

Для этого разработана компьютерная модель бурового става (рис. 1). Были заданы следующие условия: штанга $\varnothing 215$ мм; $\delta = 51,5$ мм, две штанги по 8 м; длина става $L = 16$ м; материал штанги сталь 45;

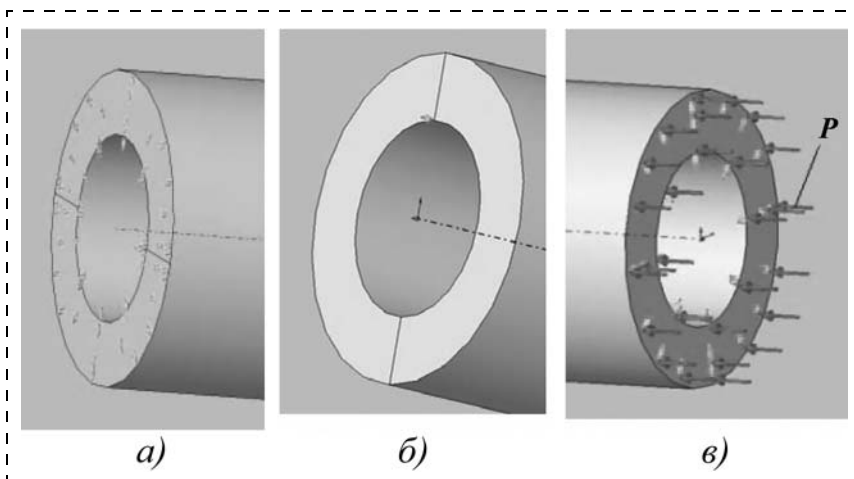


Рис. 2. Учет условий закрепления и осевого усилия бурового става при моделировании в SolidWorks:

а — закрепление верхнего и нижнего концов бурового става от радиальных перемещений; б — закрепление шаровой пяты в нижней точке для обеспечения возможности изгиба бурового става; в — приложение осевого усилия подачи к верхнему концу бурового става

число собственных частот (мод) задавалось равным пяти; в гармонических параметрах задавался диапазон рабочих (возмущающих) частот ω от 0 до 70 с^{-1} . Затем в модели выбраны условия закрепления концов и приложения усилия подачи P в соответствии с разработанной компьютерной моделью (рис. 2). Коэффициент модального демпфирования изменяется для слабодемпфированных систем от 0,01 и для сильнодемпфированных систем — до 0,15 или более. Модальное демпфирование задавалось с учетом коэффициента слабого модального демпфирования из приложений SolidWorks (металлические конструкции с соединениями — резьбовое соединение штанг — $C_{cr} = 0,03$). Далее с помощью приложения FFiplus программного комплекса SolidWorks рассчитывается максимальная амплитуда резонансных колебаний $A_{max} = 155,2$ мм (рис. 3). Как видно на рисунке, для штатного варианта бурового става, состоящего из тяжелых толстостенных штанг $\varnothing 215 \times 51,5$ мм, собственная частота первой моды $f_c = 1,885$ Гц (круговая собственная частота $\omega = 11,9 \text{ с}^{-1}$) при осевом усилии $P = 200$ кН. Эти данные в качестве компьютерного эксперимента можно сравнивать с теоретическим определением амплитуд вынужденных поперечных колебаний буровых штанг станков шарошечного бурения [4]. Теоретические расчеты по первой моде отличаются от компьютерного эксперимента по круговой частоте на 75 %, а по амплитуде — на 0,04 %, что можно считать хорошим подтверждением теоретических расчетов.

Флаттер бурового инструмента — это процесс резонансных поперечных колебаний бурового става, когда частота вращения равна частоте собственных поперечных колебаний [4], амплитуды которых до 10 раз превосходят зазор S между стенкой скважины и поверхностью штанги. При этом буровой став в виброударном режиме скоблит по стенке скважины, генерируя экстремальные нагрузки, которые разрушают металлоконструкцию мачты и увеличивают вибрацию на рабочем месте машиниста в 8—9 раз выше нормы.

Основным генератором флаттера бурового инструмента является вращательно-подающий механизм (ВПМ) бурового става в режимах работы, при которых со-

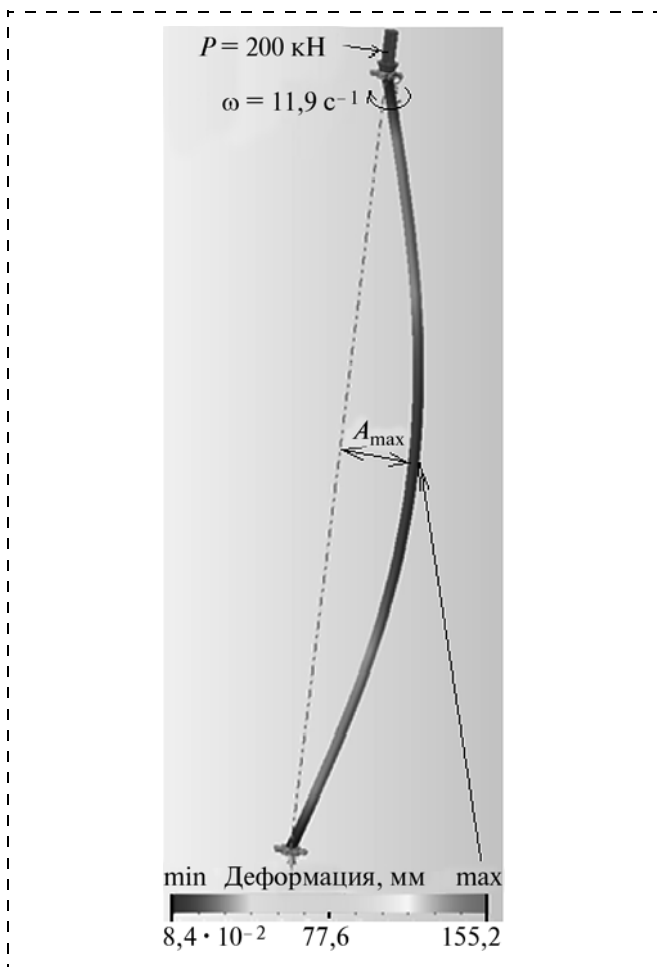


Рис. 3. Результат моделирования: максимальная амплитуда $A_{\max} = 155,2$ мм; мода $f_c = 1,885$ Гц; резонансная частота вращения $n = 113$ мин $^{-1}$ ($\omega = 11,9$ с $^{-1}$); осевое усилие $P = 200$ кН

здаются условия виброударного взаимодействия бурового става со стенкой скважины. Как было сказано выше, флаттер возникает при условии совпадения частоты ВПМ с первой модой собственных поперечных колебаний штанги. При этом, поскольку буровая штанга представляет собой систему с распределенными параметрами, таких частот несколько (пять и более). Совпадением частоты первой моды с частотой вращателя создаются условия, которые приводят к флаттеру бурового инструмента. Колебания более высокочастотных мод в режиме флаттера приводят к полигармоническому резонансу.

Для ликвидации флаттера режимы бурения на основании расчетов выбирают таким образом, чтобы частота вращения бурового инструмента не совпала ни с одной из мод собственных колебаний буровой штанги [5]. При этом частоты вращения задают таким образом, чтобы поперечные ампли-

туды колебаний штанги a_i были не больше зазора S между стенкой скважины и наружной поверхностью инструмента ($a_i \leq S$, см. рис. 1). В таком случае трение о стенку скважины минимальное или отсутствует и флаттер бурового инструмента не возникает. Задавая рациональные осевые усилия подачи, обеспечивают увеличение скорости бурения и стойкости долота, значительно меньше стирается наружная поверхность буровой штанги, вибрация на рабочем месте машиниста и динамические нагрузки в элементах мачты не превышают допустимых значений.

Разработанный способ проверен [4] в условиях Ингулецкого ГОКа, г. Кривой Рог, на станке УСБШ-250А. На частоте отстройки путем увеличения частоты вращения вращателя до 120...130 мин $^{-1}$ потребление энергии снижается на 7 % по сравнению с режимом флаттера. При этом скорость бурения возрастает на 15,5 %, стойкость долота не уменьшается, вибрация на рабочем месте машиниста не превышает допустимых значений.

Поставленная задача разработки способа снижения энергозатрат, повышения скорости бурения, снижения вибрационных нагрузок станков шарошечного бурения за счет ликвидации флаттера бурового инструмента без специальных технических средств автоматического управления режимами бурения достигнута.

Список литературы

1. **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.
2. **Терехов Н. И., Аврамов И. С., Гаврилов П. Д., Кунинин П. Н.** Регулирование и управление режимами бурения взрывных скважин. Л.: Недра, 1980. С. 44–45.
3. **Громадский А. С., Горбачов Ю. Г., Громадский Влад. А.** Энергосберегающая технология безрезонансной работы станков шарошечного бурения // Форум горняков—2010: Междунар. конф. Днепропетровск: НГУ, 2010. С. 191–196.
4. **Горбачов Ю. Г., Громадский Влад. А., Громадский Вик. А.** Снижение динамических нагрузок станков шарошечного бурения / Под ред. А. С. Громадского. Saarbrücken: Akademikvelag GmbH (Германия), 2014. 236 с.
5. **Пат.** на корисну модель 94528, Україна, МПК E21B 3/00. Спосіб ліквідації флатера бурового інструменту верстатів шарошкового буріння / Вік.А. Громадський; заявл. 14.01.2014; опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19. 12 с.

Development and Study Ways to Eliminate Flutter Drilling Toolset Support Assembly of Rotary Drilling Rig

When operating drilling rigs constantly arise extreme dynamic loads. Their devastating effects on the equipment and staff appear suddenly, unpredictably due to flutter for drillers drilling tools. Flutter drilling tools leads to an increase in electricity consumption, increased wear of drilling tools and large vibration in the workplace driver drilling rig. A new way to eliminate flutter drilling tool, which allows you to reduce the dynamic loads on the drilling rig components, as well as vibration in the workplace driver to sanitary standards and to increase the speed of drilling.

Keywords: drilling rig, drilling tools flutter, dynamic loads, drilling speed

References

1. Gromadskij Vik. A. Dinamika vrashhenija burovyyh stavov i rekomendacii racional'nyh rezhimov burenija stan-ka tipa SBSH-250. *Gornoe oborudovanie i jelectromehhanika*. 2014. N. 4. P. 17—23.
2. Terehov N. I., Avramov I. S., Gavrilov P. D., Kuninin P. N. *Regulirovanie i upravlenie rezhimami burenija vzryvnyh skvazhin*. L.: Nedra, 1980. P. 44—45.
3. Gromadskij A. S., Gorbachov Ju. G., Gromadskij Vlad. A. *Jenergoberegajushhaja tehnologija bezrezonansnoj raboty*

stankov sharoshechnogo burenija. Forum gornjakov—2010: Mezhdunar. konf. Dnepropetrovsk: NGU, 2010. P. 191—196.

4. Gorbachov Ju. G., Gromadskij Vlad. A., Gromadskij Vik. A. *Snizhenie dinamicheskikh nagruzok stankov sharoshechnogo burenija*. Pod red. A. S. Gromadskogo. Saarbrücken: Akademikvelag GmbH (Germanija), 2014. 236 p.

5. Pat. na korisnu model' 94528, Ukraïna, MPK E21V 3/00. *Sposib likvidacii flatera burovogo instrumentu verstativ sharoshkovogo burinnja*. Vik. A. Gromadskij; zajavl. 14.01.2014; opubl. 10.10.2014, Bjul. N. 19. 12 p.

ОБЗОРЫ

REVIEWS

УДК 622.23.051

Н. Н. Страбыкин, д-р техн. наук, проф., НИ ИрГТУ, г. Иркутск

E-mail: nostrab@mail.ru

Повышение эффективности использования бурового оборудования на карьерах Севера за счет внедрения инновационных технических разработок

Предложены технические решения охлаждения продувочного потока воздуха в целях предотвращения нарушений температурных режимов скважины и образования пробок из продуктов разрушения породы на забое. Это происходит при проходке скважины в глиносодержащих или илистых породах, которые при оттаивании за счет теплоты, выделяемой в процессе разрушения породы и вносимой потоком горячего продувочного воздуха от компрессора, приобретают свойства вязкости и липкости, налипают и намерзают на буровой став, перекрывая затрубное пространство скважины. Предотвратить это явление предусмотрено охлаждением потока продувочного воздуха или созданием и применением бурового инструмента, обеспечивающего низкую энергоемкость разрушения породы на забое и интенсификацию очистки скважины от буровой мелочи. В Иркутском государственном техническом университете (ИрГТУ) созданы режущие долота с продувкой скважины, позволяю-

щие разрушать крупным сколом породы крепостью до 7 ед. по шкале проф. М. М. Протодьяконова сменными резцами с меньшими затратами энергии вращателя и выходом мелких фракций буровой мелочи. Это значительно повышает эффективность бурения, снижает запыленность при работе станка, что улучшает комфортность его эксплуатации. Для проходки взрывных скважин при сложноструктурном строении мерзлых массивов ИргТУ разработаны агрегированные режущие-шарошечные долота, обеспечивающие совместное воздействие на забой режущего и шарошечного рабочих органов в зависимости от крепости пород. Оптимизация режима бурения скважин сложноструктурных мерзлых массивов позволяет использовать наиболее эффективные способы разрушения породы на забое с меньшей нагрузкой приводов механизмов бурового станка и лучшими показателями его работы.

Ключевые слова: мерзлые сложноструктурные массивы горных пород, проходка взрывных скважин на карьерах, породоразрушающий буровой инструмент, эффективность очистки скважин

Объективная необходимость нормализации температурного режима скважин при бурении взрывных скважин в мерзлых массивах

На угледобывающих предприятиях с открытым способом добычи, карьерах черной и цветной металлургии, руд благородных металлов и алмазов при буровзрывном способе подготовки горной массы к выемке широко применяются станки шарошечного бурения ЗСБШ-200-60, 6СБШ-200-32, СБШ-250МНА-32 и СБШ-270ИЗ. Несмотря на локальные усовершенствования отдельных узлов и механизмов со времени внедрения этих моделей (середина 1970-х гг.), кардинальной модернизации станков не проводилось. Уровень большинства технических решений, используемых в применяемых на карьерах отечественных станках шарошечного бурения, морально устарел и соответствует уровню зарубежных станков 30—40-летней давности. Сопоставление конструктивного исполнения, технических характеристик и опыта применения отечественных и зарубежных станков шарошечного бурения свидетельствует о существенных преимуществах импортной техники (более высокие производительность, уровень механизации и автоматизации основных и вспомогательных операций, надежность работы и комфортность обслуживания). Весьма важное значение в этом случае имеют также качество выпускаемого оборудования и его функциональные возможности (производительность, удельные затраты на проходку 1 м скважины, безопасность и комфортность эксплуатации).

Разрабатывая и изготавливая технику для бурения взрывных скважин, УГМК "Рудгормаш" заложил ряд перспективных конструктивных и технологических решений, позволяющих интенсифицировать выполнение буровзрывных работ на карьерах с различными особенностями геологического строения и температурного состояния пород горного массива. Однако специфика сложноструктурных многолетнемерзлых массивов горных пород карьеров, разрабатывающих месторождения полезных ископаемых Сибири, Якутии

и северо-востока РФ, такова, что накладывает необходимость выполнения дополнительных требований для эффективного разрушения породы на забое скважины и ее очистки от продуктов разрушения.

Имевшее место в последние годы на горно-добывающих предприятиях с открытой добычей месторождений полезных ископаемых непрерывное повышение степени изношенности и удельного веса бурового оборудования без остаточной стоимости часто сопровождается ростом аварийности и затрат на восстановление и недоиспользованием технических возможностей по производительности. Поэтому значительная часть данного оборудования должна быть заменена либо существенно модернизирована в течение ближайших лет.

Рациональной в этом случае следует считать возможность поддержания в работоспособном состоянии эффективно действующего парка буровых станков путем проведения капитально-восстановительного ремонта изношенных механизмов, позволяющего продлить сроки его безопасной производительной эксплуатации в пределах остаточного ресурса. В связи с этим Иркутским округом Ростехнадзора разработана методика "Определение остаточного ресурса технических устройств, применяемых на угледобывающих предприятиях, и переоборудование систем управления техническим обслуживанием и ремонтом в соответствии с требуемым уровнем эффективности". Использование данной методики дает возможность прогнозировать ресурс дальнейшей эксплуатации горно-добывающего оборудования с одновременной модернизацией его механической и электрической частей [1].

В последние годы наблюдается некоторый рост использования бурового оборудования за счет замены буровых станков, отработавших свой ресурс, и ввода частично модернизированных моделей, что позволило повысить их коэффициент использования до 0,6, а среднесменную производительность — до 200...240 м. Более высокие показатели работы обеспечивают гидрофицированные станки СБШ-160/200-40, разработанные УГМК "Рудгор-

маш". Данный станок в основном обладает техническим и технологическим уровнем и эксплуатационными показателями зарубежных моделей. Однако и в нем не учтена специфика условий работы на карьерах Севера, связанная с необходимостью предотвращения нарушений температурного режима скважины и повышением эффективности разрушения мерзлой породы на забое и очистки скважины.

Особенности при проходке скважин в мерзлых породах, обладающих, как правило, повышенной влажностью, состоят в том, что процесс разрушения сопровождается выделением теплоты, которая совместно с теплотой, вносимой горячим продувочным потоком сжатого воздуха от компрессора, приводит к оттаиванию буровой мелочи в призабойной зоне скважины. В этом случае разрушение породы из хрупкого переходит в вязко-пластичное, что является причиной образования сальников вокруг бурового долота и в затрубном пространстве скважины и завершается нарушением ее эффективной очистки. Этому же содействует оттаивание буровой мелочи, особенно при проходке глинодержащих вязких прослоек. Избежать подобных явлений можно созданием малоэнергоёмких породоразрушающих буровых инструментов, обеспечивающих крупный скол породы на забое, оптимизацией параметров режима бурения (осевого усилия, частоты вращения бурового става и расхода потока продувочного воздуха), а также стабилизацией температурного режима скважины, при котором не происходит растепления породы в процессе разрушения ее на забое и буровой мелочи в призабойном и затрубном пространствах скважины. Учитывать названные выше особенности весьма важно ввиду сложного литологического строения мерзлых массивов с изменением физико-механических, мерзлотных, гидрологических свойств горных пород по глубине и криогенной структуры массивов, слагающих уступы.

Нормализация температуры в призабойной зоне может быть достигнута, когда температура частиц буровой мелочи не превышает $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Такое условие может быть выполнено подачей на забой продувочного воздуха, имеющего отрицательную температуру. Проведенные исследования бурения скважин в условиях многолетнемерзлых массивов свидетельствуют о том, что при температуре воздуха $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ осложнений в процессе бурения не наблюдалось, так как температура продуктов разрушения остается близкой к агрегатному состоянию. Следовательно, нормализация температур-

ного режима продуктов разрушения возможна при положительной температуре долота. В холодный период года температура воздушного потока на выходе из долота составляет $8...10\text{ }^{\circ}\text{C}$. При такой температуре и использовании шарошечных долот оттайке подвергаются наиболее мелкие частицы буровой мелочи. Во избежание оттаивания мелких фракций продуктов разрушения необходимо поддерживать температуру в призабойной зоне скважины $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, что может быть достигнуто охлаждением потока воздуха, поступающего на продувку.

Технические решения, позволяющие предотвратить нарушения очистки скважин, продуктов разрушения мерзлых пород в условиях Севера

ИрГТУ разработан батарейный трубчатый теплообменник для установки на станках ЗСБШ-200Н, СБШ-250МН и др., охлаждающий поток продувочного воздуха до отрицательных температур [2]. В этом случае воздух, поступающий на продувку скважины, контактируя с частицами буровой мелочи, понижает их температуру и поглощает свободную влагу, дополнительно осушая скважину. Выбор параметров теплообменника установки охлаждения проведен с учетом теории теплообменных процессов. Установки для охлаждения потока продувочного воздуха были разработаны ИрГТУ, изготовлены механическими мастерскими Депутатского оловодобывающего ГОКа прииска "Курчатовский ПО Северовостокзолото" и акционерной компанией "АЛРОСА". Испытания проводились на карьерах названных выше предприятий в период 2002—2010 гг. с участием представителей механической службы и сотрудников кафедры "Горные машины" в рамках выполнения договоров. Результаты свидетельствуют об их высокой эффективности. ИрГТУ разработана и Институтом "Востсибгипрошахт" рекомендована к использованию при проектировании буровых работ на карьерах, разрабатывающих многолетнемерзлые вскрышные массивы, находящиеся в температурном состоянии "вяломерзлой" или "островной мерзлоты", методика выбора и расчета теплообменника для холодильной установки станков СБШ.

Повышение эффективности очистки скважины от буровой мелочи возможно за счет создания эффекта эжекции в призабойной зоне, так как при этом интенсифицируется отвод продуктов разрушения с забоя и существенно снижается вероятность их оттаивания и слипания, нарушающих очистку скважины. Такое устройство предложено ИрГТУ [3].

Неоднородность материала мерзлого сложно-структурного породного массива, наличие прожилков и прослоек льда создают условия для разрушения породы на забое скважины крупным сколом по цементирующим связям и льдистым прослойкам между твердыми минеральными частицами. Наличие прослоек, обладающих меньшей прочностью, требует значительно меньших энергозатрат для разрушения породы на забое. В гравийно-галечных отложениях разрушение забоя, как правило, также осуществляется по льдистым прожилкам за счет отделения от массива гальки и гравия. В породах ниже средней крепости крупный скол породы с минимальными энергозатратами осуществляется режущей кромкой бурового долота в сочетании с очисткой скважины сжатым воздухом. Эффективное разрушение в этом случае может быть достигнуто режущим долотом со ступенчатой режущей кромкой, выполненной сменными резцами. Такие долота разработаны Иркутским и Кузбасским техническими университетами, широко испытаны и внедрены на угольных разрезах компаний "Востсибуголь", "Кузбассразрезуголь", СУЭК, карьерах производственных объединений "Северовостокзолото" и "Якутзолото". Режущие долота с продувкой скважины показали высокую эффективность при бурении сложноструктурных вскрышных уступов, сложенных песчаниками, алевролитами, аргиллитами, гравелитами. Долота РД-215,9, РД-244,5, РД-269,9 конструкции ИрГТУ изготавливаются Черемховским рудоремонтным заводом по заявкам горно-добывающих предприятий. Применение режущих долот с продувкой позволило существенно повысить крупность продуктов разрушения, скорость бурения и снизить нагрузку привода вращателя [4]. Ввиду увеличения крупности фракций буровой мелочи и меньшей энергоемкости разрушения породы на забое снижается интенсивность тепловыделения и частицы разрушения не успевают оттаять в призабойной зоне и выносятся продувочным потоком из скважины без образования сальников, нарушающих режим очистки забоя. В этом случае существенно снижается пылеобразование и улучшаются условия работы обслуживающей бригады и оборудования станка. Разработаны также режущие долота с вихревыми трубками между лучей корпуса [5]. Через трубки осуществляется подача охлажденного продувочного воздуха на забой скважины к режущим кромкам резцов долота. Применение таких долот позволяет повысить эффективность бурения в многолетнемерзлых глиносодержащих породах

повышенной влажности и вскрышных уступах, сложенных породами в температурном состоянии "вялой мерзлоты".

Сибирским федеральным университетом предложены и испытаны в условиях карьеров Минусинского, Кузнецкого, Южно-Уральского, Экибастузского угольных бассейнов и Мазульского известкового рудника Ачинского глиноземного комбината долота с зубчато-дисковыми шарошками ДЗДШ-244,5 при бурении сложноструктурных вскрышных уступов с включениями абразивных песчаников крепостью $f = 8...10$ по шкале проф. М. М. Протодияконова [6]. Диски долота опираются на оси, что позволяет зубчато-дисковым шарошкам вращаться вокруг оси долота, а также на своих осях, перекачиваясь вдоль забоя скважины за счет зацепления зубьев с породой в периферийной зоне. Это обеспечивает существенное снижение износа режущей кромки зубьев, армированных твердым сплавом ВК-8, и увеличение стойкости долот.

Кроме того, разработан и испытан агрегированный буровой инструмент, укомплектованный несколькими породоразрушающими органами: режуще-шарошечный (ИрГТУ и КузГТУ), режуще-ударный (НИИОГР), ударно-шарошечный (ВНИИБТ и ИГД им. А. А. Скочинского). Такой инструмент может оснащаться режущим, шарошечным и ударным рабочими элементами. Использование комбинаций способов механического воздействия рабочих элементов породоразрушающих органов бурового инструмента делает его более пригодным для широкого диапазона пород по крепости и возможной производительности бурового станка. Комплект нескольких породоразрушающих элементов обеспечивает последовательное или одновременное разрушение пород на забое скважин исполнительным органом, агрегированным с системой очистки скважины от буровой мелочи. Агрегированный исполнительный орган, кроме того, может комплектоваться генерирующей установкой для создания дополнительно низко- или высокочастотных динамических нагрузок на рабочие породоразрушающие элементы, которые в породах ниже средней крепости срезают слой, а в более крепких осуществляют скалывание и раздавливание породы на забое, интенсифицируя процесс бурения скважины с преобладанием наиболее эффективного и малоэнергоемкого способа воздействия на забой в зависимости от свойств, фракционного и минералогического состава и строения мерзлых сложноструктурных массивов.

Применение бурового породоразрушающего инструмента, оснащенного несколькими рабочими органами, обеспечивает его универсальность за счет расширения области эффективного использования и позволяет повысить ресурс. Агрегированные долота РШД-215,9, РШД-244,5 и РШД-269,9 прошли межведомственные испытания и рекомендованы к серийному изготовлению. Выбор типа рабочих элементов агрегированных долот целесообразно проводить в таком сочетании, чтобы достоинства и недостатки элементов одного типа компенсировали недостатки другого [7]. Эффективное разрушение породы на забое с использованием агрегированного бурового инструмента сопровождается выходом частиц буровой мелочи более крупных фракций с меньшими затратами энергии и меньшим выделением теплоты, что не вызывает дестабилизации температурного режима скважины, приводящей к нарушению ее очистки. Создание условий для эффективной очистки от продуктов разрушения и предотвращения нарушений удаления буровой мелочи из призабойной зоны и затрубного пространства скважины может быть достигнуто за счет использования различных способов очистки или их сочетания на одном станке, а также варьирования параметров потока продувочного воздуха, что обеспечит изменение скорости и рабочего давления воздушного потока и его транспортирующей способности. Ввиду колебания расхода воздуха, потребного для очистки скважины в зависимости от фракционного состава и формы частиц буровой мелочи, плотности и насыщенности влагой горных пород массива, необходимо иметь возможность регулирования выходных параметров компрессорной установки станка.

Оптимизация параметров режима бурения и программное управление процессом проходки скважин при сложноструктурном строении мерзлых массивов

Наиболее производительная работа бурового станка достигается путем установления оптимальных режимов (осевого усилия, частоты вращения бурового става, расхода и давления воздушного потока на очистку скважины). Рекомендуемые типы и параметры режимов обработки бурового инструмента и системы очистки взрывных скважин в условиях карьеров Севера приведены в [8]. Таким образом, применение рациональных типов породоразрушающего бурового инструмента, обеспечивающего меньшую энергоемкость процесса бурения и использование оптимальных режимов

обработки долот и установок охлаждения потока продувочного воздуха, позволяет снизить затраты, повысить комфортность работы обслуживающего персонала и улучшить технико-экономические показатели бурения в условиях сложноструктурных массивов вскрышных уступов северных регионов РФ.

Совершенствование общей конструкции буровой техники и расширение области ее производительной работы могут быть достигнуты с учетом мирового опыта проектирования данного оборудования. Полная гидрофикация приводов позволяет механизировать и автоматизировать управление основными и вспомогательными операциями при работе станка. В качестве привода вращателя наиболее рационально использовать высокомоментный радиально- или аксиально-поршневой гидродвигатель. Гидрофикация всех систем и приводов обеспечивает станку удачную компоновку механизмов в рабочем пространстве машинного отделения и мачты, меньшую удельную массу систем, возможность регулирования выходных параметров в широком диапазоне, удобство в управлении и сравнительно несложное обслуживание. Гидрофицированные станки комплектуются первичным дизельным двигателем, который приводит компрессор и насосную станцию, питающую все приводы станка. На пульте управления станком высвечиваются основные параметры блока контроля: частота вращения бурового става, осевое усилие подачи, скорость бурения и глубина скважины. Это позволяет обслуживать станок одному оператору. Конструирование бурового станка СБШ-160/200-40 осуществлялось с использованием современного программного обеспечения, что позволило изготовить трехмерные типовые конструкции и с их помощью выполнить прочностной и ресурсный анализ выпускаемых станков.

Ввиду того что отечественные заводы не производят компонентов гидросистем высокого рабочего давления требуемого качества рационально приобретение насосов и гидродвигателей, распределительных, регулирующих устройств и высоконапорных шлангов за рубежом. Наиболее оптимальным для сокращения сроков создания инновационного горно-добывающего оборудования при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом является создание международной кооперации совместных машиностроительных предприятий России с ведущими зарубежными фирмами. Международная кооперация российских горно-добывающих предприятий, машинострои-

тельных, научных и конструкторских организаций и работников добывающих предприятий РФ с зарубежными партнерами создает необходимые предпосылки для освоения на российских заводах изготовления новых видов комплектующих или их покупки у зарубежных фирм, например, высококачественных компонентов систем и агрегатов гидропривода и микроэлектроники, отечественных аналогов которых в настоящее время не производится заводами горного машиностроения РФ.

Одним из примеров такого сотрудничества может служить договоренность о поставках для оснащения станков СБШ-160/200-40 системами гидропривода ведущей мировой фирмы "Bosch Rexroth" по производству гидроаппаратуры. Изготовители бурового станка СБШ-160/200-40 готовы приобрести и монтировать систему централизованной смазки основных механизмов Lincoln той же фирмы на данный буровой станок. На станке предусмотрены современные технологии защиты от износа при продолжительном режиме работы. Полимерные покрытия на вкладыше металлоконструкций мачты и использование полиуретановых кондукторных втулок уменьшают износ буровых штанг, вибрации и снижают шум. Подобная форма международной кооперации и сотрудничества по созданию и изготовлению оборудования российскими проектно-конструкторскими, научно-исследовательскими организациями, вузами и зарубежными фирмами существует в ряде отраслей промышленности более 15 лет и содействует их дальнейшему развитию.

Улучшение технико-экономических показателей буровых работ на карьерах в современных производственных условиях на горно-добывающих предприятиях может быть достигнуто углублением уровня автоматизации и внедрением программного управления как основными, так и вспомогательными операциями. Разработаны, проходят испытания и внедрение системы программного управления работой буровых станков. Электронный блок контроля производительности позволяет запрограммировать необходимые параметры основных операций бурения и поддерживать их в автоматическом режиме или корректировать в соответствии с конкретными горно-геологическими условиями и мерзлотным состоянием пород горного массива добывающего предприятия. Использование таких систем позволяет оптимизировать выбор параметров режима работы оборудования, повысить его производительность и обеспечить надежную защиту от перегрузок.

Весьма перспективным является широкое внедрение систем развитого сервисного обслуживания буровых станков в течение всего срока их эксплуатации, предусматривающих оперативное и эффективное снабжение потребителя запасными частями и расходными материалами и возможность агрегатного ремонта станков без длительных простоев. Таким образом, создание перспективных, более совершенных, производительных, безопасных в эксплуатации и комфортных в обслуживании буровых станков для карьеров, разрабатывающих месторождения полезных ископаемых в условиях мерзлых сложноструктурных горных массивов, необходимо осуществлять путем интеграции инновационных технических и технологических разработок научных школ исследовательских, проектно-конструкторских организаций и вузов, а также электромеханических служб горно-добывающих предприятий, эксплуатирующих карьерное буровое оборудование.

Список литературы

1. **Субботин А. И., Перепелицин А. И.** РД 06-565—03. Методические указания о порядке продления срока службы технических устройств, зданий и сооружений с истекшим нормативным сроком эксплуатации в горнорудной промышленности. М.: Научно-технический центр по безопасности и промышленности Госгортехнадзора России, 2003. 32 с.
2. **Страбыкин Н. Н., Горячкин В. М.** Выбор параметров теплообменника для нормализации температурного режима в скважине при бурении с продувкой // Известия вузов. Горный журнал. 1991. № 11. С. 51—55.
3. **Пат. РФ 109193** на полезную модель. Способ очистки буровой мелочи / Страбыкин Н. Н.; опубл. 24.06.11, Бюл. № 42. 4 с.
4. **Страбыкин Н. Н., Коледин Ю. М., Долгун Я. Н.** и др. Перспективы применения режущих долот с продувкой при бурении взрывных скважин на карьерах // Горные машины и автоматика. 2005. № 2. С. 25—28.
5. **Пат. СССР 1776285.** Буровое долото / Страбыкин Н. Н.; опубл. 15.11.1992, Бюл. № 42. 4 с.
6. **Гилев А. В.** Перспективы и рациональные режимы применения буровых долот с зубчато-дисковыми шарошками // Горные машины и автоматика. 2005. № 2. С. 30—34.
7. **Страбыкин Н. Н., Пеплов Е. В.** Обоснование и выбор конструкторских и режимных параметров, эффективность применения агрегированного породоразрушающего бурового инструмента // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 6—15.
8. **Страбыкин Н. Н.** Оптимизация процесса бурения взрывных скважин в многолетнемерзлых сложноструктурных массивах карьеров Севера РФ // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 8. С. 23—27.

Raising Effectiveness in the Use of Drilling Machinery in Northern Open Pits by the Introduction of Innovative Technical Works

Technical solutions are suggested to cool a purged air flow with the goal of preventing the disruption of drillholes temperature regimes and the plugging of drillholes with drill cuttings.

This can occur while drilling in clay-rich or silt-rich ground which heats up during the fragmentation of rock and the introduction of warm air from the drill compressor and causes the ground to take on viscous and adherent properties. This material then gets caught in and freezes onto the drill shaft, blocking return air through the hole casing.

To prevent this, it is suggested that the air used to flush the drillhole can either be cooled or a drill instrument can be created and implemented which would utilize low energy consumption in the breaking down of rock and be more effective in keeping drillholes clear of cuttings. At the Irkutsk State Technical University, cutting tools with removable drill bit teeth have been created with the ability to flush out drill cuttings, allowing large cleavages of material with a hardness of up to 7 of Protodiakonov's scale of hardness. These tools also produce a decrease in energy consumption in rotation as well as efficient flushing of fine fractions of drill cuttings.

This greatly increases drilling effectiveness, decreases dust levels at the drilling machine and increases comfort for operators. For the drilling of blast holes in massifs located in permafrost, the team at Irkutsk State Technical University has developed aggregated cutting-rotary drill bits which provide a combined impact on the plugging of cutting and rotary parts, depending on the hardness of the rock. This optimization of the drilling regime for blast holes in massifs having complex structures located in permafrost thus allows the use of more effective mechanisms for breaking the rock with lower wear on drill machine parts and increased utilization statistics.

Keywords: drilling of blastholes, permafrost massifs of varied lithology, open pits, rock cutting tools, cleaning blastholes, drilling optimization

References

1. **Subbotin A. I., Perepelicin A. I.** RD 06-565—03. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke prodleniya sroka sluzhby tehnikeskikh ustrojstv, zdaniy i sooruzhenij s istekshim normativnym srokom jekspluatacii v gornorudnoj promyshlennosti.* M.: Nauchno-tehnicheskij centr po bezopasnosti i promyshlennosti Gosgortehnadzora Rossii, 2003. 32 p.

2. **Strabykin N. N., Gorjachkin V. M.** Vybor parametrov teploobmennika dlja normalizacii temperaturnogo rezhima v skvazhine pri burenii s produvkoy. *Izvestija vuzov. Gornyj zhurnal.* 1991. N. 11. P. 51—55.

3. **Pat. RF 109193** na poleznuju model'. Sposob ochistki burovoj melochi. Strabykin N. N.; opubl. 24.06.11, Bjul. N. 42. 4 p.

4. **Strabykin N. N., Koledin Ju. M., Dolgun Ja. N.** i dr. Perspektivy primenenija rezhushhij dolot s produvkoy pri

burenii vzryvnyh skvazhin na kar'erah. *Gornye mashiny i avtomatika.* 2005. N. 2. P. 25—28.

5. **Pat. SSSR 1776285.** Burovoe doloto. Strabykin N. N.; opubl. 15.11.1992, Bjul. N. 42. 4 p.

6. **Gilev A. V.** Perspektivy i racional'nye rezhimy primenenija burovyh dolot s zubchato-diskovymi sharoshkami. *Gornye mashiny i avtomatika.* 2005. N. 2. P. 30—34.

7. **Strabykin N. N., Peplov E. V.** Obosnovanie i vybor konstruktorskih i rezhimnyh parametrov, jeffektivnost' primenenija agregirovannogo porodorazrushajushhego burovogo instrumenta. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika.* 2012. N. 6. P. 6—15.

8. **Strabykin N. N.** Optimizacija processa burenija vzryvnyh skvazhin v mnogoletnemerzlyh slozhnostrukturnyh massivah kar'erov Severa RF. *Gornoe oborudovanie i elektromehanika.* 2014. N. 8. P. 23—27.

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

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

Сдано в набор 10.12.2014. Подписано в печать 29.01.2015. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO115. Цена свободная.

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

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