НАУЧНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

4
2008

Учредитель издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:
КОЗОВОЙ Г.И.
(председатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:
АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б. (*ответственный за выпуск*)
ЗЫРЯНОВ И.В.
ИВАНОВ С.Л.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:
ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

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

СОДЕРЖАНИЕ

В.А. БРЕННЕР И КАФЕДРА "ГЕОТЕХНОЛОГИИ И ГЕОТЕХНИКА" ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Качурин Н.М., Жабин А.Б. К 80-летию В.А. Бреннера. Биографический очерк . . . 2
Бреннер В.А. Основные направления научно-технической деятельности кафедры "Геотехнологии и геотехника" ТулГУ в области горного машиностроения . . . 6

ГИДРОСТРУЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ГОРНОМ ДЕЛЕ

Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Антипов В.В., Антипов Ю.В. Гидромеханические исполнительные органы проходческих комбайнов . . . 12
Жабин А.Б., Поляков Ал.В., Миллер М.М. Расчет параметров источников воды сверхвысокого давления для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов . . . 16
Жабин А.Б., Поляков Ан.В., Щеголевский М.М. Методика расчета основных параметров и показателей процесса резания горных пород гидроимпульсным инструментом . . . 21
Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е. Установление рациональных параметров, разработка и создание инструментов для гидроабразивного резания твердых материалов . . . 27
Головин К.А., Пушкарев А.Е., Лежебоков А.В. Экспериментальные исследования процесса гидроструйной цементации неустойчивых пород . . . 32
Жабин А.Б., Платонов В.В., Чилачава К.Б., Швыкин А.Ю. Механохимическая активация бурых углей струями воды высокого давления . . . 36

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Ушаков Л.С., Каманин Ю.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния массива при разрушении пород ударно-скалывающим исполнительным органом . . . 40
Ушаков Л.С., Юрьев Д.А., Ределин Р.А. Комплекс для исследования силовой импульсной системы . . . 43
Пушкарев А.Е., Сарычев В.И., Рогачев А.А. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы исполнительного органа управляемой прокалывающей установки . . . 44
Семенов В.В., Шмакин И.Г. Обоснование рациональных параметров режущих органов комбайнов типа "Урал" . . . 49
Антипов В.В. ООО "СОЭЗ" – вчера и сегодня . . . 52
Потапенко В.А. Механизированные крепи для тонких пластов, разработанные ОАО "ПНИУИ" . . . 54

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

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

Заслуженный деятель науки и техники России, доктор технических наук, профессор Владимир Александрович БРЕННЕР

В.А. БРЕННЕР И КАФЕДРА "ГЕОТЕХНОЛОГИИ И ГЕОТЕХНИКА" ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Н.М. Качурин, проректор, зав. кафедрой "Геотехнологии и геотехника", проф., д-р техн. наук,
А.Б. Жабин, проф., д-р техн. наук, ТулГУ

К 80-летию В.А. Бреннера. Биографический очерк

Доктор технических наук, профессор кафедры геотехнологий и геотехники, более 20 лет возглавлявший кафедру горных машин и комплексов Тульского государственного университета. Лауреат Государственной премии СССР. Заслуженный деятель науки и техники России. Действительный член Академии горных наук и президент ее Тульского регионального отделения. Академик международной Академии экологии и безопасности. Все эти титулы принадлежат одному человеку, Владимиру Александровичу Бреннеру, которому недавно исполнилось 80 лет!

Он родился 14 апреля 1928 г. в г. Большой Токмак Запорожской области в семье служащего. После окончания Харьковского горного института в 1949 г. был направлен на предприятия угольной промышленности комбината "Свердловскуголь". Прошел путь от механика участка до заместителя главного инженера угольного разреза. Ему пришлось осваивать первый отечественный шагающий экскаватор ЭШ-1, в конструкцию которого он внес ряд существенных изменений.

Интерес к научным исследованиям, возникший еще в студенческие годы, привел В.А. Бреннера в 1951 г. в аспирантуру Академии наук Казахской ССР. Здесь в 1954 г. он защитил кандидатскую диссертацию. В ней был обобщен опыт эксплуатации экскаваторов разных моделей, приобретенный им на производстве, и даны рекомендации по их совершенствованию.

Получив глубокие знания, В.А. Бреннер с головой уходит в горную науку. В дальнейшем его трудовая биография была связана с созданием машин для горной и калийной промышленности. С 1954 по 1979 г. научная деятельность специалиста проходила в Караганде. До 1958 г. он работал в Карагандинском научно-исследовательском угольном институте (КНИУИ), занимая должности от старшего научного сотрудника до заведующего лабораторией и отделом механизации. В этот период он активно занимался проблемами разрушения углей и горных пород, модернизацией средств механизации, а также созданием принципиально новых конструкций очистных и проходческих комбайнов. Большое внимание уделял совершенствованию организации научного процесса, создавая новые научные подразделения и цех для экспериментального производства.

В 1958 г. в Караганде был организован Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт по созданию горных машин, куда В.А. Бреннер был приглашен на должность заместителя директора по научной работе. В сравнительно короткий срок ему удалось создать работоспособный творческий коллектив, лабораторную и экспериментальную базу, определить тематику научной и конструкторской деятельности, отражающую актуальные задачи производства.

Это был период активной творческой и организационной деятельности В.А. Бреннера по созданию высокопроизводительных горных машин, соответствующих лучшим достижениям мировой горной науки. Разработаны пластинчатые конвейеры и освоено их серийное производство на Анжерском машиностроительном заводе в Кузбассе. На Карагандинских заводах налажено производство маневровых устройств и буровых станков для дегазационных скважин. Созданы очистные комбайны и механизированные крепи для шахт Караганды и Кузбасса. И это далеко не полный перечень. Институт был признан ведущей научной организацией бывшего СССР. Основное направление его деятельности – разработка и создание проходческо-очистных комплексов. Под руководством В.А. Бреннера, являвшегося автором ряда принципиальных конструктивных решений, за семилетний период был научно обоснован и разработан проект комбайна "Караганда-7/15", а на Копейском машиностроительном заводе им. С.М. Кирова (КМЗ) изготовлены опытные образцы этих машин, которые были внедрены на шахтах Караганды и других бассейнов. С применением этой техники на шахтах были получены скоростные темпы проходки горных выработок, не уступающие мировым достижениям (2500 м в месяц). Эти показатели более чем в 10 раз превзошли средние темпы проведения выработок по стране. При этом производительность труда проходчиков в 6–8 раз превысила достигнутую ранее в Карагандинском бассейне. В результате КМЗ освоил серийное производство

этих комбайнов, а В.А. Бреннеру и коллективу авторов в 1969 г. была присуждена Государственная премия СССР.

Дальнейшим развитием этих работ явилось создание комбайнов серии "Урал", область применения которых охватывала камерно-столбовые системы разработки полезных ископаемых. Впервые в стране были созданы высокоэнерговооруженные (до 600 кВт) комбайны на гусеничном ходу с планетарно-дисковыми исполнительными органами повышенной надежности. В комплексе с комбайнами предусмотрели использование самоходных вагонов ВС грузоподъемностью 15 т на колесном ходу с электроприводом. Серийное производство таких машин было освоено в 1975 г. на КМЗ и Воронежском заводе горно-шахтного оборудования. Комбайны серии "Урал" и самоходные вагоны ВС по настоящее время являются основными добычными машинами на калийных рудниках Урала и Белоруссии, а также нашли применение на соляных предприятиях Германии.

Научное обоснование конструктивных, режимных и энергетических параметров проходческо-очистных комбайнов – тема докторской диссертации В.А. Бреннера, которую он успешно защитил в Московском горном институте в 1970 г.

К этому моменту институт располагал современными производственными и лабораторными площадями, а также экспериментальным заводом. Численность научных сотрудников и конструкторов превышала 500 человек. За подготовку научных кадров (более 10 кандидатов наук) в 1974 г. В.А. Бреннеру было присвоено ученое звание профессора.

В период с 1965 по 1978 г. В.А. Бреннер в издательстве "Недра" публикует пять крупных трудов: "Разработка угольных месторождений Казахстана", "Проходческий комбайн Караганда 7/15", "Шахтные самоходные вагоны", "Динамика проходческих комбайнов" и "Режимы работы комбайнов для добычи калийных руд". В них он вместе с коллегами сделал обобщение своей многолетней работы и исследований, которые вел возглавляемый им коллектив ученых и конструкторов института в области горного машиностроения.

В 1978 г. проф. В.А. Бреннер перешел на педагогическую работу в Карагандинский политехнический институт, а в 1980-х гг. в его жизни начинается новый период, связанный с Тулой и Тульским политехническим институтом (ТулПИ). Сюда он проходит по конкурсу. Ученый совет института избирает его заведующим кафедрой горных машин и комплексов горного факультета. Здесь с новой силой раскрываются способности крупного ученого и высококвалифицированного инженера.

Накопленный опыт научной и конструкторской деятельности позволил ему добиться решения главной задачи вузовского образования – обеспечения взаимосвязи учебного процесса и науки с производством. Им был создан учебно-научно-производственный комплекс по разработке нового горного оборудования "ТулПИ" – "ЦНИИПодземмаш" – "Скуратовский экспериментальный завод" (СЭЗ). Это позволило начать подготовку специалистов по конструированию проходческих машин, улучшить лабораторную базу за счет использования оборудования и стендов завода, обеспечить работу специализированного Совета по присуждению ученых степеней, создать при кафедре аспирантуру и отраслевую научно-исследовательскую лабораторию. В дальнейшем по инициативе В.А. Бреннера в состав комплекса вошла научно-конструкторская группа "НИТЕП", в которой трудились его ученики. Большой талант исследователя и исключительная работоспособность позволили ему за сравнительно небольшой промежуток времени совместно с творческим коллективом ученых кафедры, конструкторов института и завода разработать ряд перспективных горных машин. Наряду с совершенствованием комбайнов серии "Урал" было начато создание комбайнов избирательного действия с виброактивными исполнительными органами. Такие машины были изготовлены на СЭЗ и успешно прошли испытания на шахтах Подмосковья, Воркуты и Украины. Комбайны такого типа в настоящее время изготавливают в Китае.

Большой вклад В.А. Бреннер внес в разработку зубчато-реечных систем подачи очистных комбайнов, а также в создание оборудования для технологии бестраншейной прокладки трубопроводов, в частности, управляемого прокола. Все эти разработки внедрены в производство. За крупные научные достижения профессору Бреннеру в 1988 г. было присвоено звание "Заслуженный деятель науки и техники РСФСР".

Сегодня главное научное направление кафедры, а по сути научной школы, созданной В.А. Бреннером, получило название "гидроструйные технологии", которые основаны на использовании энергии высокоскоростных струй воды для резания углей, горных пород и твердых материалов. Это позволило, во-первых, разработать принципиально новые конструкции гидравлического оборудования, горных машин и инструмента, а во-вторых, решать задачи повышения производительности и расширения области применения проходческих и выемочных комбайнов и, в третьих, обеспечить безопасность ведения очистных, подготовительных и вспомогательных работ на угольных шахтах, разрезах и карьерах по добыче природного камня. Кроме того, на основе использования струй воды высокого давления создано и внедрено в производство оборудование для гидроструйной цементации неустойчивых пород, разработаны гидроабразивные резаки оригинальной конструкции, буровой гидроструйный инструмент и способ механической активации бурых углей для получения из них моторного топлива и органо-минеральных удобрений.

В 2000 г. начат выпуск книг серии "Гидроструйные технологии в промышленности". В них находят отражение результаты исследований ученых и аспирантов его научной школы по актуальным вопросам использований струй воды высокого давления в горном производстве. К настоящему времени в издательствах Академии горных наук и Московского государственного горного университета опубликованы три капитальные монографии на эти темы: "Гидромеханическое разрушение горных пород", "Гидроабразивное резание горных пород" и "Расчет и проектирование гидромехани-

ческих исполнительных органов проходческих комбайнов".

Несмотря на трудности развития науки в рыночных отношениях в России, научная школа В.А. Бреннера успешно продолжает работу. Будучи глубоко эрудированным ученым, Владимир Александрович легко ориентируется при постановке задач и разработке методов решения той или иной проблемы и быстро дает предложения по рассматриваемым работам. С его "подачи" начаты и продолжаются научные исследования по использованию струй воды сверхвысокого давления и гидроимпульсных струй применительно к исполнительным органам проходческих комбайнов для расширения области их применения на более крепких породах.

В.А. Бреннер широко известен не только среди научной общественности нашей страны, но и далеко за ее пределами. Интенсивное развитие научных исследований в области гидротехнологий позволило ему установить международные связи с научными организациями Англии, Бельгии, Германии, Чехии, Сербии, Китая, США и других стран. Под его руководством в 1999 г. для фирмы "Dredging International N.V." (Бельгия), специализирующейся, в частности, на проходке фарватеров для кораблей, была разработана и изготовлена оригинальная система управления зонным распределением воды высокого давления для гидромеханического рабочего органа земснаряда. Огромный вклад В.А. Бреннера в разработку гидроструйных технологий отмечали известные ученые, такие как профессора Д. Саммерс и М. Мазуркевич (США) и Х. Льюис (Германия). Не случайно поэтому профессор Бреннер является членом президиума Международной ассоциации по гидроструйным технологиям.

Сочетание научных исследований и совершенствование учебного процесса позволило активизировать работу аспирантуры, создать докторантуру, организовать подготовку бакалавров, горных инженеров и магистров. Талантливый ученый и педагог В.А. Бреннер вносит большой вклад в дело привлечения студентов к поисковой научно-исследовательской работе, активно участвует в воспитательном процессе. Он постоянно контактирует со студентами, встречается с выпускниками школ г. Тулы и области. Студенты видят в нем своего старшего наставника и коллегу.

Владимир Александрович Бреннер опубликовал более 400 научных работ, в том числе 20 монографий, 12 учебных пособий. Им получено около 100 авторских свидетельств и патентов на изобретения в области горного машиностроения, подготовлены 21 доктор и 58 кандидатов наук.

По инициативе В.А. Бреннера в 1995 г. было организовано Тульское отделение Академии горных наук, задачей которого является объединение усилий ведущих ученых, конструкторов и производственников в решении актуальных задач развития горного производства. В 2005 г. В.А. Бреннер избран президентом этого отделения. В настоящее время под его руководством успешно работают девять секций, охватывающих, в частности, такие направления, как комплексное использование полезных ископаемых и отходов горного производства; технология разработки полезных ископаемых подземным и открытым способом; механизация горных работ; гидроструйные технологии; безопасность горных работ, экология и рациональное природопользование и др.

На протяжении многих лет В.А. Бреннер являлся членом ученых советов по присуждению ученых степеней ряда ведущих вузов страны. В период с 1982 по 1992 г. он был ответственным редактором издаваемых в ТулПИ сборников научных статей по актуальным проблемам горного производства. Долгое время являлся членом редколлегии журнала "Горные машины и автоматика". В разные годы В.А. Бреннер состоял членом многочисленных технических, научно-технических и научных советов.

В.А. Бреннер с уважением относится к коллегам, будь то преподаватель, научный сотрудник, аспирант или студент университета. Главное – знания специалиста. С ними он любит вступать в полемику, может и советоваться по различным вопросам. В.А. Бреннер обладает талантом исследователя и организатора, имеет огромные знания в различных областях науки и техники, жизненная энергия бьет в нем ключом. Все эти качества Владимир Александрович щедро расходует на благо горного образования и горной науки.

Творческий путь В.А. Бреннера неразрывно связан с общественной жизнью тех мест, где он проживал. Его неоднократно избирали депутатом районного и городского советов г. Караганды, депутатом Тульского областного совета, в котором он руководил комиссией по образованию и науке и внес определенный вклад в их развитие в период перехода к рыночной экономике.

Производственная, научная и педагогическая деятельность В.А. Бреннера отмечена почетным знаком "Изобретатель СССР", знаком "Шахтерская слава" трех степеней, а также правительственными наградами – орденами "Знак Почета" и "Дружба".

Владимир Александрович принадлежит к числу выдающихся ученых-горняков, которые участвуют в развитии ряда важнейших направлений горного образования, науки и производства. Он остается самобытно мыслящим ученым и педагогом с широким диапазоном знаний, умным и добрым человеком.

Несмотря на солидный возраст, Владимир Александрович Бреннер продолжает вести активную научную и педагогическую деятельность в стенах Тульского государственного университета и в системе Академии горных наук. Подтверждением этого является публикация в настоящем юбилейном номере журнала некоторых результатов НИОКР по различным проблемам горной науки и горного машиностроения, выполненных под руководством В.А. Бреннера его коллегами и учениками.

Искренно поздравляя от имени руководства и ученых университета, сотрудников факультета и кафедры, коллег, учеников и друзей Владимира Александровича Бреннера со славным юбилеем, желаем ему крепкого здоровья, долгих лет жизни, новых успехов в творчестве и подготовке специалистов.

ПОЗДРАВЛЕНИЕ ОТ ГОРНО-СТРОИТЕЛЬНОГО ФАКУЛЬТЕТА ТУЛЬСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Глубокоуважаемый Владимир Александрович!

Профессорско-преподавательский состав горно-строительного факультета Тульского государственного университета поздравляет Вас со знаменательной датой – 80-летием со дня рождения и желает Вам доброго здоровья и дальнейших творческих успехов.

С окончанием Харьковского горного института Вы связали свою последующую жизнь с горной промышленностью и горной наукой.

За 25 лет (1954–1979 гг.) в различных НИИ угольной промышленности под Вашим руководством был создан ряд важных проходческо-очистных комбайнов и самоходные вагоны, которое нашли широкое применение на горных предприятиях страны и за рубежом.

Более 20 лет (с 1979 г.) Вы возглавляли в Тульском государственном университете кафедру "Горные машины и комплексы". За это время в основу своей деятельности Вы положили неразрывную связь педагогической деятельности с наукой. Ваши научные труды получили широкое признание в отечественной и зарубежной практике создания горных машин. Вами опубликовано более 200 научных работ и изобретений, а также монографий и учебных пособий.

В настоящее время Вы являетесь академиком Международной академии наук экологии и безопасности, действительным членом Академии горных наук и председателем ее Тульского регионального отделения.

Подготовленные Вами 10 докторов технических наук и более 40 кандидатов технических наук трудятся на благо нашей необъятной Родины в различных отраслях промышленности.

За достигнутые успехи в науке и подготовке инженерных и научных кадров Вам присвоено звание "Заслуженный деятель науки и техники России".

Ко всем перечисленным достоинствам мы также относим Вашу добропорядочность, твердость духа, отзывчивость и бескорыстную помощь коллегам.

Еще раз желаем Вам крепкого здоровья и благополучия!

Декан факультета *Р.А. Ковалев*.

ПОЗДРАВЛЕНИЕ ОТ ГОРНО-ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ФАКУЛЬТЕТА САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО ИНСТИТУТА ИМЕНИ Г.В. ПЛЕХАНОВА (ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА)

профессору Тульского государственного университета, лауреату Государственной премии, заслуженному деятелю науки и техники России, доктору технических наук, действительному члену Академии горных наук, Международной академии наук экологии и безопасности *Владимиру Александровичу Бреннеру*

Уважаемый Владимир Александрович!

От лица профессоров-механиков горно-электромеханического факультета первого высшего технического учебного заведения России – Санкт-Петербургского государственного горного института имени Г.В. Плеханова (технического университета) сердечно поздравляем Вас с 80-летием со дня рождения.

Вся Ваша жизнь связана с созданием новых горных машин, Вы достигли значительных успехов: Вы ученый с мировым именем, Ваша деятельность отмечена высокими государственными наградами, Вас знают и ценят все горняки-механики России. Вы создатель собственной школы горняков-механиков и имена Ваших учеников на слуху у горняков России: это доктора

технических наук А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарев, К.А. Головин, М.М. Щеголевский и др.

Ведущие профессора СПГГИ совершенствовали и успешно защитили свои докторские диссертации на основе Ваших замечаний как официального оппонента и члена Диссертационного совета ГЭМФ.

По Вашим монографиям училось не одно поколение горняков-механиков, Ваши новые идеи о создании проходческой техники воплощены в реальные конструкции, работали на многих шахтах СССР и продолжают работать на шахтах России. Это комбайны "Караганда" и другие. Вы успешно и активно продолжаете совершенствовать проходческую технику в направлении создания комбайнов с виброактивными исполнительными органами, с использованием механико-гидравлического и гидроабразивного резания породы и добились безусловных успехов в этих новых научных направлениях.

Долгие годы Вы являлись активным членом НМС УМО "Горное" по специальности "Горные машины и оборудование" и предлагали новаторские решения учебно-педагогических проблем изучения цикла дисциплин "Горные машины".

Много лет Вы являетесь проверенным другом, компетентным коллегой и учителем многих сотрудников СПГГИ и поэтому мы все уважаем Вас как ученого и любим как надежного товарища и по-доброму завидуем Вашим жизнелюбию и жизнерадостности.

Желаем Вам крепкого здоровья, творческих успехов и значительных достижений в процветании созданной и руководимой Вами известной научной школы горных механиков и конструкторов Тульского государственного университета.

С.Л. Иванов, Б.С. Маховиков, К.Г. Асатур, И.П. Тимофеев, В.В. Габов, Д.А. Юнгмейстер, В.И. Александров, Л.К. Горшков.

УДК 622. 232

В.А. Бреннер, д-р техн. наук, проф., ТулГУ

Основные направления научно-технической деятельности кафедры "Геотехнологии и геотехника" ТулГУ в области горного машиностроения

Кратко изложены основные направления и результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проводимых на кафедре геотехнологий и геотехники Тульского государственного университета как самостоятельно, так и совместно с рядом организаций в области горного машиностроения и других областях промышленности.

Начиная с 1980-х гг. на кафедре геотехнологий и геотехники сложилось научное направление, связанное с исследованием, разработкой и совершенствованием гидроструйных технологий для горной промышленности и различных отраслей народного хозяйства.

Гидроструйные технологии основаны на использовании энергии высокоскоростных струй воды, являющихся универсальным режущим и обрабатывающим инструментом. Они могут быть применены, в частности, для разрушения углей и горных пород. Свыше 1500 гидравлических систем воды высокого давления используют более чем в 30 странах мира в высокотехнологичных отраслях промышленности и машиностроении [1]. Это свидетельствует о возрастающей популярности струй как инструмента, что обусловлено, с одной стороны, их достоинствами (отсутствием пыли или ее минимальным количеством; высокой скоростью резания или обработки; отсутствием притупления и износа инструмента, а также термических напряжений в обрабатываемом материале, что исключает возникновение пожара; низким уровнем реактивных нагрузок, позволяющим изготавливать технологический инструмент небольшой массы, а системы его перемещения простыми и надежными), а с другой – возросшим общим уровнем техники.

Следует отметить, что если для высокотехнологичных отраслей промышленности характерен поиск технологий на основе пока еще экзотических криогенных струй, струй воды с частицами льда и струй сжиженных газов, то для традиционных отраслей, в том числе горно-добывающей и подземного строительства, перспективным является использование водяных и гидроабразивных струй (струй воды с частицами абразива) [2].

Особое место среди гидроструйных технологий, используемых в горно-добывающей промышленности, занимает *гидромеханический способ разрушения горных пород* [1, 3]. Он основан на комбинации механического резцового или шарошечного инструмента с высокоскоростной струей воды. Сущность способа заключается в том, что струя воды, ориентированная

тем или иным образом относительно механического инструмента, обеспечивает снижение его нагруженности, искро- и пылеподавление. Этот способ является базовым при создании гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов, что расширяет области применения последних для разрушения более крепких пород или повышения их производительности по отбойке.

К настоящему времени совместно с ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского (ИГД) и ООО "Скуратовский опытно-экспериментальный завод" (СОЭЗ) изучены различные схемы гидромеханического способа разрушения горных пород (щелевая и бесщелевая) с применением режущего и скалывающего инструмента (раскрыт механизм, найдены рациональные параметры и режимы, установлены силовые и энергетические показатели процесса разрушения). Особенность данных исследований заключалась в том, что здесь впервые (по крайней мере, в области гидромеханического разрушения горных пород) использованы современные представления о разрушении материалов, а именно: методы механики разрушения, рассматривающей разрушение как процесс распространения трещины. Разработаны струеформирующие устройства. Рассмотрены характерные особенности компоновочных схем как исполнительных органов, так и комбайнов в целом. Выявлены закономерности функционирования и разработаны практические рекомендации по выбору и обоснованию рациональных параметров и режимов работы как отдельных элементов, так и гидравлических систем высокого давления в целом. Установлена взаимосвязь параметров исполнительных органов и показателей процесса разрушения с параметрами гидравлического оборудования. Изучена перспектива использования шарошек на исполнительных органах при гидромеханическом разрушении более крепких пород и разработан метод расчета их нагруженности. Наличие результатов этих исследований, полученных экспериментально и теоретически с использованием методов оптимизации и моделирования, позволило усовершенствовать и разработать корректные методики расчета и проектирования гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов [3].

Сегодня созданы и испытаны экспериментальные и опытные образцы источников воды высокого давления на базе преобразователей (повысителей) давления, которые могут как встраиваться в исполнительный орган, так и размещаться автономно от него [2]. Разработаны и изготовлены экспериментальные и опытные образцы таких исполнительных органов, испытания которых подтвердили их эффективность. Большой вклад в решение этих задач внесли мои коллеги и ученики: доктора технических наук А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарев, М.М. Щеголевский, д-р физ.-мат. наук И.М. Лавит (ТулГУ), д-р техн. наук В.Г. Мерзляков, канд. техн. наук В.Е. Бафталовский (ИГД им. А.А. Скочинского), а также кандидаты технических наук В.В. Антипов и Ю.В. Антипов (Скуратовский опытно-экспериментальный завод – СОЭЗ) и др. В этом году совместно с ОАО "Копейский машиностроительный завод" (КМЗ) и СОЭЗ планируется спроектировать и изготовить два исполнительных органа для проходческого комбайна КП-21, обеспечивающих пылеподавление и разрушение более крепких пород.

Недавно на кафедре с участием А.Б. Жабина и кандидатов технических наук Ан.В. Полякова и Ал.В. Полякова (ТулГУ) проведены исследования по изысканию способов и средств повышения режущей способности высокоскоростных струй воды. Установлено, что повышение эффективности щелевого разрушения (повышение производительности резания или расширение области применения на более крепкие породы) может быть достигнуто на основе создания и применения как непрерывных струй воды сверхвысокого давления (более 200 МПа), так и импульсных струй воды высокого давления [4, 5].

Использование импульсных струй воды высокого давления обеспечивает не только повышение производительности процесса щелеобразования, но и снижение энергозатрат без увеличения гидравлической мощности оборудования. Был исследован процесс нарезания щелей в породном массиве струями воды сверхвысокого давления и разработан метод расчета эффективности процесса резания ими горных пород, который позволил установить взаимосвязь основных показателей и параметров процесса щелеобразования.

Для создания сверхвысокого давления разработан преобразователь (повыситель) давления мультипликаторного типа, как наиболее приемлемый с точки зрения агрегатирования его с исполнительными органами проходческих комбайнов. Одним из элементов преобразователя давления, во многом определяющим его КПД, является уплотнение. При этом в преобразователях сверхвысокого давления наиболее широкое распространение нашли бесконтактные уплотнения, повышение эффективности работы которых (снижение утечек жидкости через зазор уплотнения) достигается введением в них вязкой запирающей жидкости. Разработаны практические рекомендации по конструктивному исполнению и параметрам бесконтактного уплотнения сверхвысокого давления с запирающей жидкостью и методики расчета уплотнения и преобразователя сверхвысокого давления в целом.

Основные результаты проведенных исследований с использованием импульсных струй воды касались изучения различных способов их получения, средств формирования струи и влиянию различных факторов на показатели процесса разрушения горных пород. Установлена эффективность применения таких струй для нарезания щелей в горных породах. Обоснованы и выбраны эффективные способы и средства получения и формирования гидроимпульсной струи при разрушении горных пород. Разработаны практические рекомендации по выбору и обоснованию рациональных параметров и режимов работы гидроимпульсного инструмента. Установлена взаимосвязь показателей процесса щелеобразования с параметрами импульсной струи воды и прочностными характеристиками горных пород. Разработан метод расчета эффективности резания породного массива импульсными струями воды высокого давления. Наличие таких результатов позволило разработать методики расчета основных параметров и пока-

зателей процесса гидроимпульсного резания горных пород для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов.

Большое внимание на кафедре уделяется исследованию *гидроабразивного резания горных пород и других твердых материалов*. Подобные работы проводятся и нашими коллегами, и партнерами из ИГД им. А.А. Скочинского. Гидроабразивное резание основывается на совместном воздействии на материал непрерывных высокоскоростных струй воды и абразивных частиц, находящихся внутри этих струй [2]. В результате такого воздействия в породе прорезается щель определенной глубины и ширины. Причем глубина щели в этом случае в 5–8 раз превышает глубину щели, получаемую при резании обычными высокоскоростными струями воды без добавления абразивного компонента.

Теоретические исследования заключались в построении как простейшей математической модели гидроабразивного резания горных пород, так и более сложных моделей [2]. Простейшая модель основывается на энергетическом принципе и установлении соотношения между объемной скоростью удаления (разрушения) породы и энергией, подводимой с гидроабразивным потоком. Для описания процессов формирования гидроабразивной струи и эрозии горных пород разработаны более сложные модели [2].

Одна из главных теоретических задач, которую мы ставили перед собой, заключалась в создании численного метода, позволяющего связать плотность, объем и скорость подлетающей абразивной частицы, а также прочность пород с возможностью появления и величиной трещин и их слияния. То есть необходимо было определить характеристики процесса удара, при которых происходит частичный выкол поверхности, и рассчитать объем отколовшейся части. Зная частоту и поверхностную плотность ударов, нетрудно подсчитать и скорость эрозии. Многие теоретические положения указанных процессов, кстати сказать, сформулированные на основе тщательного анализа существующих подходов к решению их как в фундаментальных, так и в прикладных науках, являются новыми. Помимо этого разработаны параметрический и типоразмерный ряды источников воды высокого давления. Выполненные нами совместно с ИГД им. А.А. Скочинского экспериментальные исследования по резанию горных пород различной крепости гидроабразивными струями позволили установить рациональные параметры, разработать и создать гидроабразивный инструмент (резак) для резания твердых материалов.

В качестве примера использования гидроабразивных струй на практике нами предложена технологическая схема проходки подземной выработки, основанная на нарезании гидроабразивным резаком в породном массиве щелей с последующим скалыванием межщелевых целиков механическим инструментом [2, 6]. Наряду с этим, в целях повышения эффективности вспомогательных процессов для обеспечения рентабельности производства и создания безопасных условий труда на угольных шахтах к области использования гидроабразивного способа резания следует отнести:

- производство монтажно-демонтажных работ (резание металлических конструкций, бронированного кабеля, резинотросовой конвейерной ленты и т.д.);
- оконтуривание забоя подготовительных выработок при установке крепления;
- ремонт горных выработок и восстановление площади их сечения; ослабление горного массива нарезанием разгрузочных щелей;
- резание горных пород и твердых материалов в экстремальных условиях.

Решением задач в области гидроабразивного резания твердых материалов в настоящее время плодотворно занимаются А.Е. Пушкарев, А.Б. Жабин, И.М. Лавит и канд. техн. наук К.А. Головин (ТулГУ), а также В.Г. Мерзляков и В.Е. Бафталовский (ИГД им. А.А. Скочинского).

Известно, что подземные и открытые горные работы существенно осложняются в том случае, если они проводятся в неустойчивых и обводненных горных породах. Одним из способов, обеспечивающим стабилизацию горных пород в забое и исключающим попадание воды в подземные выработки, является их *гидроструйная цементация*. Сущность этой гидроструйной технологии заключается в разрушении и перемешивании горной породы суспензионной водоцементной струей, в результате чего формируется закрепляемый породный массив заданной геометрической формы, состоящий из нового материала – породобетона [7].

Комплект технологического оборудования, необходимый для производства работ по гидроструйной цементации горных пород, состоит из источника водоцементной суспензии высокого давления и буровой установки со специализированным навесным оборудованием. Для всего технологического оборудования разработаны типоразмерный и параметрический ряды. Успешно работают в этом направлении А.Е. Пушкарев и К.А. Головин (ТулГУ), а также В.В. Антипов и Ю.В. Антипов (СОЭЗ). На сегодняшний день сформулированы представления о механизме гидроструйной цементации, имеются научно-обоснованные рекомендации по выбору рациональных параметров и установлены обобщающие зависимости для определения показателей процесса этой технологии, которые позволили разработать методику расчета соответствующего оборудования. Разработано специализированное навесное оборудование – буровые ставы и их элементы, включающие в себя гидросъемник (устройство, предназначенное для передачи высоконапорного суспензионного потока от неподвижного подводящего трубопровода внутрь вращающейся буровой колонны), буровые штанги и гидромонитор, а также автоматическую систему управления процессом гидроструйной цементации горных пород.

В последнее время на кафедре совместно с ЗАО "Строительный инструмент" (г. Тула) начались *научно-исследовательские работы по созданию оборудования, реализующего технологию проходки выработок малого сечения методом управляемого прокола* [8]. Такая технология обеспечивает сохранение устойчивости и цело-

стности вмещающих пород. Комплект оборудования компактен и мобилен, не требуется значительных территорий и времени для подготовки и выполнения работ. С участием А.Е. Пушкарева, д-ра техн. наук В.И. Сарычева, К.А. Головина (ТулГУ) и канд. техн. наук А.А. Рогачева (ЗАО "Строительный инструмент") разработана конструкция исполнительного органа управляемой прокалывающей установки. Исполнительный орган имеет головную секцию, геометрические параметры которой выбираются исходя из свойств грунтового массива и разработанной теории взаимодействия рабочего инструмента с грунтом, что позволяет обеспечить необходимый профиль проходимой выработки. Серийная установка прямолинейного прокола УМТ-0,6, оснащенная таким исполнительным органом, при соблюдении расчетных режимов работы осуществляет проходку криволинейной выработки заданного профиля, что расширяет область ее применения. Следует отметить, что аналогичное оборудование для бестраншейной прокладки трубопроводов успешно разрабатывается и применяется на практике СОЭЗ.

Одним из наиболее важных и, пожалуй, самым давним научным направлением, сложившимся на кафедре, является *разработка бесцепных систем подачи (БСП) очистных комбайнов*. Это направление развивалось в тесном сотрудничестве с ПНИУИ, ИГД им. А.А. Скочинского, "Гипроуглемашем", Донецким политехническим институтом, Горловским машиностроительным заводом, машиностроительным заводом в г. Красный Луч (Украина).

За все это время с использованием разработанного и изготовленного стендового оборудования, конструкция которого защищена авторским свидетельством, оригинальных методов анализа и синтеза БСП (РД 12.16.239–91), базирующихся на идеях имитационного моделирования и современного программного обеспечения, установлены закономерности и взаимосвязь рабочих параметров бесцепных систем подачи с геометрическими, кинематическими, силовыми и прочностными характеристиками движителя, опорно-направляющего механизма комбайна, конвейера, тягового органа, узлов его навески и сочленения с учетом условий эксплуатации. На основе использования метода конечных элементов разработан метод анализа и обоснования конструктивных параметров тяговых органов (РД 12.16.240–91) путем приведения их конструкции к пространственной квазиплоской системе. Выявлена связь между величиной, местом и направлением приложения нагрузок от опорно-направляющего механизма комбайна и движителя и напряженно-деформированным состоянием реечных секций, узлов их сочленения и навески. Разработан метод расчета параметров встроенных систем торможения с учетом энергетических характеристик, сил сопротивления движителя и опорно-направляющего механизма очистного комбайна. Поставлена и решена задача оценки процесса изнашивания и прогнозирования ресурса бесцепных систем перемещения, учитывающая изнашивание опорно-направляющего механизма. Одна из последних крупных работ в этом направлении выполнена моим учеником д-ром техн. наук Л.В. Лукиенко (Новомосковский институт РХТУ им. Д.И. Менделеева) и посвящена повышению ресурса привода зубчато-реечных систем перемещения высокопроизводительных очистных комбайнов [9].

Проведенный комплекс экспериментально-теоретических работ, подтвержденный результатами шахтных экспериментов в различных угледобывающих бассейнах страны, позволил создать работоспособные конструкции движителей, которые в настоящее время используются для комбайнов, вынимающих мощные пласты и пласты средней мощности.

Давние научные и творческие связи сложились на кафедре и с КМЗ – основным в России производителем *горно-проходческого и очистного оборудования для горной и калийной промышленности*. В частности, проходческо-очистные комбайны серии "Урал" известны далеко за пределами страны. На протяжении многих лет сотрудники кафедры кандидаты технических наук И.Г. Шмакин, А.А. Гавриков, В.П. Полежаев, В.А. Романов и другие совместно с инженерами и конструкторами завода успешно занимались расчетом и проектированием исполнительных органов комбайнов. Эти работы выполняются и в настоящее время.

Перспективной является *разработка технологии и создание комплексов оборудования для выемки блоков из массива карбонатных пород* (известняков и доломитов) [11], из которых производится продукция для стройиндустрии, металлургии, химии, пищевой и других отраслей промышленности. Номенклатура изделий из природных блоков постоянно расширяется, а потребности в них удовлетворяются лишь на 40...50 %. Такое положение объясняется, в первую очередь, отставанием объемов добычи природных блоков от возможностей их дальнейшей переработки. Известняки и доломиты благодаря присутствию в них вкраплений и примесей имеют декоративные свойства, а сравнительно высокие прочностные характеристики позволяют использовать их в стройиндустрии наряду с другими скальными породами. Полезная залежь карбонатного месторождения представляет собой многослойный пирог из известняков и доломитов, которые, в свою очередь, разделяются прослойками, например, из песчано-глинистых пород. Каждый слой карбонатных пород состоит из естественных блоков, обладающих приблизительно равными прочностными, текстурными и другими свойствами.

При существующих технологиях открытой разработки карбонатных месторождений, специализированных на производство щебня, до 40...50 % добытой полезной массы составляют отходы. Применение буровзрывных работ в карьере приводит к разупрочнению пород карбонатного массива и поэтому полезная масса теряет естественные прочностные свойства, а природные блоки приобретают наведенную трещиноватость на уровне агрегатных связей горной породы. Использование таких блоков, обработанных взрывом, для производства облицовочных плит, как правило, невозможно. В случае применения безвзрывной

технологии селективной разработки карбонатных месторождений попутно возможно получать до 15 % дорогостоящей блочной продукции (на карбонатных карьерах, специализированных по добыче облицовочного и строительного камня, выход блочной продукции составляет около 20 %). Вопросами рациональной разработки полезного ископаемого карьерами для производства строительных материалов занимаются д-р техн. наук В.П. Сафронов, канд. техн. наук В.В. Сафронов (ТулГУ) и др. Ими разработана рациональная технологическая схема отработки уступов карбонатных пород с применением комбайна избирательного действия, оснащенного виброактивным рабочим органом [11]. Исследования по виброактивному способу разрушения горных пород и созданию на его основе исполнительных органов проходческих комбайнов проводятся на кафедре И.Г. Шмакиным, кандидатами технических наук В.Б. Струковым и И.П. Кавыршиным [12]. В результате таких работ создано несколько опытных образцов машин, одна из которых успешно работает на шахтах в Китае.

Для того чтобы полноценно работать в сегодняшних трудных условиях перестройки образования и науки приходится изыскивать новые научные направления, напрямую не связанные с горным машиностроением. *Одним из таких относительно новым научным направлением для нашей кафедры является решение некоторых задач нефте- и углехимии*, а также промышленности основного органического и нефтехимического синтеза при создании новых технологий переработки твердых ископаемых топлив для получения высококачественного моторного топлива и разнообразной химической продукции. Такие исследования ведутся нами совместно с кафедрой неорганической химии Тульского государственного педагогического университета, возглавляемой д-ром хим. наук В.В. Платоновым, и Тульским отделением Академии горных наук.

Одной из задач исследований является разработка процесса механохимической активации вещественного состава твердых ископаемых топлив [10] и тяжелых нефтяных остатков для повышения их реакционной способности во многих химических процессах. К ним относятся: процессы деструктивной гидрогенизации (термического разложения в присутствии водорода), термического растворения в среде жидкостей, богатых водородом, высокоскоростного пиролиза, высокотемпературного коксования, экстракции (ступенчатой обработки) неорганическими и органическими растворителями при получении высококачественного моторного топлива, сырья для производств основного органического и нефтехимического синтеза.

Используемые в настоящее время методы механохимической активации ископаемых топлив на основе механического измельчения их на специальном оборудовании (мельницы, дробилки, дезинтеграторы) не обеспечивают существенного повышения их реакционной способности в процессах газификации, термического разложения в присутствии водорода, термического растворения в среде жидкостей, богатых водородом, высокоскоростного пиролиза, высокотемпературного коксования, ступенчатой обработки растворителями. Поэтому для повышения выхода продукции необходимо поддерживать высокие температуры и давление, большие массовые соотношения реагентов, использовать дорогостоящие и дефицитные катализаторы, что отрицательно сказывается на экономических показателях процесса в целом.

Предварительно выполненные эксперименты по механохимической активации вещественного состава твердых ископаемых топлив струями воды высокого давления [10] позволили установить, что при этом весьма значительно повышается их реакционная способность. Существенно возрастает выход экстрактов (гуминовых кислот – в 1,5–2 раза, битумов – в 2 раза), степень перехода органического вещества топлив в жидкое состояние с легким их отделением от минерального остатка – в 1,5 раза. Жидкие продукты обогащаются бензиновой (на 10...15 %), керосиновой и соляровой фракцией (на 25...30 %), повышается октановое число бензиновой фракции за счет активизации реакций, приводящих к образованию углеводородов с разветвленной цепью циклоалканов и ароматических соединений, имеющих высокое октановое число.

В частности, *механохимическая активация углей* позволяет повысить их склонность к переходу в жидкопластическое состояние. Это крайне актуально при нарастающем дефиците высококачественных коксующихся углей технологических марок Г, Ж, К. В шихты для производства металлургического кокса можно будет вводить большие количества тощих некоксующихся углей, но предварительно обработанных струями воды высокого давления.

Следует отметить, что при высоких давлениях вода является донором водорода. Поэтому органическое вещество топлив обогащается им, что влечет повышение их реакционной способности. Кроме того, водород воды служит для рекомбинации радикальных продуктов, образующихся при разрыве различных связей в макромолекулах топлив, с образованием термобильных низкомолекулярных продуктов с повышенной реакционной способностью.

Механохимическая активация минеральной части топлив позволяет осуществить извлечение из них широкого спектра химической продукции (глинозема, рутила, концентрата редких и редкоземельных элементов) при низких температурах, давлениях, малых расходах реагентов. Существенное повышение реакционной способности активированной минеральной части топлив позволит значительно уменьшить количество основного технологического оборудования, число обслуживающего персонала, существенно улучшить экономические показатели производства.

Актуальной остается и проблема комплексной переработки отходов угледобывающей промышленности с получением ценной химической продукции и строительных материалов. В качестве исходного сырья используются терриконная масса, образующаяся при подземной добыче углей, а также вскрышные породы при добыче углей, сланцев и других полезных ископаемых. На первом этапе проводится обработка сырья раствором щелочи с отделением гуминовых соединений. Затем последовательно осуществляется выделе-

ние глинозема, рутила, "белой сажи" (кремнезема), концентрата редких и редкоземельных металлов. В целях повышения эффективности их выделения целесообразны механохимическая активация породы струями воды высокого давления, а также магнитная сепарация с разделением породы на магнитные и немагнитные фракции. Основными реагентами являются кислоты, щелочи и органические растворители. Остаток может служить для производства цемента, огнеупоров, строительных материалов. Так, эксперименты и расчеты показывают, что из 1 т угля получается до 500 кг синтетической нефти (до 150 кг бензиновой фракции, до 250 кг дизельного топлива, до 100 кг мазута), 100...200 кг глинозема, до 80 кг рутила, до 350 кг "белой сажи", до 75 кг гуминового концентрата; а из 1 т породы получается до 250 кг глинозема, до 500 кг белой сажи, до 60 кг рутила. Кроме того, терриконная масса подмосковного угольного бассейна содержит, например, весьма значительное количество хрома, марганца, кобальта, молибдена, меди, цинка, олова, свинца, редкоземельных элементов. А для большинства редких и редкоземельных металлов (германий, палладий, платина, осмий, галлий, индий и т.д.) терриконная масса является практически единственным сырьем.

Более подробно отдельные вопросы научно-технических задач, решаемых кафедрой и кратко изложенных мной в настоящем обзоре, рассмотрены в статьях, помещенных в этом номере журнала.

К сожалению, трудно в одной обзорной статье хотя бы кратко изложить существо всех научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проводимых на кафедре в области горного машиностроения и в других направлениях. Также невозможно перечислить работы моих коллег и друзей из других организаций и предприятий, с которыми меня связывает многолетнее сотрудничество. За рамками этой статьи остались исследования и конструкторские разработки, выполняемые ПНИУИ, Орловским государственным техническим университетом, СОЭЗ. Надеюсь, что частично этот пробел восполнят статьи, представленные в этом номере д-ром техн. наук В.А. Потапенко, д-ром техн. наук Л.С. Ушаковым и канд. техн. наук В.В. Антиповым.

В заключение выражаю сердечную благодарность и глубокую признательность всем авторам, представленным в настоящем номере журнала, а также его главному редактору, членам редакционного совета и редакционной коллегии.

Список литературы

1. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарев А.Е., Щеголевский М.М.** Гидромеханическое разрушение горных пород. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.

2. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарев А.Е., Щеголевский М.М.** Гидроабразивное резание горных пород. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 279 с.

3. **Качурин Н.М., Бреннер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Лавит И.М.** Расчет и проектирование гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 293 с.

4. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Поляков Ал. В.** Результаты исследований процесса разрушения горных пород струями воды сверхвысокого давления // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 6. С. 29–32.

5. **Жабин А.Б., Головин К.А., Поляков Ан.В.** Разрушение горных пород импульсными высокоскоростными струями воды // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 4. С. 43–46.

6. **Перспективы** развития гидроструйных технологий в горно-добывающей промышленности и подземном строительстве / А.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский и др. // Горные машины и автоматика. 2002. № 5. С. 2–10.

7. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е.** Разработка оборудования для закрепления массивов неустойчивых горных пород методом гидроструйной цементации. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. 206 с.

8. **Экспериментальные** исследования взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с грунтовым массивом / В.А. Бреннер, К.А. Головин, А.Е. Пушкарев и др. // Изв. ТулГУ. Сер. "Экология и безопасность жизнедеятельности". 2006. Вып. 8. С. 158–160.

9. **Бреннер В.А., Лукиенко Л.В.** Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. Новомосковск, 2004. 204 с.

10. **Бреннер В.А., Платонов В.В., Жабин А.Б.** Механохимическая активация бурых углей струями воды высокого давления // Геотехнологии и защита окружающей среды. АГН. Тула. 2006. № 2. С. 51–56.

11. **Разработка** известняка проходческими комбайнами избирательного действия, оснащенными виброактивными исполнительными органами / В.А. Бреннер, В.В. Сафронов, И.П. Кавыршин и др. // Горные машины и автоматика. 2001. № 6. С. 18–20.

12. **Виброактивное** разрушение горных пород проходческими комбайнами / В.А. Бреннер, И.П. Кавыршин, В.А. Кутлунин, В.Б. Струков, И.Г. Шмакин и др. Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.

УДК 622. 236. 732

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Ан.В. Поляков,** канд. техн. наук, ТулГУ, **В.В. Антипов,** канд. техн. наук, **Ю.В. Антипов,** канд. техн. наук, ООО "Скуратовский машиностроительный завод", г. Тула

Гидромеханические исполнительные органы проходческих комбайнов

Представлены основные схемы компоновки гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов. Даны рекомендации по конструкции и размещению основных элементов, узлов и агрегатов гидромеханических исполнительных органов. Сформулированы направления дальнейших научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания и совершенствования гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов.

Важнейшим фактором, определяющим повышение эффективности и рентабельности добычи угля подземным способом, является технический уровень применяемого оборудования и прежде всего средств механизации основных технологических процессов при выемке угля и проведении горных выработок.

Сложившееся к настоящему времени в угольной промышленности РФ состояние горно-подготовительных работ не позволяет обеспечить требуемые темпы воспроизводства очистного фронта [1, 2]. При мощности пласта 1 и 4 м и нагрузке на лаву 1,0 и 3,0 млн т/год необходимо обеспечить темпы проведения горных выработок не менее 300 м/сут. [1]. Достижение таких показателей возможно лишь путем создания новых технологий комбайновой проходки выработок, темпы которой в 2,5–3,0 раза превышают темпы при буровзрывной технологии и обеспечивают увеличение в 1,5–2,0 раза производительность труда рабочих. Кроме того, главным достоинством комбайновой проходки является и несравненно большая безопасность подземных работ.

Однако на угольных шахтах России по состоянию на 2004 г. объем комбайновой проходки составил 65,6 % от общего объема проведения выработок. При этом в отдельных угольных компаниях он достигал 72...98 %. Анализ результатов комбайнового способа проведения выработок показывает, что, несмотря на очевидную прогрессивность этого способа, технико-экономические показатели применения отечественных комбайнов на шахтах РФ являются недопустимо низкими [1].

Одним из путей повышения технического уровня проходческого оборудования, изложенных в [1, 2], может стать использование в конструкции исполнительных органов проходческих комбайнов способа разрушения, основанного на совместном воздействии на породный массив механического инструмента и высокоскоростной струи воды [3–5]. Это обеспечит расширение области применения комбайнов на породы повышенной крепости и увеличение темпов проходки горных выработок. Кроме того, применение гидромеханических исполнительных органов на проходческих комбайнах также будет способствовать резкому снижению пылеобразования в рудничной атмосфере [5].

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию гидромеханических исполнительных органов для проходческих комбайнов проводятся во многих зарубежных странах, в том числе и в России [3–5].

В настоящее время стреловидные гидромеханические исполнительные органы проходческих комбайнов, оснащенные резцовым инструментом, компонуют по известной классической схеме, представленной на рис. 1, *а* [1]. Насосная установка высокого давления *1* (насосная станция), расположенная автономно от исполнительного органа, подает воду к коронке комбайна *2,* где ее распределяют по резцам с помощью устройства управления зонным распределением воды *3.* Вместо насоса высокого давления можно использовать преобразователь (повыситель) давления, выполненный в виде блока мультипликаторов, и насос низкого давления. По корпусу комбайна воду канализируют с помощью стальных трубопроводов *4* и гибких рукавов *5.* Подвод воды к вращающимся узлам напорной магистрали *7* осуществляют посредством гидросъемника *6.* Кроме того, комбайн должен быть оснащен системами регулирования (предохранительные клапаны, регуляторы давления, манометры и т.д.), сигнализации и блокировки (система сигнализации и блокировки необходима ввиду того, что струи воды и аппаратура высокого давления являются источниками повышенной опасности).

Основным недостатком данной схемы является наличие большого числа различных узлов и агрегатов (насос, гидросъемник, клапаны, гибкие рукава, регуляторы давления и т.д.), работающих на воде высокого давления. А работа таких устройств гидросистемы и, в частности, устройства управления зонным распределением воды *3* (см. рис. 1, *а*) характеризуется переходными процессами, имеющими волновой характер, и сопровождается значительными колебаниями давления воды как во времени, так и по длине трубопроводов, что может привести к гидравлическому удару в на-

сосной установке *1* и резонансным явлениям в гидросистеме в целом, а следовательно, к ее повреждению [2].

Другая известная схема компоновки гидромеханического исполнительного органа проходческого комбайна, принципиально отличающаяся от рассмотренной выше, представлена на рис. 1, *б* [3]. Основным признаком, характеризующим этот исполнительный орган, является размещение источника гидравлической мощности (источника воды высокого давления) в виде преобразователя давления внутри режущей коронки. Преобразователь давления, встроенный непосредственно в коронку *1*, представляет собой несколько мультипликаторов *2*, каждый из которых состоит из масляного *3* и водяного *4* цилиндров и подает воду к своей группе резцов. Рабочую жидкость (масло) направляют к мультипликаторам насосом *5* приводной насосной станции с помощью цапфового распределителя *6*, служащего одновременно гидросъемником (распределители такого типа хорошо отработаны и широко применяются в радиально-поршневых гидромашинах). Воду подают в высоконапорную полость мультипликаторов центробежным насосом *7* с помощью гидросъемника *8*. Обратный ход (зарядка или взвод) мультипликаторов осуществляют посредством воды или масла низкого давления от гидросистемы взвода. Взвод мультипликаторов можно выполнить от отдельного источника давления масла или от водяного насоса. При этом в магистрали взвода можно использовать гидроаккумулятор. Критерием оценки применения той или иной гидросистемы взвода мультипликаторов служит четкость срабатывания последних при минимальном давлении взвода и его пульсации. На рис. 1, *б* показана зарядка мультипликаторов от водяного насоса без гидроаккумулятора. Обратные клапаны *9* служат для предотвращения перетоков воды. Низконапорную (масляную) полость каждого мультипликатора соединяют с каналами, выполненными во вращающейся обойме цапфового распределителя [3]. Посредством поворота неподвижной цапфы распределителя регулируют механизм зонной подачи в зависимости от того, какая часть коронки контактирует с забоем. Регулировать механизм зонной подачи можно также с помощью распределителя управления зонами. В этом случае поворот неподвижной цапфы не производят.

Применение такой схемы компоновки гидромеханического исполнительного органа позволит все мероприятия, связанные с подачей воды, ее очисткой и зонным распределением, осуществлять на участке гидросистемы с низким давлением рабочей жидкости (до 25 МПа), тогда как давление воды на гидромеханических резцах может изменяться до 250 МПа. В то же время практически не существует конструктивных ограничений для дальнейшего повышения давления вплоть до 350 МПа и более. Это объясняется тем, что здесь под высоким давлением работает лишь небольшое число элементов (уплотнительные манжеты, гидромеханические резцы).

В целом такая схема компоновки гидромеханического исполнительного органа отличается высоким уровнем унификации и конструктивной преемственности. Практически все ее основные узлы применяют в различных отраслях техники, а их конструктивные параметры и технические характеристики подробно описаны в технической литературе. Еще одним важным преимуществом данной схемы, существенно повышающим безопасность работ, является то, что высокое давление создают непосредственно в коронке и магистрали воды высокого давления не проходят по всему комбайну. Все это позволяет говорить о высокой надежности новой схемы и безопасности людей при ее эксплуатации. К недостаткам описанной схемы можно отнести наличие мультипликаторов внутри режущей коронки, где трудно контролировать их работу, и более сложное конструктивное исполнение рабочего органа в целом по сравнению с исполнительным органом с автономным источником воды высокого давления.

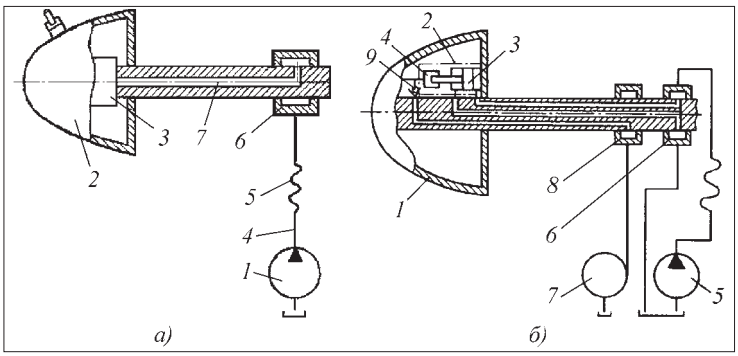


Рис. 1. Схемы подачи воды высокого давления к режущей коронке стреловидного гидромеханического исполнительного органа проходческого комбайна с автономной насосной установкой (*а*) и встроенным в коронку преобразователем давления (*б*)

Как было отмечено выше, оба исполнительных органа (см. рис. 1) имеют зонную подачу высоконапорной воды к режущему инструменту в зависимости от того, какая часть его контактирует с забоем. Если в исполнительном органе со встроенным в режущую коронку преобразователем давления (см. рис. 1, *б*) зонная подача воды осуществляется на участке гидросистемы с низким давлением рабочей жидкости, то в исполнительном органе с автономным источником воды высокого давления (см. рис. 1, *а*) используется специальное устройство управления зонным распределением воды высокого давления (рис. 2) [4].

Устройство управления зонным распределением воды (см. рис. 2) можно располагать как внутри режущей коронки (см. рис. 1, *а*) или на раме комбайна, так и в стреле исполнительного органа (рис. 3).

Основным элементом устройства управления зонным распределением воды является гидроуправляемый клапан (рис. 4). Он предназначен для обеспечения подачи воды высокого давления от насосной установки *1* (см. рис. 1, *а*) через гидросъемник *6* или *1* (см. рис. 3) в напорную магистраль и далее посредством многоканального трубопровода *3* к резцам, расположенным на коронке *5*. Число клапанов принимается равным количеству каналов многоканального трубопровода. В исходном положении клапан *3* (см.

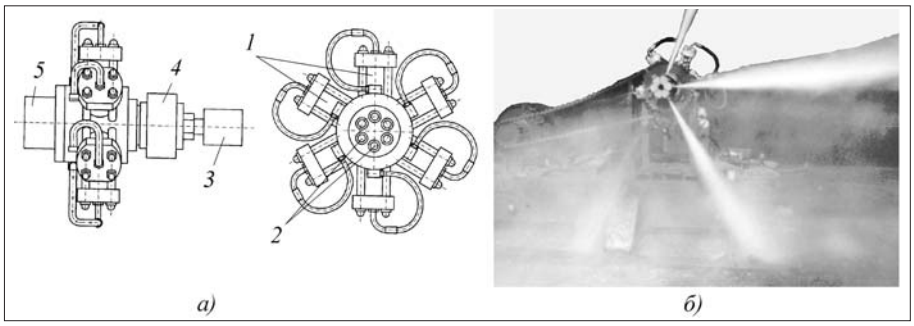


Рис. 2. Устройство управления зонным распределением воды высокого давления:
а – общий вид; *б* – в работе; *1* – гидроуправляемые клапаны; *2* – многоканальный трубопровод; *3* – гидросъемное устройство; *4* – цапфовый гидрораспределитель; *5* – вал исполнительного органа

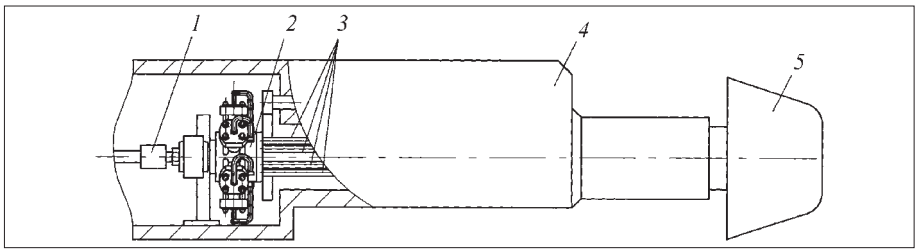


Рис. 3. Гидромеханический исполнительный орган со встроенным в стрелу устройством управления зонным распределением воды:
1 – гидросъемник; *2* – устройство управления зонным распределением воды; *3* – многоканальный трубопровод (сливная магистраль); *4* – стрела исполнительного органа с приводом вращения; *5* – режущая коронка

рис. 4) прижат к седлу *2* под действием пружины *7*. При подаче под толкатель давления управления $P_у$ запирающий клапан перемещается и закрывает проход жидкости – клапан закрыт. При соединении линии управления со сливом гидроклапан под действием напорного давления $P_н$ открывается, и жидкость высокого давления поступает в многоканальный трубопровод под давлением слива $P_с$.

Многолетние исследования основных закономерностей функционирования гидравлических систем гидромеханических исполнительных органов, а также проведенные испытания экспериментальных и опытных образцов таких исполнительных органов, подтвердивших их эффективность, позволили найти рациональные компоновочные решения рабочих органов для различных режимов работы и условий применения [3, 4].

Основные рекомендации по компоновке и размещению основных элементов, узлов и агрегатов гидромеханических исполнительных органов сводятся к следующему.

В гидромеханическом исполнительном органе с автономным источником воды высокого давления (см. рис. 1, *а*) система подвода высоконапорной воды к основным элементам должна иметь минимальное количество уплотнений, работающих под высоким давлением. Поскольку переход клапанов из открытого состояния в закрытое (см. рис. 4) сопровождается гидравлическим ударом, при котором давление на насосной установке (см. рис. 1, *а*) резко повышается, для обеспечения устойчивого режима работы устройства управления зонным распределением воды его следует располагать как можно ближе к режущей коронке. При этом для получения затухающих колебаний на источнике воды высокого давления и избежания резонансных явлений в гидросистеме, приводящих к ее разрушению, диаметр напорного трубопровода должен быть больше диаметра сливного трубопровода. Для уменьшения амплитуды динамических колебаний воды в трубопроводах их диаметры следует выбирать как можно большими (для снижения скоростей течения воды в них), руководствуясь конструктивными соображениями.

Для гидромеханического исполнительного органа со встроенным в коронку преобразователем давления (см. рис. 1, *б*) можно выделить два варианта компоновки проходческого комбайна:

- с приводной насосной станцией, размещенной на комбайне;
- с приводной насосной станцией, вынесенной за комбайн.

Обе схемы обладают своими достоинствами и недостатками, и решающим фактором для их выбора должен служить опыт эксплуатации в реальных условиях шахты.

Первая схема увеличивает мобильность машины, так как вспомогательное оборудование размещено на комбайне и не загромождает свободное пространство в выработке. Однако для реализации этой схемы необходима достаточно объемная переработка конструкции базовой машины.

Вторая схема позволяет производить дооснащение гидромеханическим исполнительным органом прак-

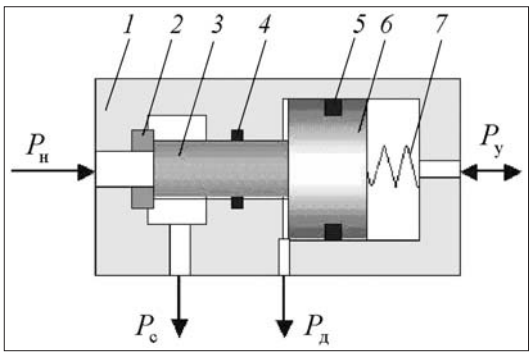


Рис. 4. Схема гидроклапана:
1 – корпус; *2* – седло; *3* – клапан; *4* и *5* – уплотнения; *6* – толкатель; *7* – пружина; $P_н$ – номинальное давление воды в напорной магистрали; $P_с$ – давление воды в многоканальном трубопроводе (сливной магистрали); $P_у$ – давление масла в линии управления; $P_д$ – давление в линии дренажа

тически любого проходческого комбайна с минимальными его изменениями, которые могут быть осуществлены в условиях шахты. Иначе говоря, в данной схеме рабочий орган может быть выполнен как комплект сменного оборудования. Однако при таком исполнении комбайна дополнительное гидравлическое оборудование, размещаемое в выработке, загромождает ее и связывает мобильность машины.

На этапе накопления опыта эксплуатации в подземных условиях наиболее рациональной схемой следует считать схему с вынесенной насосной станцией.

Исходя из вышеизложенного, конструкция главных элементов должна отвечать следующим основным требованиям:

• все уплотняемые элементы высокого давления должны быть доступны для обтяжки и замены в случае потери герметичности;

• редуктор стрелы должен обеспечивать размещение исполнительного органа на базовом комбайне, а передний подшипниковый узел, расположенный ближе к коронке, – иметь минимальный диаметр по корпусу стрелы;

• вал рабочего органа должен обеспечивать подачу в мультипликаторный блок рабочей жидкости (масла), воды низкого давления и масла во взводящую полость мультипликаторов. При этом прочность подшипниковых узлов должна быть не ниже, чем базовой машины;

• гидросъемник должен быть размещен в удобном для обслуживания месте и защищен от механических повреждений. Проходные сечения каналов гидросъемника должны выполняться максимальными в пределах имеющихся габаритов;

• гидросистема управления должна обеспечивать переключение зон подачи рабочей жидкости в автоматическом режиме. Наиболее оптимальной является схема управления гидроуправляемыми золотниками, запитанными от блока клапанов "или – или", сигнал в которую поступает от гидродомкратов "подъема–поворота" рабочего органа;

• напорная магистраль приводной насосной станции должна быть снабжена гидроаккумуляторами. В сливной магистрали аккумулятор может устанавливаться при длине магистрали более 15 м;

• в насосной станции должен быть установлен насос, регулируемый по расходу. При большой установленной гидравлической мощности насосная станция должна быть снабжена холодильником. Наиболее рациональной с точки зрения габаритов следует считать замкнутую гидравлическую схему с холодильником и баком-компенсатором;

• в качестве системы взвода поршней блока мультипликаторов целесообразно применять схему, показанную на рис. 5, в которой взвод осуществляется подачей масла в штоковые полости гидромультипликаторов, причем эти полости гидравлически объединены между собой. Для снижения гидродинамических нагрузок на элементы гидросистемы в схему необходимо включать гидроаккумулятор. Запитывание взводящего устройства (коллектора) можно осуществлять

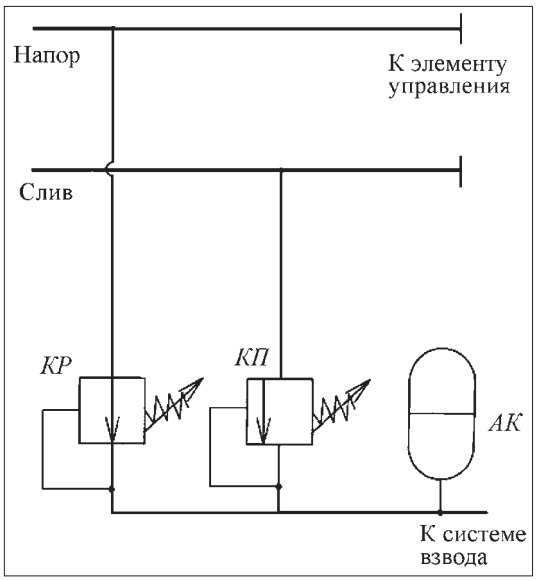


Рис. 5. Схема системы взвода с подачей взводящего давления из напорной магистрали:
КР – редукционный клапан; *КП* – предохранительный клапан; *АК* – гидроаккумулятор

как от дополнительной маслостанции, так и из напорной магистрали блока гидромультипликаторов через редукционный клапан;

• система очистки и водоподготовки должна обеспечивать расход очищенной воды не менее 50 л/мин, рабочее давление воды не менее 2 МПа и точность фильтрации по механическим примесям не менее 10 мкм.

В дальнейшем при создании гидромеханических исполнительных органов повышенное внимание необходимо уделять переходным процессам, возникающим в их гидросистеме. При решении задач гидродинамических переходных процессов следует стремиться к моделированию их на основе конечно-элементного анализа, когда сплошной поток рабочей жидкости разбивается на конечные элементарные блоки (элементы), взаимосвязь между которыми осуществляется по законам теории пространственного напряженного состояния. Это дает возможность объединения механической и гидравлической подсистем исследуемого объекта в единую динамическую систему.

Наиболее ответственным элементом исполнительных органов, в которых используется устройство управления зонным распределением воды, является гидроуправляемый клапан. Поэтому при расчете и проектировании таких устройств необходимо наиболее полно учитывать закономерности гидромеханических процессов, протекающих в клапане. Для этого требуется получение дифференциальных уравнений движения жидкости и кинематических узлов, учитывающих упругость гидрокинематической цепи, инерционные силовые факторы, составляющие трения и влияние высокого давления на изменение физических свойств жидкости. Все это обеспечит обоснование рациональных конструктивных и рабочих параметров клапанного распределительного устройства для каж-

дой конкретной гидросистемы высокого давления исполнительных органов.

Решение задач, связанных с надежностью гидроуправляемого клапана, также является актуальным. Повышение показателей надежности напрямую зависит от герметичности конструкции клапана, т.е. объема утечек воды, а следовательно, от элементов уплотнения. Для избежания появления кавитационных каверн на поверхностях клапана и седла к ним должны предъявляться повышенные требования по твердости. В целом мероприятия по повышению показателей надежности уже на этапе проектирования выдвигаются на первый план не только применительно к гидроуправляемому клапану, но и ко всем элементам гидросистемы гидромеханических исполнительных органов, что, несомненно, приведет к повышению эффективности их работы.

Список литературы

1. **Концепция** развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. / Ю.Н. Линник, И.С. Крашкин, В.Г. Мерзляков и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 2. С. 2–12.
2. **Концепция** развития очистного, проходческого, конвейерного и бурового оборудования на период до 2020 г. / Ю.Н. Линник, И.С. Крашкин, В.Г. Мерзляков и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 3. С. 2–6.
3. **Гидроструйные** технологии в промышленности. Гидромеханическое разрушение горных пород / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарев, М.М. Щеголевский. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.
4. **Расчет** и проектирование гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов / Н.М. Качурин, В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, И.Г. Лавит. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 293 с.
5. **Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е.** Физико-технические основы гидроструйных технологий в горном производстве. М.: ННЦГП–ИГД им. А.А. Скочинского, 2004. 645 с.

УДК 622.236.732

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Ал.В. Поляков,** канд. техн. наук, ТулГУ**, М.М. Миллер,** канд. техн. наук, академический советник Академии горных наук

Расчет параметров источников воды сверхвысокого давления для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов

Представлена методика расчета габаритных размеров гидромультипликатора, его конструктивных и гидравлических параметров, а также в целом параметров источника воды сверхвысокого давления для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов.

Оценивая современное состояние науки и практики в области гидромеханического способа разрушения горных пород и создания на его основе гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов [1], необходимо отметить следующее. Для расширения области применения проходческих машин избирательного действия с гидромеханическими исполнительными органами на более крепкие породы требуется или использовать импульсные струи воды высокого давления [1], или повышать давление воды до сверхвысоких значений (200 МПа и более).

Анализ возможных вариантов комплектования оборудования для разрушения крепких горных пород тонкими струями воды сверхвысокого давления при реализации гидромеханического способа разрушения [2, 3] позволил выявить наиболее эффективный вариант, реализация которого существенно не повлияет на усложнение конструкции и увеличение массы и габаритов гидромеханического исполнительного органа проходческого комбайна. Так, для получения давления воды свыше 200 МПа представляется целесообразным использование схемы ее многоступенчатого сжатия (в нашем случае двухступенчатого), представленной на рис. 1. В этом случае преобразователь давления второй ступени сжатия, состоящий из нескольких мультипликаторов, может быть встроен в исполнительный орган проходческого комбайна или расположен автономно от него. Принцип работы ис-

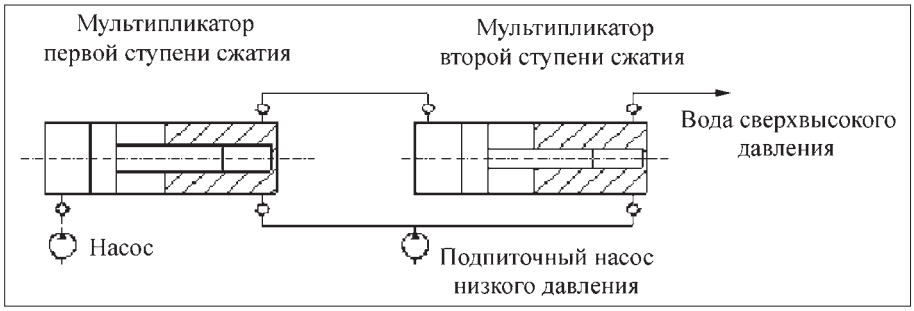


Рис. 1. Схема двухступенчатого сжатия воды

полнительного органа со встроенным в режущую коронку преобразователем давления подробно описан в работе [2]. При этом преобразователь давления, также состоящий из нескольких мультипликаторов, или насос первой ступени сжатия располагается на раме комбайна или в выработке. В то же время при использовании этой схемы практически нет конструктивных ограничений для повышения давления, вплоть до 500 МПа и более [2]. Это объясняется тем, что при такой схеме компоновки гидромеханического исполнительного органа под сверхвысоким давлением работает лишь небольшое число элементов (уплотнительные элементы и гидромеханический инструмент).

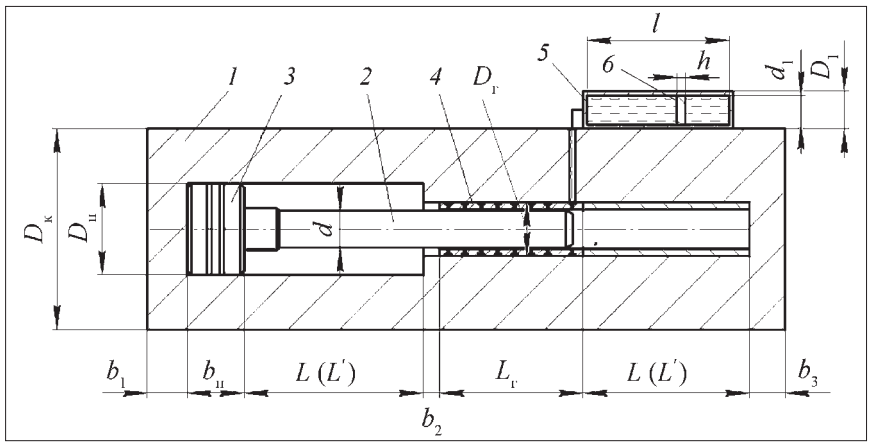


Рис. 2. Расчетная схема гидромультипликатора:
1 – корпус мультипликатора; *2* – плунжер; *3* – поршень; *4* – гильза бесконтактного уплотнения; *5* – импульсный механизм подачи запирающей жидкости; *6* – разделитель сред

Известно [4], что в конструкциях преобразователей сверхвысокого давления (последняя ступень сжатия) единственно пригодными являются бесконтактные щелевые уплотнения. Щелевое уплотнение представляет собой тонкостенную гребешковую гильзу с камерами противодавления, с натягом запрессованную в корпус мультипликатора и образующую кольцевой зазор с плунжером мультипликатора. Однако при работе на сверхвысоких давлениях утечки жидкости через зазор между плунжером и гильзой, а также раскрывающийся натяг между гильзой и корпусом мультипликатора становятся соизмеримы с производительностью мультипликатора. Снижение утечек через зазоры уплотнения может быть достигнуто за счет подвода к нему запирающей (более вязкой) жидкости, например машинного масла [5].

Установление взаимосвязи габаритных размеров встраиваемого в режущую коронку преобразователя давления второй (последней) ступени сжатия с его параметрами (давление и расход воды) и параметрами исполнительного органа определяет необходимость дальнейшего развития методов расчета и проектирования таких исполнительных органов.

Необходимо отметить, что методика расчета и проектирования по встраиваемости преобразователей давления в режущие коронки гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов носит независимый характер и рассмотрена в работе [2]. Расчет геометрических параметров мультипликатора является отдельной задачей (первым этапом) при проектировании гидромеханических исполнительных органов. Встраиваемость преобразователя давления в режущую коронку проходческого комбайна (расчет ее геометрии) выполняется при известных габаритах преобразователя давления.

При расчете геометрии мультипликатора второй ступени сжатия, оснащенного бесконтактным уплотнением и запирающей жидкостью, исходными параметрами являются: давление воды на выходе из мультипликатора второй ступени сжатия P_0 и его подача Q_0. Это относится и в целом к преобразователю давления, состоящего из нескольких ступеней сжатия. Значения P_0 и Q_0 выбираются исходя из закономерностей резания породного массива струями воды сверхвысокого давления [5]. Указанные закономерности устанавливают качественную и количественную взаимосвязь основных факторов процесса разрушения горных пород различной крепости струями воды сверхвысокого давления с его параметрами.

Расчетная схема мультипликатора второй ступени сжатия представлена на рис. 2.

Для упрощения расчетных зависимостей, а также в целях использования этих зависимостей для семейства геометрически подобных мультипликаторов, введены следующие безразмерные коэффициенты [7]:

$$K_п = \frac{L}{d} \text{ – коэффициент плунжера;} \quad (1)$$

$$K_г = \frac{L_г}{d} \text{ – коэффициент гильзы;} \quad (2)$$

$$K_\delta = \frac{\delta}{d} \text{ – коэффициент зазора,} \quad (3)$$

где L – ход плунжера; d – диаметр плунжера; $L_г$ – длина гильзы; δ – радиальный зазор между плунжером и гильзой (на рис. 2 не показан).

Для плунжеров диаметром 5...30 мм значения коэффициентов плунжера $K_п$ и гильзы $K_г$ в зависимости от давления воды приведены в табл. 1, а значения коэффициента зазора K_δ принимаются равными $(4{,}0...4{,}8)\cdot 10^{-4}$.

Таблица 1

Коэффициент	Давление P_0, МПа					
	50	100	200	300	400	500
$K_п$	2,5	3,4	4,5	5,25	5,75	6,25
$K_г$	2,75	3,74	4,95	5,78	6,32	6,87

Диаметр плунжера мультипликатора

Теоретический объем жидкости q_1, нагнетаемой за один ход плунжера, определяется по выражению

$$q_1 = \frac{\pi d^2}{4} L. \quad (4)$$

Расчетный объем заплунжерного пространства гидромультипликатора V с учетом утечек, сжимаемости жидкости, влияния вредного пространства и деформации рабочих камер определяют по формуле

$$V = \frac{Q_0}{n_{и.о} n_м} = q_1 - \Delta V_{сж} - \Delta V_{ут} - \Delta V_{вр}, \quad (5)$$

где $\Delta V_{сж}$ – уменьшение объема жидкости за счет сжатия за время одного хода; $\Delta V_{ут}$ – объем утечек через зазор между плунжером и гильзой за время одного хода; $\Delta V_{вр}$ – увеличение объема вредного пространства за счет деформации рабочей камеры и плунжера; $n_{и.о}$ – частота вращения исполнительного органа; $n_м$ – число мультипликаторов.

Уменьшение объема жидкости за счет сжатия с учетом вредного пространства рассчитывают по зависимости

$$\Delta V_{сж} = \frac{\Delta P (q_1 - V_{вр})}{E}, \quad (6)$$

где $\Delta P = P_0 - P_п$ – разность давления на выходе из гидромультипликатора и на входе в него; $P_п$ – давление насоса подпитки; $V_{вр}$ – объем вредного пространства (принимается конструктивно наименьшим); E – модуль упругости рабочей жидкости.

При определении диаметра плунжера необходимо учитывать объем утечек и то, что в результате приложения к плунжеру осевой сжимающей силы

$$N = P_0 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (7)$$

последний испытывает поперечную деформацию, вследствие чего первоначальный зазор в плунжерной паре уменьшается. Абсолютное значение поперечной деформации плунжера Δd может быть найдено по формуле, которая с учетом соотношения (7) имеет вид

$$\Delta d = \upsilon \frac{P_0 d}{E'}, \quad (8)$$

где υ – коэффициент Пуассона; E' – модуль упругости материала плунжера.

Объем утечек жидкости через зазор между плунжером и гильзой определяют по формуле

$$\Delta V_{ут} = 2{,}5 \frac{\pi P_0 (\delta - \Delta d)^3 t d}{12 \mu L_г}, \quad (9)$$

где t – время одного рабочего хода плунжера; μ – динамическая вязкость жидкости при t = 20 °С.

Время одного рабочего хода мультипликатора определяется по выражению

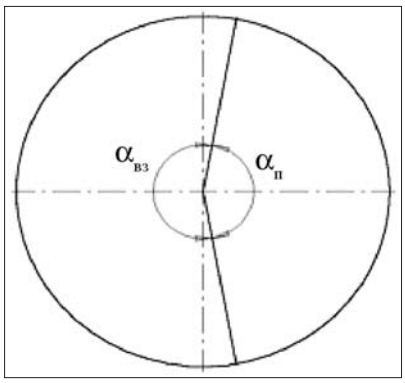


Рис. 3. Фазы работы гидромультипликатора

$$t = \frac{K_ф}{n_{и.о}}, \quad (10)$$

где $K_ф$ – коэффициент рабочей фазы гидромультипликатора.

Учитывая то, что на одной половине оборота вала исполнительного органа каждый мультипликатор совершает взвод, а на другой – рабочий ход, теоретический коэффициент рабочей фазы мультипликатора равен 0,5 [3]. Принимая во внимание, что в начале и в конце рабочего хода, когда резцы входят в контакт с породным массивом и выходят из него, глубина стружки является незначительной по величине, то нецелесообразно в этот промежуток времени подавать высоконапорную воду к инструменту. Поэтому коэффициент рабочей фазы мультипликатора (рис. 3) определится по выражению

$$K_ф = \frac{\alpha_п}{360}, \quad (11)$$

где $\alpha_п$ – рабочая фаза подачи жидкости в мультипликатор, ° ($\alpha_п$ < 180° и задается конструктором); $\alpha_{вз}$ – фаза взвода мультипликатора в рабочее положение (заполнение поршневой полости мультипликатора водой).

Зазор между плунжером и гильзой с учетом деформации плунжера и уравнения (3) будет равен:

$$\delta - \Delta d = K_\delta d - \upsilon \frac{P_0 d}{E'} = d \left(K_\delta - \upsilon \frac{P_0}{E'} \right). \quad (12)$$

Увеличение объема вредного пространства выражается формулой

$$\Delta V_{вр} = \frac{P_0 V_{вр}}{E''}, \quad (13)$$

где E'' – модуль упругости материала корпуса мультипликатора.

Выражение для определения расчетного объема заплунжерного пространства с учетом уравнения (5) и зависимостей (1)–(3), (6), (9), (12) и (13) будет иметь следующий вид:

$$V = 0{,}785 d^3 \left[K_п - \frac{\Delta P K_п}{E} - 2{,}5 \frac{P_0 \left(K_\delta - \upsilon \frac{P_0}{E'} \right)^3 t}{3 \mu K_г} \right] - \frac{\Delta P V_{вр}}{E} - \frac{\Delta P V_{вр}}{E''}. \quad (14)$$

При решении уравнения (14) относительно диаметра плунжера получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{V + \frac{\Delta P V_{вр}}{E} + \frac{P_0 V_{вр}}{E''}}{0{,}785 \left[K_п - \frac{\Delta P K_п}{E} - 2{,}5 \frac{P_0 \left(K_\delta - \upsilon \frac{P_0}{E'} \right)^3 t}{3 \mu K_г} \right]}}. \quad (15)$$

Найденный по формуле (15) диаметр плунжера округляют до ближайшего стандартного размера и по формулам (1)–(3) находят ход плунжера, длину гильзы (см. рис. 2) и радиальный зазор между плунжером и гильзой.

Диаметр поршня мультипликатора

Для определения диаметра поршня мультипликатора используем равенство усилий, действующих на поршень:

$$F = \frac{\pi D_п^2}{4} P_1 = \frac{\pi}{4} (D_п^2 - d^2) P_в + \frac{\pi d^2}{4} P_0, \quad (16)$$

где $P_в$ – давление во взводящей камере мультипликатора (выбирается в соответствии с [3]); P_1 – давление в поршневой полости преобразователя давления второй ступени сжатия (задается конструктором).

Из равенства (16) определяем диаметр поршня:

$$D_п = \sqrt{\frac{d^2 (P_0 - P_в)}{P_1 - P_в}}. \quad (17)$$

Полученное значение диаметра поршня округляют в бóльшую сторону до ближайшего из ряда диаметров стандартных уплотнений.

Ход плунжера мультипликатора с учетом уточненного значения утечек

Расчетный объем заплунжерного пространства, как было отмечено ранее, определяют по уравнению (5). При этом утечки жидкости через зазор между плунжером и гильзой рассчитывают по формуле (9), а поперечную деформацию плунжера – по зависимости (8). Однако в формулу (9) входит величина динамической вязкости μ, которая не учитывает изменение температуры и давления рабочей жидкости при дросселировании ее через радиальные зазоры, а величина поперечной деформации, вычисленная по формуле (8), является средней и не учитывает "обжатие" плунжера давлением по длине гильзы.

Чтобы более точно определить для расчетного объема всего заплунжерного пространства соответствующий ему ход плунжера необходимо в уравнение (5) внести уточненный объем утечек $\Delta V'_{ут}$ через зазор между плунжером и гильзой за время одного хода.

Результаты исследований процесса работы бесконтактного уплотнения с запирающей жидкостью показали [5], что в мультипликаторе второй ступени сжатия, оснащенном таким уплотнением, утечки рабочей жидкости через указанные выше зазоры составляют в среднем 10 % от производительности мультипликатора.

Таким образом, решая уравнение (5) с учетом уточненного объема утечек $\Delta V'_{ут}$ относительно хода плунжера L и пренебрегая увеличением объема вредного пространства за счет деформации рабочей камеры плунжера из-за его малости, определяют уточненный ход поршня L' (см. рис. 2) по следующей зависимости:

$$L' = \frac{E(V + V_{вр} + \Delta V'_{ут}) + \Delta P V_{вр}}{0{,}785 d^2 (E - \Delta P)}. \quad (18)$$

Длина мультипликатора

Согласно рис. 2 длина мультипликатора определяется по выражению

$$L_м = 2L' + L_г + b_1 + b_2 + b_3 + b_п, \quad (19)$$

где b_1 и b_2 – толщины донышек мультипликатора; b_3 – запас хода; $b_п$ – ширина поршня.

Величины b_1, b_2, b_3 и $b_п$ являются конструктивными элементами и задаются в процессе проектирования.

Наружный диаметр гильзы

Наружный диаметр гильзы $D_г$ (см. рис. 2) выбирают конструктивно, исходя из ее минимальной толщины, что обеспечивает стабилизацию рабочего зазора между плунжером и гильзой.

Наружный диаметр корпуса мультипликатора

Выбор размеров корпуса мультипликатора следует производить из прочностных соображений. Прочностным критерием для расчета корпуса мультипликатора является предел текучести материала $\sigma_т$. Корпус мультипликатора может быть как однослойным, так и многослойным.

Для расчета однослойного корпуса мультипликатора используют следующее соотношение:

$$\sigma_т \le m P_0 \frac{2 D_к^2}{D_к^2 - d_к}, \quad (20)$$

где P_0 – максимальное рабочее давление; m – коэффициент запаса прочности; $d_к$ – внутренний диаметр корпуса мультипликатора в расчетах принимается равным наружному диаметру гильзы $D_г$ (на рис. 2 $d_к$

не показан). Отсюда наружный диаметр корпуса (см. рис. 1) определяют по формуле

$$D_к = d_к \sqrt{\frac{\sigma_т}{\sigma_т - 2mP_0}}. \quad (21)$$

Из формулы (21) видно, что однослойная конструкция при запасе прочности $m = 1$ позволяет реализовать максимальное давление воды P_0, не превышающее величину $\sigma_т$. Тем не менее запас прочности следует выбирать в пределах 1,5...2 и выше. Таким образом, в мультипликаторе с однослойным корпусом (при $\sigma_{т\,max}$ = 1400 МПа) можно реализовать давление 0,5·1400/(1,5...2) = 350...467 МПа.

При использовании многослойного корпуса, который состоит из нескольких (обычно двух) корпусов, посаженных друг на друга с натягом, наружный диаметр внутренней трубы (внутренний диаметр наружной трубы) $D_{кср}$ (средний диаметр корпуса) с учетом минимальных напряжений, возникающих в корпусе мультипликатора, выбирают из соотношения

$$D_{кср} = \sqrt{D_к d_к}, \quad (22)$$

а диаметр наружного диаметра корпуса (см. рис. 2) определяют по зависимости

$$D_к = d_к \frac{\sigma_т}{\sigma_т - mP_0}. \quad (23)$$

Импульсный механизм подачи запирающей жидкости

Расход запирающей жидкости (минерального масла), необходимый для уплотнения зазора за один ход плунжера, определяется из выражения

$$q_2 = \frac{\pi d_1^2 l}{4}, \quad (24)$$

где d_1 – внутренний диаметр корпуса импульсного механизма подачи запирающей жидкости (см. рис. 2); l – величина хода разделителя сред (задается конструктивно).

С учетом того, что расход запирающей жидкости q_2 определяется с применением численных методов по алгоритму, приведенному в работе [8], внутренний диаметр корпуса импульсного механизма подачи (см. рис. 2) найдем из выражения (24)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4q_2}{\pi l}}. \quad (25)$$

Толщина разделителя сред h (см. рис. 2) задается конструктивно, минимальное значение выбирается исходя из обеспечения его прочности.

Выбор материала и расчет внешнего диаметра импульсного механизма подачи рассчитывается по аналогии с расчетом корпуса мультипликатора (см. формулы (20)–(23)).

Расход масляного насоса, необходимый для уплотнения плунжерной пары запирающей жидкостью, определяют по формуле

$$Q_м = q_2 t n_м, \quad (26)$$

где $n_м$ – количество гидромультипликаторов в преобразователе сверхвысокого давления.

Подача источника воды высокого давления первой ступени сжатия

Расход жидкости источника воды высокого давления первой ступени сжатия определяют по формуле

$$Q = q_3 t n_м, \quad (27)$$

где $q_3 = \frac{\pi D_п^2 L'}{4}$ – объемная постоянная поршневой камеры гидромультипликатора второй ступени сжатия.

По давлению в поршневой полости гидромультипликатора второй ступени сжатия P_1 и расходу жидкости Q выбирается источник воды высокого давления (насос или преобразователь давления) первой ступени сжатия, например, из типоразмерного и параметрического рядов источников воды высокого давления на базе мультипликаторов (табл. 2) [3].

Таблица 2

Насосный блок			Преобразователь давления									
			Исполнение									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Типоразмер	Мощность привода, кВт	Подача, л/мин	Давление номинальное, МПа									
			20	65	95	120	150	180	260	300	350	400
			Производительность, л/мин									
1	17	43	40	11	7,5	6	–	–	–	–	–	–
2	35	85	75	22	15	12	9,5	7,5	5	–	–	–
3	50	120	110	31	22	17	13	11	7,5	6,59	5	–
4	70	170	150	44	30	24	19	15	10	9	7	6
5	110	265	230	70	45	35	30	22	15	12	11,5	10
6	140	340	300	88	60	48	38	30	20	18	15	13
7	220	528	–	–	90	70	60	44	30	24	23	20

Таким образом, разработанная методика расчета параметров гидромультипликатора второй ступени сжатия может служить базой для проектирования исполнительных органов проходческих комбайнов, оснащенных струями воды сверхвысокого давления.

Список литературы

1. **Жабин А.Б., Головин К.А., Поляков А.В.** Разрушение горных пород импульсными высокоскоростными струями воды // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 4. С. 43–46.
2. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарев А.Е., Щеголевский М.М.** Гидромеханическое разрушение горных пород. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.
3. **Качурин Н.М., Бреннер В.А., Жабин А.Б., Щеголевский М.М., Лавит И.Г.** Расчет и проектирование гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 293 с.
4. **Лукиенко Л.В., Головин К.А., Наумов Ю.Н., Поляков А.В.** Бесконтактные уплотнения высокого давления / Докл. и тез. докл. VII научно-технич. конф. ученых, аспирантов и студентов. Изд-во РХТУ им. Д.И. Менделеева. Новомосковск, 2005. С. 18–19.
5. **Поляков А.В.** Бесконтактные щелевые уплотнения сверхвысокого давления с запирающей средой / Материалы 4-й Межрегиональной научно-практической конференции. "Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения". 12–14 апреля. Воркута–Сыктывкар–Ухта, 2006. С. 314–318.
6. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Поляков А.В.** Результаты исследований процесса разрушения горных пород струями воды сверхвысокого давления // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 6. С. 29–32.
7. **Гидросистемы** высоких давлений / под ред. Ю.Н. Лаптева. М.: Машиностроение, 1973. 151 с.
8. **Жабин А.Б., Поляков А.В., Поляков А.В.** К расчету параметров гидромультипликатора второй ступени сжатия источника воды сверхвысокого давления для гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов // Материалы 4-й Межрегиональной научно-практической конференции "Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения". Воркута–Сыктывкар–Ухта, 2006. С. 52–58.

УДК 622.236.732

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, **Ан.В. Поляков,** канд. техн. наук, ТулГУ, **М.М. Щеголевский,** вице-президент Тульского отделения Академии горных наук

Методика расчета основных параметров и показателей процесса резания горных пород гидроимпульсным инструментом

Представлена методика и некоторые результаты расчета основных параметров и показателей процесса резания горных пород гидроимпульсным инструментом.

Гидроимпульсный инструмент может использоваться в комбинации с механическими резцами исполнительных органов проходческих комбайнов для нарезания опережающих и ослабляющих породный массив щелей определенной глубины в целях снижения нагруженности привода исполнительного органа, а следовательно, расширения области использования проходческих машин на более крепких породах или увеличения производительности по отбойке породы.

Гидроимпульсные инструменты размещаются на режущей коронке гидромеханического исполнительного органа проходческого комбайна. При этом может использоваться источник воды высокого давления как встроенный непосредственно в коронку (преобразователь давления, выполненный в виде блока гидромультипликаторов), так и автономный, размещенный на раме комбайна или в выработке [1, 2].

Настоящая методика распространяется на гидроимпульсные инструменты (рис. 1), реализующие принцип внутреннего прерывания за счет специального устройства (прерывателя), установленного в корпусе инструмента *1*, состоящего из наконечника *3* и гильзы *4*. Наконечник в гильзе совершает возвратно-поступательное движение при помощи привода *6*. Такое движение наконечника обеспечивает попере-

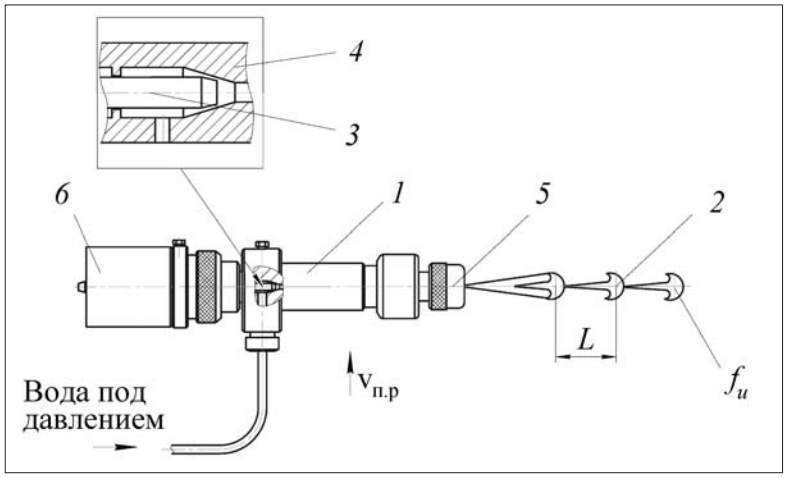


Рис. 1. Схема гидроимпульсного инструмента

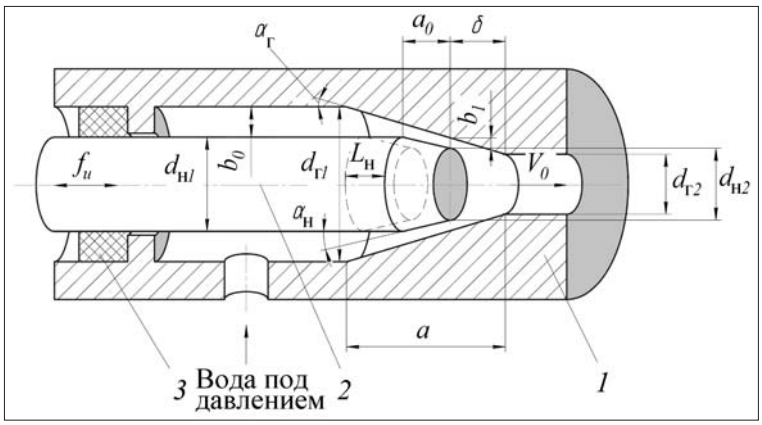


Рис. 2. Схема прерывателя непрерывного потока воды:
1 – гильза; *2* – конический наконечник; *3* – уплотнение высокого давления; $d_{н1}$ и $d_{н2}$ – соответственно начальный и конечный диаметры наконечника; $d_{г1}$ и $d_{г2}$ – соответственно начальный и конечный диаметры отверстия гильзы; a и a_0 – соответственно длина конической части гильзы и наконечника; δ – зазор между торцом наконечника и гильзы в крайнем правом положении наконечника; b_0 и b_1 – соответственно зазор между цилиндрической и конической частями наконечника и гильзы; $\alpha_н$ и $\alpha_г$ – соответственно угол конусности наконечника и гильзы; $L_н$ – ход наконечника

менное открытие и закрытие канала подачи воды высокого давления к струеформирующему устройству *5*, т.е. прерывание непрерывного потока воды с определенной частотой $f_и$ и создание таким образом импульсной струи воды *2* с давлением P_0 и длиной волны L. При работе инструмент, расположенный на заданном расстоянии от породного массива, перемещаясь относительно его со скоростью $v_{п.р}$, нарезает щель определенной глубины.

На рис. 2 представлена схема прерывателя непрерывного потока воды.

При разработке методики расчета за основу приняты результаты проведенных исследований по резанию горных пород гидроимпульсными струями [3, 4].

Ниже приведены основные возможности, предоставляемые методикой.

Расчет глубины щели при резании горных пород различной прочности импульсной струей воды высокого давления и геометрии гидроимпульсного инструмента для заданных параметров гидравлической мощности

Расчет проводится для гидроимпульсного инструмента, оборудованного одной струеформирующей насадкой. В случае, когда устанавливается несколько струеформирующих насадок, мощность привода насосной установки высокого давления следует разделить на их количество и в дальнейших расчетах использовать полученное значение мощности для одной насадки. Следует отметить, что гидроимпульсный инструмент может быть установлен один на все струеформирующие насадки.

Глубина щели h, прорезаемая в горных породах гидроимпульсным инструментом, находится по зависимости

$$\frac{h}{d_0} = 0{,}055\cdot(S_d)^{-0{,}03}\left(\frac{l_0}{L}\right)^{0{,}24}\left(\frac{P_0}{\sigma_{сж}}\right)^{0{,}78}\left(\frac{v_0}{v_{п.р}}\right)^{0{,}38}, \quad (1)$$

где d_0 – диаметр отверстия струеформирующей насадки; S_d – безразмерный параметр импульсной струи воды высокого давления; l_0 – расстояние от среза гидроимпульсного инструмента до поверхности горной породы; L – длина волны импульсной струи воды высокого давления; P_0 – давление воды перед струеформирующей насадкой; $\sigma_{сж}$ – прочность горной породы на сжатие; v_0 – скорость истечения воды из струеформирующей насадки; $v_{п.р}$ – рациональная скорость перемещения гидроимпульсного инструмента над поверхностью горной породы.

Диаметр отверстия струеформирующей насадки d_0 (см. рис. 1) может быть найден по зависимости [5]

$$d_0 = \left(\frac{N_0}{0{,}0351\cdot\mu P_0^{1,5}}\right)^{1/2}, \quad (2)$$

где N_0 – мощность источника воды высокого давления (задается конструктором исходя из технической характеристики источника воды высокого давления); μ – коэффициент расхода насадки (см. рис. 1) (определяется по технической характеристике насадки и находится в пределах 0,6...0,95 [6]).

Давление воды перед струеформирующей насадкой P_0 определяют по выражению

$$P_0 = P\eta_{гм}, \quad (3)$$

где P – номинальное давление воды преобразователя давления (задается конструктором исходя из технической характеристики источника воды высокого давления); $\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД, характеризующий потери давления воды на преодоление сил трения и потери напора в трубопроводах ($\eta_{гм}$ = = 0,93...0,97 [1]).

Безразмерный параметр импульсной струи воды высокого давления S_d, характеризующий струю как некую систему, имеющую неустановившийся характер движения [7], определяют по выражению

$$S_d = \frac{f_{и.р}d_0}{v_0}, \quad (4)$$

где $f_{и.р}$ – рациональная частота пульсации скорости струи воды.

Рациональную частоту пульсации скорости струи воды определяют по формуле

$$f_{и.р} = \left(\frac{1{,}8\cdot10^{-9}\,\sigma_{сж} + 0{,}2}{1{,}6\cdot10^{-12}\,\sigma_{сж} + 0{,}0006}\right). \quad (5)$$

Скорость истечения струи воды из струеформирующей насадки находится из выражения

$$v_0 = \mu\sqrt{\frac{2P_0}{\rho}}, \qquad (6)$$

где ρ – плотность воды (1000 кг/м^3).

Расстояние от среза гидроимпульсного инструмента до поверхности горной породы определяют по зависимости

$$l_0 = \frac{4{,}02 - \ln(S_d)}{108{,}0}. \qquad (7)$$

Длину волны импульсной струи воды высокого давления (см. рис. 1) вычисляют по выражению

$$L = \frac{v_0}{f_{и.р}}. \qquad (8)$$

Рациональную скорость перемещения гидроимпульсного инструмента над поверхностью горной породы определяют по формуле

$$\frac{v_0}{v_{п.р}} = 1480{,}3\cdot(S_d)^{-0{,}038}\left(\frac{P_0}{\sigma_{сж}}\right)^{-0{,}071}\left(\frac{l_0}{L}\right)^{-0{,}51}. \qquad (9)$$

Далее определяют основные геометрические (конструктивные) размеры прерывателя (см. рис. 2), к которым относят $d_{н1}$ и $d_{н2}$; $d_{г1}$ и $d_{г2}$; a и a_0, а также δ.

Начальный диаметр наконечника $d_{н1}$ вычисляют по формуле

$$d_{н1} = \frac{4\cdot Q_0}{\pi b_0 v_н\left(2 + k - \frac{k^2}{\sqrt{(2+k)^2}}\right)}, \qquad (10)$$

где Q_0 – расход воды высокого давления через струеформирующую насадку; b_0 – начальный зазор между наконечником и гильзой; $v_н$ – скорость движения наконечника; k – условная конусность зазора (выбирается исходя из условия отсутствия противотока воды в зазоре, образованного коническим наконечником и гильзой, и составляет $0{,}5 \le k \le 1$).

Расход воды высокого давления через струеформирующую насадку

$$Q_0 = 0{,}0351\cdot\mu d_0^2 P_0^{0{,}5}. \qquad (11)$$

Начальный зазор b_0 (см. рис. 2) определяют по формуле

$$b_0 = 0{,}1\cdot d_{тр}, \qquad (12)$$

где $d_{тр}$ – внутренний диаметр канала подвода воды высокого давления к гидроимпульсному инструменту (задается конструктором).

Скорость движения наконечника *2* (см. рис. 2)

$$v_н = L_н f_{и.р}, \qquad (13)$$

где $L_н$ – ход наконечника (принимается $L_н = (5...6)\cdot10^{-3}$ м).

Конечный диаметр наконечника

$$d_{н2} = \frac{10^3\cdot Q_0}{\mu\pi L_н \sin\frac{\alpha_н}{2}}\sqrt{\frac{\rho}{2P_0}}, \qquad (14)$$

где $\alpha_н$ – угол конусности наконечника (принимается $\alpha_н = 3...15°$).

Начальный диаметр отверстия гильзы

$$d_{г1} = 2b_0 + d_{н1}. \qquad (15)$$

Длина конической части наконечника

$$a_0 = (d_{н1} - d_{н2})\mathrm{tg}\alpha_н. \qquad (16)$$

Длину конической части отверстия гильзы a вычисляют по формуле

$$a = \frac{\pi d_{г3} b_0^2 P_0}{12\cdot\nu\rho Q_0}\frac{2(1+k)^2}{2+k}, \qquad (17)$$

где $d_{г3}$ – диаметр отверстия гильзы, соответствующий положению наконечника в крайнем правом положении (в конце рабочего хода); ν – коэффициент кинематической вязкости воды (101 м^2/с).

Диаметр

$$d_{г3} = 2b_1 + d_{н2}. \qquad (18)$$

Значение конечного зазора b_1 (см. рис. 2) вычисляют по зависимости

$$b_1 = \frac{b_0}{k+1}. \qquad (19)$$

Угол конусности гильзы

$$\alpha_г = \mathrm{arctg}\left(\frac{d_{г1} - d_{г3}}{a}\right). \qquad (20)$$

Угол конусности гильзы $\alpha_г$ сравнивают с углом конусности наконечника $\alpha_н$, при этом должно выполняться условие

$$\alpha_г \ne \alpha_н. \qquad (21)$$

Если условие не выполняется, то необходимо принять другое значение угла $\alpha_н$ и произвести расчет геометрии прерывателя заново.

Величину зазора δ (см. рис. 2) находят по формуле

$$\delta = d_{г3}\,\mathrm{tg}\alpha_г. \qquad (22)$$

Конечный диаметр отверстия гильзы $d_{г2}$ вычисляют по выражению

$$d_{г2} = d_{г1} - a\mathrm{tg}\alpha_г. \qquad (23)$$

Расчет гидравлической мощности, а также выбор источника воды высокого давления для заданной конструкции гидроимпульсного инструмента и глубины щели, нарезаемой в горных породах импульсной струей воды высокого давления

Гидравлическая мощность источника воды высокого давления

$$N_г = \frac{P_0 Q_0}{\eta}, \qquad (24)$$

где η – полный КПД гидросистемы (η = 0,78...0,83).

Производительность источника воды высокого давления Q_0 и давление воды перед струеформирующей насадкой P_0 определяются путем решения системы семи уравнений, в которой диаметр отверстия струеформирующей насадки d_0, безразмерный параметр струи S_d, расстояние от среза гидроимпульсного инструмента l_0, длина волны импульсной струи воды высокого давления L, скорость истечения струи воды из струеформирующей насадки v_0 и скорость перемещения гидроимпульсного инструмента $v_{п.р}$ являются неизвестными:

$$\begin{cases} S_d = 55{,}7 \cdot \exp(-108{,}0 l_0); \\ \dfrac{h}{d_0} = 0{,}055 \cdot (S_d)^{-0{,}03} \left(\dfrac{l_0}{L}\right)^{0{,}24} \left(\dfrac{P_0}{\sigma_{сж}}\right)^{0{,}78} \left(\dfrac{v_0}{v_{п.р}}\right)^{0{,}38}; \\ L = \dfrac{v_0}{f_{и.р}}; \\ v_0 = \mu \sqrt{\dfrac{2P_0}{\rho}}; \\ \dfrac{v_0}{v_{п.р}} = 1480{,}3 \cdot (S_d)^{-0{,}038} \left(\dfrac{P_0}{\sigma_{сж}}\right)^{-0{,}071} \left(\dfrac{l_0}{L}\right)^{-0{,}51}; \\ a = \dfrac{\pi d_{г3} b_0^2 P_0}{12 \nu \rho Q_0} \dfrac{2(1+k)^2}{2+k}; \\ d_{н2} = \dfrac{10^3 \cdot Q_0}{\mu \pi L_н \sin\dfrac{\alpha_н}{2}} \sqrt{\dfrac{\rho}{2P_0}}. \end{cases} \qquad (25)$$

В системе уравнений (25) являются заданными следующие величины: глубина щели, нарезаемая импульсной струей воды высокого давления h; предел прочности горной породы на сжатие $\sigma_{сж}$; рациональная частота пульсации скорости струи воды $f_{и.р}$; коэффициент расхода насадки μ; коэффициент кинематической вязкости ν и плотность воды ρ; диаметр отверстия гильзы $d_{г3}$; начальный зазор между наконечником и гильзой b_0; условная конусность зазора, образованного коническими наконечником и гильзой k; длина $L_н$ и угол конусности $\alpha_н$ наконечника.

При этом рациональная частота пульсации скорости струи воды $f_{и.р}$ рассчитывается по зависимости (5), а диаметр отверстия гильзы $d_{г3}$, начальный зазор между наконечником и гильзой b_0 и условная конусность k по зависимостям (18), (12) и (19) соответственно.

Выбор источника воды высокого давления осуществляется по наиболее близкому значению мощности, соответствующему расчетному значению гидравлической мощности $N_г$ по зависимости (24).

В соответствии с разработанной методикой был выполнен расчет глубины щели при резании горной породы с пределом прочности на сжатие 70 МПа и геометрии гидроимпульсного инструмента. Исходные данные для расчета представлены в табл. 1, а резуль-

Таблица 1

Параметры	Обозначение	Числовые значения
Мощность источника воды высокого давления, Вт	N_0	$35 \cdot 10^3$
Номинальное давление воды преобразователя давления, Па	P	$120 \cdot 10^6$
Предел прочности на сжатие, Па	$\sigma_{сж}$	$70 \cdot 10^6$
Условная конусность зазора	k	0,9
Угол конусности наконечника, °	$\alpha_н$	5
Ход наконечника, м	$L_н$	$5 \cdot 10^{-3}$
Внутренний диаметр канала подвода воды высокого давления к гидроимпульсному инструменту	$d_{тр}$	$4 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода насадки	μ	0,75
Плотность воды, кг/м^3	ρ	1000

Таблица 2

Параметры	Обозначение	Числовые значения
Давление воды перед струеформирующей насадкой, Па	P_0	$114 \cdot 10^6$
Диаметр отверстия струеформирующей насадки, м	d_0	$0{,}8 \cdot 10^{-3}$
Частота пульсации скорости струи воды, Гц	$f_{и.р}$	457
Скорость истечения струи воды из струеформирующей насадки, м/с	v_0	358,1
Безразмерный параметр импульсной струи воды высокого давления	S_d	$1{,}2 \cdot 10^{-3}$
Длина волны импульсной струи воды высокого давления, м	L	0,78
Расстояние от среза гидроимпульсного инструмента до поверхности породы, м	l_0	$98 \cdot 10^{-3}$
Скорость перемещения гидроимпульсного инструмента, м/с	$v_{п.р}$	0,068
Глубина нарезаемой щели, м	h	$23{,}0 \cdot 10^{-3}$

Продолжение табл. 2

Параметры	Обозначение	Числовые значения
Расход воды высокого давления, м^3/с	Q_0	$18\cdot10^{-5}$
Скорость движения наконечника, м/с	$v_н$	2,3
Начальный зазор, м	b_0	$0,4\cdot10^{-3}$
Начальный диаметр наконечника, м	$d_{н1}$	$9,5\cdot10^{-3}$
Конечный диаметр наконечника, м	$d_{н2}$	$5,3\cdot10^{-3}$
Длина конической части наконечника, м	a_0	$5,7\cdot10^{-3}$
Начальный диаметр отверстия гильзы, м	$d_{г1}$	$10,3\cdot10^{-3}$
Конечный зазор, м	b_1	$0,21\cdot10^{-3}$
Диаметр отверстия гильзы, м	$d_{г3}$	$9,5\cdot10^{-3}$
Длина конической части отверстия гильзы, м	a	$37\cdot10^{-3}$
Угол конусности гильзы, °	$\alpha_г$	11,5
Зазор, м	δ	$0,2\cdot10^{-3}$
Конечный диаметр отверстия гильзы, м	$d_{г2}$	$9,3\cdot10^{-3}$

таты расчета, выполненного по разработанной программе "Mathcad" – в табл. 2.

Расчеты показывают, что при гидравлической мощности источника воды высокого давления 35 кВт гидроимпульсный инструмент с диаметром отверстия струеформирующей насадки 0,8 мм при давлении воды 114 МПа, скорости перемещения 0,068 м/с и частоте пульсации скорости струи воды 457 Гц обеспечивает нарезание щели в горной породе с пределом прочности на сжатие 70 МПа глубиной 23 мм. В то же время при использовании непрерывной струи воды с теми же гидравлическими и режимными параметрами при разрушении породы с $\sigma_{сж}$ = 70 МПа глубина щели, рассчитанная по известной зависимости [8]

$$h = 0,11\cdot d_0\left(\frac{P_0}{\sigma_{сж}}\right)^{0,75}\left(\frac{v_0}{v_п}\right)^{0,5},$$

составила 9,2 мм, что в 2,5 раза меньше, чем глубина щели, нарезаемая импульсной струей воды.

Для обоснования возможности применения гидроимпульсных струй воды высокого давления в гидромеханических исполнительных органах проходческих комбайнов, реализующих щелевой способ разрушения породного массива [8], был выполнен расчет глубины щели для комбайна 1ГПКС, оснащенного гидромеханическим исполнительным органом [1]. Расчет выполнялся при частоте вращения исполнительного органа 55 мин$^{-1}$ для серийной режущей коронки с 26 резцами, 13 струеформирующих насадок, работающих непрерывно, с диаметром отверстия $0,8\cdot10^{-3}$ м при потребляемой гидравлической мощности 130 кВт. Прочность горных пород на сжатие составляла 70 МПа. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Таблица 3

№ резца	Диаметр траектории вершин резцов, мм	Глубина щели, мм	
		Импульсная струя воды	Непрерывная струя воды
1	220	15,0	5,3
2	272	14,0	4,8
3	320	13,0	4,4
4	360	13,0	4,2
5	400	12,0	3,9
6	440	12,0	3,8
7	476	11,0	3,6
8	504	11,0	3,5
9	528	11,0	3,4
10	552	11,0	3,4
11	568	11,0	3,3
12	584	10,0	3,2
13	600	10,0	3,2
14	612	10,0	3,2
15	628	10,0	3,1
16	648	10,0	3,1
17	664	9,9	3,0
18	680	9,8	3,0
19	692	9,8	3,0
20	708	9,7	2,9
21	724	9,6	2,9
22	740	9,5	2,9
23	752	9,5	2,9
24	768	9,4	2,8
25	784	9,3	2,8
26	800	9,2	2,8

Анализ результатов расчета (см. табл. 3) показывает, что значения глубины щели, прорезаемой импульсной струей воды, выше чем непрерывной и сопоставимы с глубиной резания механическим инструментом (резцом) [1]. Следует отметить, что для нарезания щелей непрерывной струей воды при тех же значениях частоты вращения исполнительного органа и глубины щели, что и при использовании импульсной струи, потребуется давление воды 400 МПа, а общая гидравлическая мощность источника воды высокого давления составит 990 кВт. Поэтому применение импульсных струй воды высокого давления в конструкциях гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов взамен непрерывных струй воды позволит повысить производительность процесса щелеобразования при той же самой гидравлической мощности или, сохраняя производительность комбайна, снизить энергоемкость процесса разрушения породного массива за счет уменьшения

Таблица 4

Параметры	Обозначение	Числовые значения
Глубина нарезаемой щели, м	h	0,010
Предел прочности на одноосное сжатие, МПа	$\sigma_{сж}$	100
Частота пульсации скорости струи воды, Гц	$f_{и.р}$	500
Коэффициент расхода насадки	μ	0,81
Плотность воды, кг/м^3	ρ	1000
Коэффициент кинематической вязкости воды, м^2/с	ν	101
Диаметр отверстия гильзы, м	$d_{г3}$	$2{,}5\cdot10^{-3}$
Начальный зазор, м	b_0	$0{,}6\cdot10^{-3}$
Условная конусность зазора	k	0,5
Ход наконечника, м	$L_н$	$2{,}2\cdot10^{-3}$
Угол конусности наконечника, °	$\alpha_н$	7

потребляемой гидравлической мощности источника воды высокого давления.

Кроме того, был выполнен расчет гидравлической мощности, а также осуществлен выбор источника воды высокого давления при заданной конструкции гидроимпульсного инструмента и глубины щели, нарезаемой импульсной струей воды высокого давления. Конструкция гидроимпульсного инструмента, используемого в расчете, приведена на рис. 1 и 2, исходные данные для расчета представлены в табл. 4, а результаты расчета, выполненного также по разработанной программе "Mathcad" – в табл. 5.

Расчеты показывают, что гидравлическая мощность источника воды высокого давления, необходимая для нарезания щели глубиной 10 мм, составляет 19,7 кВт. Используя, например, типоразмерный и параметрический ряды источников воды высокого давления [1], выбираем источник воды с ближайшей гидравлической мощностью, которая соответствует 35 кВт.

Следует отметить, что разработанная методика может быть использована также и при расчете и проектировании гидроимпульсных инструментов, работающих автономно при выполнении вспомогательных операций на горно-добывающих предприятиях.

Таблица 5

Параметры	Обозначение	Числовые значения
Давление воды перед струеформирующей насадкой, Па	P_0	$90\cdot10^6$
Производительность преобразователя давления, м^3/с	Q_0	$2{,}1\cdot10^{-4}$
Гидравлическая мощность источника воды высокого давления, Вт	$N_г$	$19{,}7\cdot10^3$
Частота пульсации скорости струи воды, Гц	$f_{и.р}$	500
Скорость истечения струи воды из струеформирующей насадки, м/с	v_0	315,8
Безразмерный параметр импульсной струи воды высокого давления	S_d	$9{,}5\cdot10^{-4}$
Длина волны импульсной струи воды высокого давления, м	L	0,63
Расстояние от среза гидроимпульсного инструмента до поверхности породы, м	l_0	0,102
Скорость перемещения гидроимпульсного инструмента, м/с	$v_{п.р}$	$63\cdot10^{-3}$

Список литературы

1. **Расчет** и проектирование гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов / Н.М. Качурин, В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, И.Г. Лавит. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 293 с.

2. **Гидроструйные** технологии в промышленности. Гидромеханическое разрушение горных пород / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарев, М.М. Щеголевский. М.: Изд-во АГН, 2000. 343 с.

3. **Жабин А.Б., Головин К.А., Поляков А.В.** Результаты экспериментальных исследований по разрушению горных пород гидроимпульсными струями // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер.: "Гірничо-електромеханічна". Вип. 99. Донецьк: ДонНТУ, 2005. С. 71–77.

4. **Жабин А.Б., Головин К.А., Поляков А.В.** Разрушение горных пород импульсными высокоскоростными струями воды // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 4. С. 43–46.

5. **Гидроструйные** технологии в промышленности. Гидроабразивное резание горных пород / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, А.Е. Пушкарев, М.М. Щеголевский. М.: Изд-во АГН, 2003. 279 с.

6. **Башта Т.М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1973. 697 с.

7. **Chahine G.L., Conn A.F., Johnson V.E.** Cleaning and cutting with self-resonating pulsed waterjet. Pros. 2nd U.S. Water Jet Conference, St. Louis, USA 1983. pp. 167–173.

8. **Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е.** Физико-технические основы гидроструйных технологий в горном производстве. М.: ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского, 2004. 645 с.

УДК 622.236.732

В.Г. Мерзляков, д-р техн. наук, **В.Е. Бафталовский,** канд. техн. наук,
ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского

Установление рациональных параметров, разработка и создание инструментов для гидроабразивного резания твердых материалов

Приведены результаты выполненных в ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского экспериментальных и аналитических исследований формирования гидроабразивных струй в режущем инструменте с учетом влияния геометрических параметров его проточной части, динамических и структурных характеристик водяных струй высокого давления. На основе комплексного анализа результатов исследований получены расчетные зависимости, позволяющие определять рациональные параметры струеформирующих элементов гидроабразивного инструмента.

Использование энергии высокоскоростных струй воды для резания горных пород и твердых материалов (гидроструйные технологии) получило признание во всем мире как одно из перспективных направлений развития техники и технологии, способное решать на шахтах вопросы повышения производительности и безопасности проведения очистных, подготовительных и вспомогательных работ. В РФ ведущей научно-исследовательской организацией по вопросам гидравлического разрушения горных пород до последнего времени являлся ИГД им. А.А. Скочинского. Начиная с 1993 г. работы проводятся совместно с ТулГУ и ООО "НИТЭП" [1].

Основными направлениями совместных НИОКР являются:

- исследования комбинированного воздействия на разрушаемый массив механического инструмента и высокоскоростной струи воды и создание на его основе гидромеханических исполнительных органов очистных и проходческих комбайнов;
- разработка систем высоконапорного орошения для проходческих комбайнов избирательного действия;
- разработка технологии и технических средств повышения разрушающей способности струй высокого давления и снижение энергоемкости гидравлического разрушения твердых материалов (крепких горных пород, бетона, металлических конструкций и т.д.) за счет использования гидроабразивных струй.

В настоящей статье приводятся основные результаты НИОКР, выполненных в ИГД им. А.А. Скочинского и направленных на создание эффективных гидроабразивных средств разрушения угля, горных пород и других твердых материалов.

Исследования и конструктивные разработки, выполненные в России и промышленно-развитых странах, убедительно показывают, что гидроабразивная струя является уникальным инструментом для эффективного разрушения горных пород любой крепости и резания твердых материалов, включая различные композиты, металлы и сплавы [2].

Анализ публикаций зарубежных исследований в области разработки и создания гидроабразивных режущих инструментов показал, что большинство из них имеет следующие параметры: давление воды – 200...250 МПа, диаметр насадок – 0,4...0,6 мм и расход абразива – 0,5...1,0 кг/мин.

Несмотря на высокие эксплуатационные качества, указанные разработки не приспособлены к выполнению специфических задач механизации вспомогательных работ в шахтных условиях. Кроме того, к стоимости этих установок, которая составляет 200...300 тыс. долл., необходимо добавить высокую стоимость их обслуживания и ремонта.

При выполнении различных работ в шахтных условиях необходимо эффективно резать не только уголь и горные породы, но также и металлы (крепи, рештаки, цепи и т.д.), бетон, железобетон и другие твердые материалы различной прочности. Для этого необходимо иметь возможность изменять исходные параметры формирования гидроабразивной струи в широком диапазоне. В этой связи представляют интерес комплексные исследования процесса гидроабразивного резания крепких горных пород, выполненные в ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского [2].

Существующие в настоящее время теоретические модели формирования абразивной струи базируются на представлении, что формирование гидроабразивной струи происходит только в коллиматоре гидроабразивного инструмента [1]. При этом с помощью уравнений гидродинамики описывается разгон в коллиматоре смеси воздуха и абразивных частиц как течения двух параллельных осесимметричных потоков (водяной струи и смеси воздуха с абразивными частицами), взаимодействие которых обусловлено силами трения. Решение этих уравнений позволяет авторам связать характеристики гидроабразивной струи с исходными параметрами водяной струи. При этом в большинстве случаев не принимается в расчет влияние параметров камеры смешивания, а также изменение динамических и структурных характеристик водяных струй высокого давления при их движении в проточной части

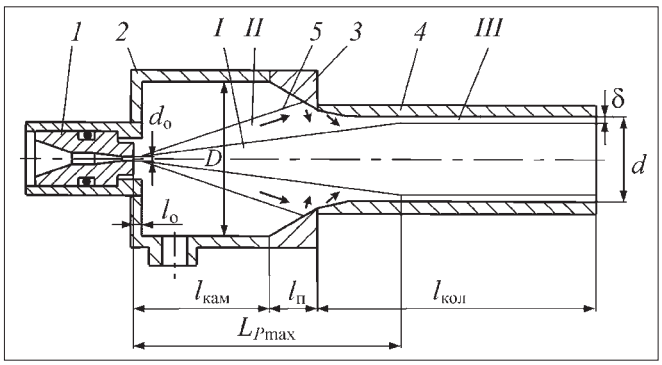


Рис. 1. Геометрические параметры проточной части гидроабразивного инструмента:
I – компактная часть струи; *II* – воздушно-капельная часть струи; *III* – трехфазный поток низкой плотности; *1* – струеформирующая насадка; *2* – камера смешивания; *3* – переходный конфузор; *4* – коллиматор; *5* – граница капельной струи; d_0 – выходной диаметр струеформирующей насадки; *d* – диаметр коллиматора; *D* – диаметр камеры смешивания; l_0 – смещение насадки относительно камеры смешивания; $l_{кам}$ – длина камеры смешивания; $l_п$ – длина переходного конфузора; $l_{кол}$ – длина коллиматора; $L_{P_{max}}$ – расстояние максимальной силы воздействия струи; δ – толщина трехфазного потока низкой плотности

гидроабразивного инструмента. Кроме того, в известных теоретических и экспериментальных исследованиях формирования абразивных струй учитываются только такие исходные гидравлические параметры водяных струй, как диаметр насадки и давление воды.

В ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского была разработана расчетная математическая модель, позволяющая определять рациональные параметры струеформирующих элементов гидроабразивного инструмента и учитывающая три группы факторов (рис. 1) [3].

К первой группе относятся динамические и структурные характеристики водяной струи высокого давления, влияющие на эффективность формирования гидроабразивной струи. К ним относятся исходные гидравлические параметры (диаметр насадки d_0 и давление воды перед насадкой P_0), зависимость изменения диаметра струи $D_{стр}$ по ее длине, зависимость длины начального участка струи от конструкции струеформирующего устройства и качества изготовления струеформирующей насадки, зависимость для определения силы воздействия струи на преграду от расстояния до насадки.

Вторая группа факторов включает геометрические параметры проточной части гидроабразивного инструмента (диаметр *D* и длина $l_{кам}$ камеры смешивания) и геометрические параметры переходника (диаметр *d* и длина $l_{кол}$ коллиматора).

К третьей группе факторов относятся параметры разомкнутой самовсасывающей системы дозированной подачи абразива в режущий инструмент, при которой истечение абразива из бункера происходит только за счет гравитационных сил, а его подача в инструмент осуществляется самовсасыванием за счет разряжения в камере смешивания. При этом расход абразива $Q_а$ зависит только от диаметра $d_ш$ дозирующей шайбы.

В результате выполненных исследований разработан и запатентован оригинальный гидроабразивный режущий инструмент, представленный на рис. 2, позволяющий изменять конфигурацию его проточной части в зависимости от исходных гидравлических параметров высоконапорной водяной струи [4].

Преимущество новой конструкции режущего инструмента заключается в том, что в отличие от известных отечественных и зарубежных аналогов его проточная часть выполнена с возможностью изменения геометрических размеров (длины L_1 – камера смешивания *8* и длины L_2 – коллиматор *6*, переходник *7*) в зависимости от выбора исходных технологических параметров гидроабразивного резания.

В целях повышения качества формирования абразивной струи, снижения потерь гидравлической энергии и обеспечения оптимальной фокусировки струи инструмент снабжен струеформирующим устройством с крестообразным успокоителем *3* и системой центровки водяной струи по оси коллиматора, которая осуществляется посредством углового смещения струеформирующего устройства *2* относительно точки, являющейся центром выходного сечения канала струеформирующей насадки.

Для изучения закономерностей формирования гидроабразивных струй в режущем инструменте были проведены комплексные экспериментальные исследования [3], включающие:

- изучение влияния геометрических параметров проточной части гидроабразивного инструмента на компактность и разрушающую способность водяных струй высокого давления;
- установление рациональных соотношений геометрических параметров гидроабразивного инструмента, обеспечивающих эффективное формирование гидроабразивной струи.

Изучение влияния условий формирования водяных струй в гидроабразивном инструменте на эффективность формирования водяных и гидроабразивных струй высокого давления было проведено при различных давлениях в камере смешивания и различных сочетаниях геометрических параметров проточной части гидроабразивного инструмента.

Анализ результатов экспериментов показал, что глубина резания свободной струей воды составляет 35...40 % от глубины гидроабразивного резания. При этом, чем большей компактностью обладает водяная струя, используемая в гидроабразивном инструменте, тем большей разрушающей способностью будет обладать гидроабразивная струя.

С учетом автомодельности всего диапазона водяных струй, используемых для формирования гидроабразивных струй и обобщения данных экспериментальных исследований, расчетная зависимость для определения безразмерной длины начального участка водяной струи с d_0 = 0,4...1,2 мм:

$$\frac{l_н}{d_0} = 25\left(\frac{d_0}{R_{za}}\right)^{0,17} \lg K_п \left(1 - 1,3e^{-0,1\frac{l_к}{d_k}}\right), \qquad (1)$$

где $l_н/d_0$ – безразмерная длина начального участка водяной струи; R_{za}, мкм, – параметр шероховатости внутренней поверхности струеформирующей насадки по ГОСТ 2789–73 и ГОСТ 2.309–73. Для классов шероховатости внутренней поверхности струеформирующей насадки с *1* по *6* принимается параметр R_z, для последующих классов принимается параметр R_a; $K_п = d_к/d_0$ – коэффициент поджатия потока в струеформирующей насадке (при $l_к/d_0 > 10$ принимается $K_п = 10$); $l_к/d_к$ – отношение длины $l_к$ канала подводящего водовода *9* (см. рис. 2) к его диаметру, причем

$$l_к \geq (30 \ldots 35) d_к; \qquad (2)$$

$$d_к = K_п (d_0)_{max}, \qquad (3)$$

где $(d_0)_{max}$ – максимальный диаметр струеформирующей насадки, мм.

Для определения диаметра водяной струи высокого давления ($D_{стр}$, мм) по ее длине была предложена зависимость, учитывающая длину начального участка, характеризующую качество формирования струи:

$$D_{стр} = \frac{2,73(d_0)^{2,5}\left(\frac{l}{d_0}\right)^{0,65}}{l_н} + d_0, \qquad (4)$$

где $l_н$ – длина начального участка струи, мм; l/d_0 – безразмерное расстояние от насадки до рассматриваемого сечения.

Построение математической модели формирования гидроабразивной струи в режущем инструменте было выполнено исходя из решения задачи обеспечения условий для максимально эффективного захвата и разгона абразива в камере смешивания и условий его внедрения в водяную струю непосредственно на входе в коллиматор.

Указанные требования выполняются, если диаметр коллиматора d определяется с учетом диаметра струи на безразмерном расстоянии от насадки $(l/d_0)_{P_{max}}$, при котором сила воздействия струи на преграду достигает максимума ($P = P_{max}$):

$$d = \frac{2,73(d_0)^{2,5}\left(\frac{l}{d_0}\right)^{0,65}_{P_{max}}}{l_н} + d_0 + 2d_а, \qquad (5)$$

где $d_а$ – крупность абразива (средняя величина диаметра абразивных частиц), мм. При использовании струеформирующих насадок с d_0 = 0,4...1,2 мм рекомендуется применять абразив крупностью $d_а$ = = 0,2...0,5 мм; $(l/d_0)_{P_{max}}$ – безразмерное расстояние от насадки до сечения струи, где $P = P_{max}$ определяется по эмпирической зависимости, полученной в результате обобщения результатов ранее выполненных экспериментальных исследований:

$$(l/d_0)_{P_{max}} = 42,3 + 10,7 d_0. \qquad (6)$$

Последнее слагаемое в формуле (5) обеспечивает в коллиматоре минимальную толщину слоя δ для выноса из инструмента смеси воздуха, капельной жидкости и абразива, не внедрившегося в струю.

На рис. 3 представлены расчетные графические зависимости, построенные с использованием зависимости (5). Из графиков следует, что повышение качества формирования водяных струй позволяет существенно уменьшить диаметр коллиматора и тем самым повысить концентрацию гидравлической энергии и удельное содержание абразивных частиц в высокоскоростной части струи. Рациональное значение длины коллиматора может быть определено из экспериментально полученного соотношения:

$$l_{кол} = (25 \ldots 30) d. \qquad (7)$$

Аналитическая зависимость для определения диаметра камеры смешивания была получена при допущении подобия процессов формирования абразивных струй в камерах смешивания при использовании различных диаметров струеформирующих насадок [3]:

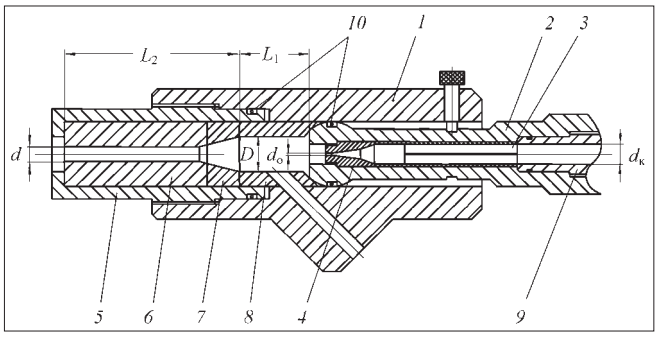


Рис. 2. Гидроабразивный инструмент с переменной геометрией проточной части:
1 – корпус; *2* – струеформирующее устройство; *3* – успокоитель; *4* – насадка; *5* – корпус коллиматора; *6* – коллиматор; *7* – переходник; *8* – камера смешивания; *9* – подводящий водовод; *10* – уплотнение

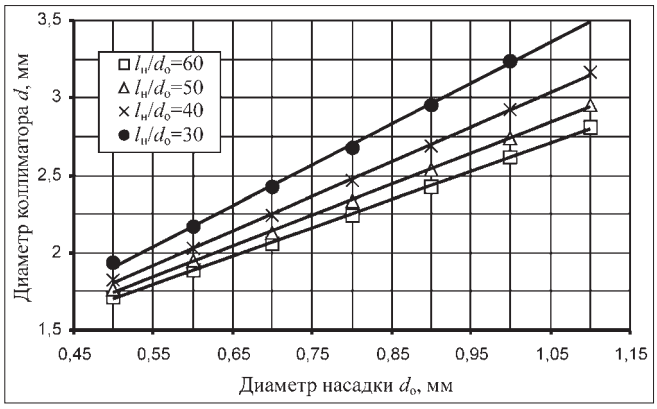


Рис. 3. Зависимость рациональных значений диаметра коллиматора от диаметра насадки и качества формирования водяной струи

Таблица 1

Рекомендуемые параметры проточной части режущего инструмента и системы дозированной подачи абразива

Диаметр насадки d_0, мм	Диаметр камеры смешения D, мм	Диаметр переходного конфузора d_1, мм*	Диаметр коллиматора $d_{кол}$, мм	Длина коллиматора $l_{кол}$, мм
0,4...0,6	10	4,0	1,8...2,4	60...65
0,7...0,9	10	6,0	2,5...2,7	65...70
1,0...1,2	10	8,0	2,8...3,5	85...90

*На рис. 1 не показан.

$$D = 7{,}6\left(\frac{d_0}{0{,}35}\right)^{0,5} + d_0 . \qquad (8)$$

Достоверность расчетов по формуле (8) была подтверждена результатами экспериментальных исследований с использованием струеформирующих насадок d_0 = 0,6 мм и d_0 = 0,9 мм, выполненных при шести значениях расхода абразива в диапазоне $Q_а$ = = 0,25...2,0 кг/мин.

В соответствии с концепцией модели уравнений формирования гидроабразивной струи, изложенной выше, уравнения (6), а также геометрических параметров переходника и коллиматора зависимость для определения рациональной длины камеры смешивания $l_{кам}$ (мм) имеет следующий вид:

$$l_{кам} = (10{,}7d_0 + 42{,}3)d_0 - l_0 - \frac{d_1 - d}{0{,}432} - l_п , \qquad (9)$$

где d_1 – диаметр переходного конфузора.

При расчетном значении длины камеры смешивания $l_{кам}$< 12 мм с учетом диаметра шланга подачи абразива $d_ш$ = 8 мм принимается $l_{кам}$ = 12 мм.

Полученные нами математические зависимости позволили разработать метод расчета рациональных параметров гидроабразивного инструмента для резания горных пород и других твердых материалов [3, 5].

Исходные данные для расчета включают установленную мощность насосной установки $N_у$ и давление воды перед насадкой P_0, выбираемые в соответствии с решаемыми технологическими задачами, а также количество одновременно работающих водяных струй n и КПД насоса η (η = 0,6...0,8). В результате расчета определяются: технологически обоснованный диаметр выходного сечения струеформирующей насадки d_0, длина проточного канала ствола инструмента $l_к$ и его диаметр $d_к$, а также длина начального участка водяной струи $l_н$, характеризующие рациональные параметры формирования водяной струи в гидроабразивном инструменте (см. рис. 2). Далее определяются рациональные значения диаметра d и длины $l_{кол}$ коллиматора, а также значения диаметра D и длины $l_{кам}$ камеры смешивания гидроабразивного инструмента (см. рис. 1).

Результаты выполненных исследований позволили разработать рекомендации (табл. 1) по выбору рациональных параметров проточной части режущего инструмента и системы дозированной подачи абразива в зависимости от диапазона используемых струеформирующих насадок.

Испытания гидроабразивного режущего инструмента, представленного на рис. 2, были проведены в ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского на специальной стендовой установке с использованием образцов горных пород (гранит, песчаник, известняк), железобетона, пластин стального проката, конструкционных стальных профилей и труб.

Результаты экспериментов показали, что увеличение диаметра насадки до 1 мм при одновременном снижении исходного давления воды до 80...100 МПа позволило в пределах аналогичной гидравлической мощности струи достигать эффективности резания, сопоставимой с показателями, полученными зарубежными фирмами, использующими струеформирующие насадки диаметром 0,4...0,6 мм и давление воды 200...250 МПа [2]. Использование указанной конструкции гидроабразивного режущего инструмента позволяет увеличить производительность и снизить энергоемкость процесса гидроабразивной обработки твердых материалов, снижает время простоя при вынужденной замене коллиматора и стоимость необходи-

Таблица 2

Оборудование для гидроабразивного резания твердых материалов

Стационарная установка для гидроабразивного резания

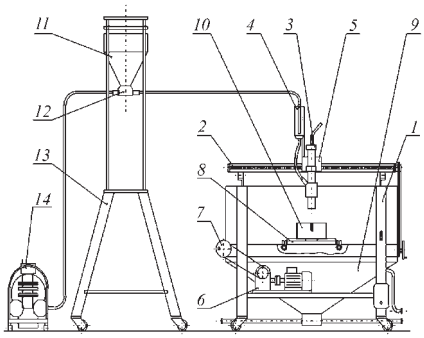
Давление воды, МПа . . . . . 10...250

Скорость резания, мм/мин . . . . . 0...300

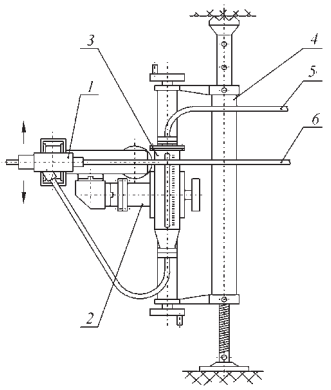
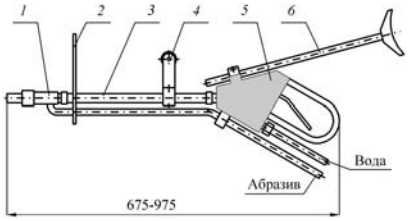
Диаметры насадок, мм. . . . 0,4...1,5

Максимальный вес образца, кг 500

Емкость бункера абразива, кг . . 50



1 – рама;
2 – суппорт;
3 – гидроабразивный режущий инструмент;
4 – стабилизатор;
5 – каретка;
6 – привод;
7 – винтовая передача;
8 – грузовая тележка;
9 – поддон;
10 – образец;
11 – бункер;
12 – дозатор эжекционный;
13 – стойка бункера;
14 – компрессор

Гидроабразивный агрегат на раздвижной стойке Давление воды, МПа . . . . . 70...200 Диаметры насадок, мм . . . . . 4...1,5 Диаметры коллиматоров, мм . . . . . 2,5...5 Скорость резания, мм/мин . . . . . 0...300 Ход винта манипулятора, мм . . 400 Емкость бункера абразива, кг . . 50		*1* – исполнительный орган; *2* – кронштейн; *3* – стабилизатор; *4* – раздвижная стойка; *5* – шланг подачи абразива; *6* – шланг подачи воды
Ручной инструмент для гидроабразивного резания Максимальное рабочее давление воды, МПа . . . . . 100 Диаметры насадок, мм. . . . 0,4...1,2 Максимальный расход воды Q для насадок диаметром d_0: d_0 = 0,4 мм . . . . . Q = 3,2 л/мин d_0 = 0,6 мм . . . . . Q = 7,2 л/мин d_0 = 0,8 мм . . . . . Q = 12,8 л/мин d_0 = 1,0 мм . . . . . Q = 18 л/мин d_0 = 1,2 мм . . . . . Q = 24 л/мин Максимальная сила реакции водяной струи, Н 200		1 – гидроабразивный инструмент; *2* – защитный экран; *3* – ствол; *4* – рукоятка; *5* – запорный механизм; *6* – приклад

мых для этого расходных материалов, а также обеспечивает безопасное ведение работ при экстремальных режимах подачи абразива в инструмент.

В результате выполненного комплекса научно-исследовательских работ в ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского при участии ООО "НИТЕП" была разработана технология резания твердых материалов (горных пород, бетона, железобетона, стали и т.д.), а также техническая документация на изготовление опытных образцов оборудования для гидроабразивного резания крепких горных пород и других твердых материалов, основные конструктивные и технические характеристики которого представлены в табл. 2.

Разработанные виды более безопасного и экологичного оборудования для гидроабразивного резания имеют широкую область применения. Они позволяют механизировать значительный спектр трудоемких вспомогательных работ при строительстве, эксплуатации и ремонтных работах на объектах ТЭК, включая: оконтуривание забоя и ремонт горных выработок; ослабление горного массива нарезанием разгрузочных щелей; резание металлических конструкций при монтажных и демонтажных работах, а также резание горных пород и твердых материалов в экстремальных условиях.

Список литературы

1. **Бреннер В.А., Мерзляков В.Г.** Научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы в области гидроструйных технологий, выполняемые в России. Тр. 1-й Международной конференции "Проблемы создания экологически чистых и ресурсосберегающих технологий добычи полезных ископаемых и переработки отходов горного производства". Тула, ТГТУ, 1996.

2. **Бреннер В.А., Жабин А.Б., Пушкарев А.Е., Щеголевский М.М.** Гидроабразивное резание горных пород. М.: Изд-во МГГИ, 2003. 279 с.

3. **Мерзляков В.Г., Бафталовский В.Е.** Физико-технические основы гидроструйных технологий в горном производстве. М.: ФГУП ННЦ ГП–ИГД им. А.А. Скочинского, 2004. 645 с.

4. **Пат. 2109950 РФ.** Инструмент для гидроабразивной обработки твердых материалов / В.Е. Бафталовский, И.А. Кузьмич, В.Г. Мерзляков. Заявлено 16.10.95; Приоритет 16.10.95; Опубл. 27.04.98.

5. **Бафталовский В.Е.** Выбор рациональных параметров малогабаритных струеформирующих устройств / В сб.: Разрушение углей и горных пород: Науч. сообщ. / Ин-т горного дела. М., 1989. С. 55–63.

УДК 622.232.5.05:532.525.6:622.026

К.А. Головин, канд. техн. наук, **А.Е. Пушкарев,** д-р техн. наук, ТулГУ, **А.В. Лежебоков,** канд. техн. наук, ЗАО "Тульская инвестиционно-строительная компания", г. Тула

Экспериментальные исследования процесса гидроструйной цементации неустойчивых пород

Раскрываются сущность гидроструйной цементации и параметры, определяющие ее эффективность. Приводится описание экспериментального стенда для изучения закономерностей гидроструйной цементации, а также результаты экспериментов и полученные зависимости показателей процесса от условий работы.

В настоящее время при проходке и поддержании подземных выработок, строительстве подземных сооружений, ведении открытых горных работ и т.д. в неустойчивых горных породах используются известные способы, позволяющие повысить прочность и устойчивость горных пород, а также частично или полностью устранить приток воды. К таким способам относятся: искусственное замораживание горных пород, закрепление их связывающими растворами, химическое и электрохимическое закрепление горных пород, водопонижение, а также специальные способы проходки горных выработок, например, кессонный. Общими недостатками этих способов закрепления неустойчивых горных пород помимо низкой надежности и производительности являются также значительные материальные затраты и повышенные требования к обслуживающему персоналу, вызванные сложностью применяемого оборудования и опасными условиями работы.

Между тем в последнее время на рынке машиностроительной техники, главным образом за рубежом (Япония, Италия и Англия), появилось большое количество оборудования, использующего для закрепления в основном грунтов способ гидроструйной цементации (ГСЦ) при строительстве оснований и фундаментов, возведении свай и т.д. Сущность ГСЦ горных пород (Jet grouting) заключается в использовании кинетической энергии высокоскоростной суспензионной водоцементной струи, погруженной в породный массив и вращающейся в плоскости, перпендикулярной оси, предварительно пробуриваемой до проектной отметки скважины, с одновременным перемещением вдоль этой оси обратным ходом до следующей проектной отметки без создания в массиве избыточного давления. В результате разрушения и перемешивания горной породы суспензионной струей формируется закрепленный породный массив цилиндрической формы заданной длины, состоящий из нового материала – породобетона. Необходимо отметить, что ГСЦ позволяет улучшить прочностные и деформационные свойства любых сжимаемых дисперсных горных пород как природного, так и техногенного происхождения. Инженерная идея оказалась настолько плодотворной, что в последнее десятилетие способ ГСЦ горных пород и основанные на нем технологии мгновенно распространились по всему миру, однако практически минуя при этом горную промышленность.

К преимуществам технологии ГСЦ по сравнению с известными технологиями упрочнения неустойчивых горных пород можно отнести следующие:

- обеспечение долговременного характера закрепления массива после снятия закрепляющего воздействия по сравнению с самым распространенным способом – замораживанием;
- высокая скорость выполнения работ по закреплению массива;
- принципиальная возможность размещения оборудования в стесненных подземных условиях (в этом случае необходимо использовать специализированную малогабаритную буровую установку, а весь цементировочный комплекс может располагаться на некотором удалении, например, в капитальной горной выработке);
- возможность закрепления любого исходного массива неустойчивой горной породы (от гравийных отложений до мелкодисперсных глин и илов), как по показателям прочности, так и обводненности;
- отсутствие значительных динамических нагрузок на закрепляемый массив (что особенно важно при работе на небольших глубинах под зданиями и сооружениями, вблизи других горных выработок);
- чрезвычайно высокая предсказуемость результатов укрепления горных пород (что позволяет уже на этапе проектирования достаточно точно рассчитать геометрические и прочностные характеристики создаваемой подземной конструкции и, соответственно, трудозатраты, количество материалов и стоимость работ).

В силу своей новизны и коммерческой ценности результаты научных исследований, посвященных установлению закономерностей закрепления горных пород способом ГСЦ, в открытой печати практически не публикуются, а существующие технологические и конструктивные решения ГСЦ грунтов имеют специфику, характерную, прежде всего для строительной отрасли, и не могут в имеющемся виде быть использованы при проектировании горного оборудования.

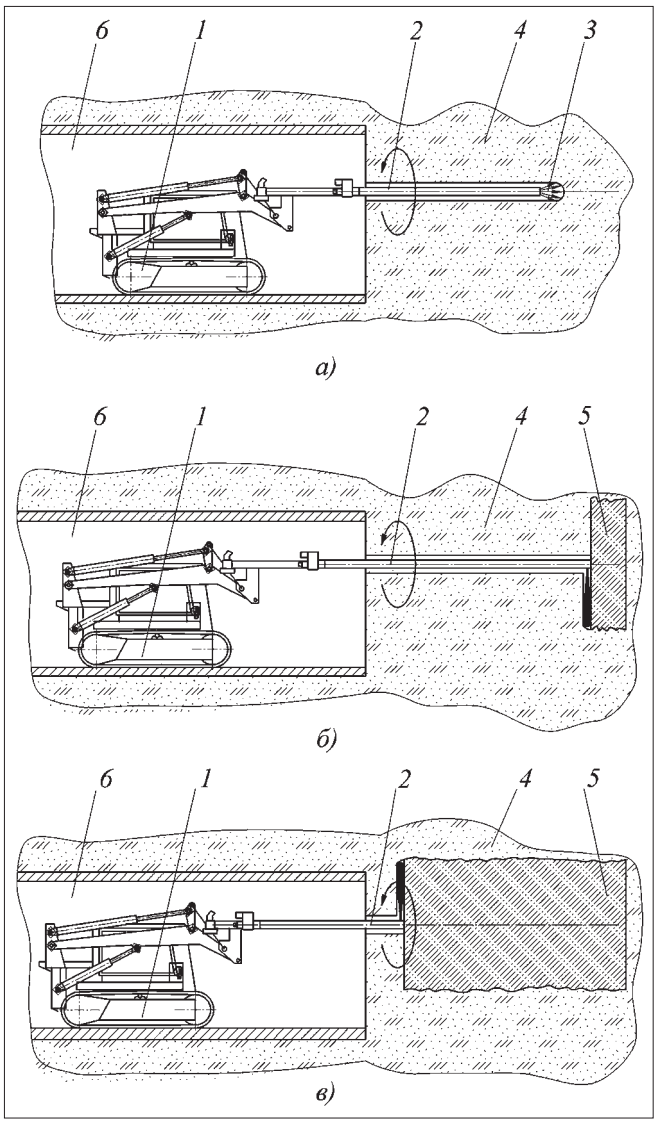
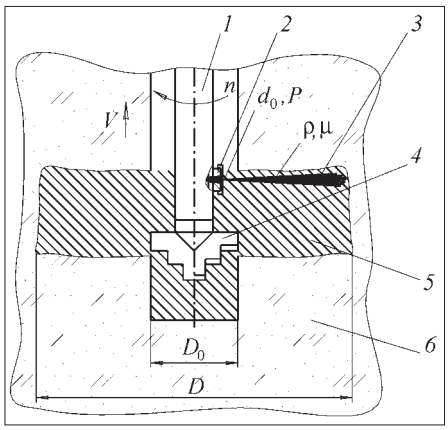


Рис. 1. Технологическая последовательность получения закрепленного массива способом ГСЦ:
а – бурение пилотной скважины; *б* – разрушение и перемешивание горной породы водоцементной суспензионной струей; *в* – извлечение буровой колонны из закрепленного массива: *1* – базовая буровая установка; *2* – буровой став; *3* – буровой инструмент; *4* – породный массив неустойчивых горных пород; *5* – закрепленный породный массив; *6* – горная выработка

Производство же специальных буровых установок для реализации технологии ГСЦ неустойчивых пород для нужд горной промышленности в России в настоящее время отсутствует.

Процесс ГСЦ горных пород сводится к следующему (рис. 1). На первом этапе специально оборудованной под ГСЦ буровой установкой бурится пилотная скважина заданного диаметра (см. рис. 1, *а*). Бурение производится до расчетной глубины, определяемой проектом, с промывкой цементным или глинистым раствором под давлением, не превышающим 5 МПа. Промывочная жидкость подается непосредственно в буровой инструмент. На следующем этапе (см. рис. 1, *б*) насосной установкой высокого давления (на рис. 1 не показана) к струеформирующей насадке подается водоцементный раствор под давлением 40...60 МПа. При этом автоматически перекрывается канал промывки, и открывается канал питания струеформирующей насадки (или насадок, если их несколько) диаметром 0,8...3 мм. Причем насадка ориентирована таким образом, чтобы истекающая струя была направлена перпендикулярно оси буровой колонны. Включается вращение буровой колонны и начинается ее перемещение до заданной отметки (см. рис. 1, *в*).

Рис. 2. Схема ГСЦ горных пород:
1 – буровая колонна; *2* – струеформирующая насадка; *3* – водоцементная суспензионная струя; *4* – механический буровой инструмент; *5* – породобетон; *6* – закрепляемый исходный массив



Как уже было отмечено, таким образом формируется массив закрепленной горной породы цилиндрической формы заданной длины, состоящий из породобетона.

Основными факторами, определяющими процесс ГСЦ горных пород, являются (рис. 2):

- конструктивные: диаметр пилотной скважины D_0, коэффициент расхода водоцементной суспензии через струеформирующую насадку μ, диаметр отверстия струеформирующей насадки d_0;
- режимные: плотность водоцементной суспензии ρ, скорость перемещения буровой колонны V, частота вращения буровой колонны n, давление водоцементной суспензии P;
- физико-технические свойства горных пород.

В качестве основных критериев оценки эффективности процесса ГСЦ горных пород были приняты следующие показатели: диаметр закрепляемого породного массива D, скорость приращения объема закрепляемого породного массива G_0 (производительность) и удельная энергоемкость процесса ГСЦ горных пород E_0.

Для установления закономерностей процесса ГСЦ горных пород были проведены экспериментальные исследования. Для этого была разработана специальная установка с источником водоцементной суспензии высокого давления до 60 МПа, включающим в себя цементировочный насос, миксерную станцию и силос для хранения цемента. На основании анализа литературных источников и опыта эксплуатации оборудования для ГСЦ горных пород плотность водоцементной суспензии ρ при экспериментальных исследованиях принималась равной 2000 кг/см^3. Образцы горных пород, в качестве которых использовались глина, сугли-

нок, супесь, гравий и песок, с различными физико-техническими свойствами в специальных цилиндрических контейнерах крепились на столе установки. Стол приводился во вращение от электродвигателя при помощи планетарного редуктора и цепной передачи. Над поверхностью образа породы вдоль оси его вращения располагалась струеформирующая насадка с возможностью контролируемого перемещения в радиальном направлении. Для регистрации давления водоцементной суспензии стенд был оборудован измерительной системой, состоящей из стрелочного манометра прямого действия, тензоманометра и измерительной станции на базе ПК. В исследованиях использовались струеформирующие насадки оригинальной конструкции с коэффициентом расхода $\mu = 0{,}75$.

Для обоснованного выбора показателя физико-технических свойств пород, определяющего процесс их ГСЦ, за основные характеристики этих свойств были приняты показатели, широко применяющиеся, в том числе, при размыве горных пород гидромониторными струями (табл. 1).

Таблица 1

Наименование показателей	Исследуемые диапазоны варьирования
Коэффициент сцепления C, МПа	0,006...0,064
Коэффициент крепости f по шкале проф. М.М. Протодьяконова	0,3...1,0
Пористость δ, %	37...53
Плотность ρ, кг/м^3	1690...1820
Расчетное сопротивление уплотнения R_0, кПа	250...500

Влияние давления водоцементной суспензии на диаметр закрепляемого породного массива изучалось на образцах горных пород с $C = 0{,}006...0{,}064$ МПа. Диаметр отверстия струеформирующей насадки $d_0 = 0{,}0025$ м, частота вращения буровой колонны $n = 0{,}33$ с$^{-1}$ и скорость ее перемещения $V = 0{,}005$ м/с. Давление водоцементной суспензии $P = 40$, 45, 50, 55 и 60 МПа. Установлено, что при увеличении давления от 40 до 60 МПа диаметр закрепляемого массива линейно возрастает в 1,5–1,8 раза. Это объясняется тем, что при больших значениях P водоцементная струя обладает большей скоростью истечения, т.е. более высокой кинетической энергией, что приводит к повышению глубины проникновения струи в породный массив, а следовательно, и диаметра закрепляемого массива.

Исследования влияния скорости перемещения буровой колонны на диаметр закрепляемого массива проводились на образцах горных пород с $C = 0{,}006...0{,}064$ МПа. Формирование закрепляемого массива осуществлялось при частоте вращения буровой колонны $n = 0{,}33$ с$^{-1}$, давлении водоцементной суспензии $P = 50$ МПа и диаметре отверстия струеформирующей насадки $d_0 = 0{,}0020$; 0,0025 и 0,0030 м. Скорость перемещения V изменялась от 0,0017 до 0,0083 м/с.

Выявлено, что с увеличением скорости перемещения V в указанных пределах диаметр закрепляемого породного массива линейно уменьшается в 1,6–2,8 раза. При этом наибольшее уменьшение значений D соответствует породам с меньшим коэффициентом сцепления. Уменьшение диаметра закрепляемого массива происходит потому, что при возрастании скорости перемещения время воздействия водоцементной струи на единицу объема горной породы снижается, и как следствие, понижается глубина проникновения струи в массив.

Для определения влияния частоты вращения буровой колонны на диаметр закрепляемого массива проведены эксперименты на породах с $C = 0{,}006...0{,}064$ МПа. Давление водоцементной суспензии $P = 50$ МПа, диаметр отверстия струеформирующей насадки $d_0 = 0{,}0025$ м, а скорость перемещения $V = 0{,}005$ м/с. Частота вращения n изменялась от 0,167 до 0,5 с$^{-1}$.

Установлено, что диаметр закрепляемого массива уменьшается с увеличением частоты вращения по линейной зависимости. При изменении n в 3 раза значения D снижаются в 1,5–1,8 раза. Это связано с тем, что при возрастании частоты вращения время воздействия водоцементной струи на единицу объема горной породы уменьшается, а следовательно, снижается глубина проникновения струи и, соответственно, диаметр закрепляемого массива.

Влияние диаметра отверстия струеформирующей насадки на диаметр закрепляемого массива исследовалось на образцах горных пород с $C = 0{,}006...0{,}064$ МПа. Формирование закрепляемого массива выполнялось при частоте вращения буровой колонны $n = 0{,}33$ с$^{-1}$, скорости ее перемещения $V = 0{,}005$ м/с и давлении водоцементной суспензии $P = 50$ МПа. В ходе экспериментов изменялся диаметр струеформирующей насадки d_0 от 0,002 до 0,003 м.

Анализ экспериментальных данных показывает, что диаметр закрепленного массива возрастает с увеличением диаметра струеформирующей насадки по линейной зависимости. Увеличение диаметра струеформирующей насадки от 0,002 до 0,003 м вызывает рост диаметра закрепляемого массива почти в 1,6 раза. Подобное явление объясняется тем, что при повышении диаметра отверстия насадки увеличивается длина активного участка струи, вызывающая возрастание глубины проникновения струи в горную породу. Кроме того, увеличивается расход водоцементной суспензии, а следовательно, повышается объем разрушаемой и перемешиваемой породы и, соответственно, диаметр закрепленного породного массива.

Экспериментальные исследования по установлению зависимостей скорости приращения объема закрепляемого массива G_0 и удельной энергоемкости процесса E_0 от параметров, определяющих процесс ГСЦ горных пород, а также коэффициента сцепления горных пород, проводились на образцах с $C = 0{,}006...0{,}064$ МПа. Формирование закрепляемого массива осуществлялось при частоте вращения буровой колонны $n = 0{,}17$; 0,25 и 0,33 с$^{-1}$ и диаметре отверстия насадки $d_0 = 0{,}0020$; 0,0025 и 0,030 м. Скорость

перемещения V изменялась от 0,017 до 0,0083 м/с. Давление водоцементной суспензии $P = 50$ МПа.

Анализ экспериментальных данных показывает, что скорость приращения объема закрепляемого массива с увеличением скорости перемещения буровой колонны вначале увеличивается, достигая своего максимума, а затем уменьшается, а удельная энергоемкость процесса ГСЦ, наоборот, сначала уменьшается, достигая своего минимума, а потом возрастает, т.е. изменяются по зависимостям, близким к параболическим. Наличие точки максимальной скорости приращения объема закрепляемого массива G_0 (минимальной энергоемкости процесса ГСЦ E_0) соответствует рациональной скорости перемещения буровой колонны. Такой характер изменения показателей процесса G_0 и E_0 объясняется тем, что большему значению D соответствует меньшее значение V и, наоборот, большему значению V соответствует меньшее значение D. Поэтому произведение этих величин на границах исследованного диапазона изменения V меньше значений произведения в середине диапазона.

Установлено, что значения рациональной скорости перемещения буровой колонны с увеличением d_0 от 0,0020 до 0,0030 м возрастают в среднем в 1,3 раза и практически не зависят от коэффициента сцепления горных пород. Увеличение частоты вращения буровой колонны также приводит к возрастанию рациональной скорости ее перемещения, но гораздо в меньшей степени, а именно: при повышении частоты вращения от 0,17 до 0,33 $с^{-1}$ значения рациональной скорости перемещения увеличиваются в 1,1 раза.

Методом множественной регрессии была получена следующая зависимость рациональной скорости перемещения буровой колонны от диаметра струеформирующей насадки и частоты вращения буровой колонны:

$$V_{рац} = 0{,}16 d_0^{0{,}55} n^{0{,}10}. \qquad (1)$$

Индекс корреляции для данного выражения составил $R = 0{,}97$, а критерий Фишера $F = 46{,}7$. Критическое значение критерия Фишера для зависимости (1) при 5 %-ном уровне значимости $F_{0{,}05} = 4{,}06$, что подтверждает адекватность полученной зависимости экспериментальным данным. Коэффициент вариации опытных данных относительно расчетных $K_{вар} = 7{,}7$ %, что указывает на высокую сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Для обобщения экспериментальных данных был принят за основу экспериментально-статистический метод, который предусматривал графоаналитический анализ опытных данных с применением методов теории вероятностей и математической статистики. При исследовании процесса ГСЦ горных пород эксперименты планировались таким образом, чтобы можно было последовательно получить качественную и количественную оценку различных влияющих параметров (факторов) и условий.

С учетом вышеизложенного зависимость между диаметром закрепляемого массива и параметрами ГСЦ горных пород можно представить в виде

$$D = f_1(D_0, \rho, \mu, d_0, P, V, n, C). \qquad (2)$$

Отметим, что часть критериев, а именно ρ, D_0 и μ, в процессе экспериментальных исследований не изменялась. С учетом этого имеем:

$$D = f_2(d_0, P, V, n, C). \qquad (3)$$

В табл. 2 указаны диапазоны изменения основных факторов процесса ГСЦ горных пород.

Таблица 2

Основные факторы	Диапазон изменения
Давление водоцементной суспензии P, МПа	40...60
Диаметр струеформирующей насадки d_0, м	0,002...0,003
Скорость подъема буровой колонны V, м/с	0,0017...0,0083
Частота вращения буровой колонны n, $с^{-1}$	0,167...0,500
Коэффициент сцепления горных пород C, МПа	0,006...0,064

Обработка массива экспериментальных данных методом множественной регрессии позволила получить обобщенную формулу для расчета диаметра закрепляемого массива D, м,

$$D = 1{,}09 \frac{P^{1{,}03} d_0^{1{,}25}}{V^{0{,}37} C^{0{,}25} n^{0{,}07}}. \qquad (4)$$

Индекс корреляции для данного выражения составил $R = 0{,}89$, критерий Фишера $F = 148{,}2$. Критическое значение критерия Фишера для зависимости (4) при 5 %-ном уровне значимости составляет $F_{0{,}05} = 3{,}96$, что подтверждает адекватность полученного выражения экспериментальным данным. Коэффициент вариации опытных данных относительно расчетных $K_{вар} = 15{,}7$%, что указывает на удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Таким образом, в результате выполненных экспериментальных исследований установлены закономерности взаимодействия высокоскоростных водоцементных струй с массивом, что имеет важное значение для повышения эффективности закрепления породного массива при производстве горных работ. Полученные зависимости использованы в методике расчета конструктивных и режимных параметров процесса ГСЦ горных пород и энергетических характеристик насосного оборудования.

Список литературы

1. **Разработка** оборудования для закрепления массивов неустойчивых горных пород методом гидроструйной цементации / В.А. Бреннер, К.А. Головин, А.Е. Пушкарев. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. 206 с.

2. **Стендовая** база для изучения водоструйных технологий / К.А. Головин, В.А. Бреннер, В.В. Антипов, Ю.В. Антипов, А.Е. Пушкарев // Технология и механизация горных работ. Юбилейный сборник, посвященный 70-летию В.А. Бреннера. М., 1998. С. 25–28.

3. **К вопросу** о создании отечественного оборудования для возведения грунтобетонных свай / К.А. Головин, В.А. Бреннер, А.Е. Пушкарев, Ю.Н. Наумов // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. Спецвыпуск "Проблемы горной электромеханики", 2005. С. 14–18.

4. **Разработка** буровых ставов для реализации технологии гидроструйной цементации горных пород / К.А. Головин // Изв. Тульского государственного университета. Сер. "Экология и безопасность жизнедеятельности". Вып. 8, Тула: ИПП "Гриф и Ко", 2006. С. 148–153.

5. **Факторы** и показатели процесса гидроструйной цементации неустойчивых горных пород / К.А. Головин // Изв. Тульского государственного университета. Сер. "Экология и безопасность жизнедеятельности". Вып. 8, Тула: ИПП "Гриф и Ко", 2006. С. 159–161.

6. **Стендовая** база для изучения технологии закрепления массива неустойчивых горных пород методом ГСЦ / К.А. Головин // Изв. Тульского государственного университета. Сер. "Экология и безопасность жизнедеятельности". Вып. 8, Тула: ИПП "Гриф и Ко", 2006. С. 162–165.

УДК 622.232.52

А.Б. Жабин, д-р техн. наук, ТулГУ, **В.В. Платонов,** д-р хим. наук, **К.Б. Чилачава,** канд. хим. наук, **А.Ю. Швыкин,** канд. хим. наук, ТулГПУ

Механохимическая активация бурых углей струями воды высокого давления

Изложена сущность способа механохимической активации бурых углей струями воды высокого давления. Приведена схема установки для реализации этого способа. Представлены результаты экспериментальных исследований по механохимической активации бурых углей. Показано увеличение степени ожижения и выхода гуминовых кислот механоактивированных углей. Рассмотрены преимущества предложенного способа механохимической активации по сравнению с традиционными. Предложены технологическая схема процесса получения жидких углеводородов из угля, механоактивированного струями воды высокого давления, и перспективная принципиальная схема промышленной установки.

В последнее время уголь, большей частью бурый, начинают использовать не как энергетическое, а как химическое сырье. В связи с этим область его применения значительно расширилась. Актуальными направлениями использования углей являются ожижение углей, т.е. получение из них жидких углеводородов (синтетических нефтепродуктов), изготовление на их основе органоминеральных удобрений и выделение из их минеральной части целого ряда ценных элементов, включая редкоземельные, металлы платиновой группы и др.

Известно, что бурый уголь состоит из минеральной и органической составляющих. Содержание минеральной составляющей для подмосковных углей находится в пределах 30...40 мас. %. Она практически не используется в процессах термоожижения углей, для успешного проведения которых уголь необходимо предварительно обогащать в целях снижения содержания минеральной и соответствующего повышения содержания органической составляющей. Последнюю принято называть органической массой углей (ОМУ). Ее качество оценивают по элементному составу, т.е. процентному содержанию углерода, водорода, азота и кислорода. Чем выше содержание водорода, тем лучше ожижается уголь. В ОМУ рядовых бурых углей содержание водорода колеблется в пределах 4,5...5,5 %, а в сырой нефти – в пределах 9...12 %.

Существует множество способов ожижения, сущность которых заключается в насыщении ОМУ водородом. Измельченный уголь смешивают в определенном соотношении с водорододонорным растворителем, добавляют катализаторы и полученную пасту загружают в реактор, где под давлением водорода 10...20 МПа и температурах ~400...450 °С выполняют ожижение.

В качестве катализаторов термоожижения углей нами предложены бифункциональные системы на основе металлорганических соединений и солей карбоновых кислот металлов III–VIII групп, оптимальным образом сочетающие в себе свойства растворимых в углеводородных смесях кислот Льюиса и активаторов-переносчиков водорода от водорододонорного растворителя к ОМУ. В результате применения данных каталитических систем наблюдается изменение механизмов процесса термоожижения с радикальных на преимущественно карбокатионные. Это ведет как к улучшению параметров процесса (снижение температуры, выхода пирогаза, рабочего давления и времени протекания, увеличение степени ожижения ОМУ и выхода жидких продуктов), так и к существенному увеличению качества получаемой синтетической нефти.

Содержание гуминовых кислот в бурых углях составляет порядка 20...30 мас. %. Растворы гуматов калия или натрия получают при обработке углей низкопроцентными растворами щелочей при 90...95 °С в течение 1...2 ч. При этом используется реактор с паровой рубашкой, механической мешалкой, снабженной двигателем и редуктором.

Одним из важнейших условий успешного термоожижения углей и получения из них гуминовых удобрений является их предварительная подготовка (облагораживание) к дальнейшей переработке, а именно *механохимическая активация ОМУ*. Под термином "механохимическая активация" понимается нехимическое воздействие на вещество, в частности ОМУ, в результате которого существенно улучшается ее качественный и количественный состав, повышается реакционная способность ОМУ, а также органической массы других твердых топлив (торфов, горючих сланцев, природных битумов и т.д.) и их теплотворная способность.

Известно, что высокие давления и механические воздействия (дробление, помол, прессование и т.п.) активируют, повышают реакционную способность ОМУ и способствуют ее ожижению. Из опытов установлено, что высокая активность атомарного водорода, тонкая дисперсность угля и его сорбционная способность, интенсивное перемешивание реагентов и каталитическое влияние минеральных веществ обеспечивают синтез углеводородов при невысоких температурах и давлениях.

Одним из перспективных способов механохимической активации углей является их обработка струями воды высокого давления, что нашло практическое подтверждение на основании ряда выполненных нами экспериментов [1–3].

Способ механохимической активации угля водой высокого давления заключается в следующем (рис. 1). Струя воды высокого давления, вылетающая из струеформирующей насадки *2*, и предварительно измельченный уголь независимо друг от друга подаются в специальную камеру, где происходит их перемешивание. Образованная таким образом водоугольная смесь (пульпа) под высоким давлением вылетает по отводящему каналу *1* из камеры перемешивания и направляется на подложку *6*, изготовленную из специального материала. Подложка служит катализатором и располагается на определенном расстоянии от среза канала под некоторым углом к оси водоугольной струи. После взаимодействия с подложкой водоугольная смесь собирается в пульпосборнике *5*, уголь обезвоживается и направляется на химический анализ. В момент столкновения угольных частиц со струей воды, обладающей высокой разрушающей способностью, в камере перемешивания и последующего удара о подложку-катализатор выделяется энергия, вызывающая механохимические изменения ОМУ.

Объектом исследований являлись бурые угли Подмосковного угольного бассейна (Кимовский разрез, участок 4), исходный состав которых представлен в таблице.

Установлено, что в структуре углей при механохимической активации струями воды высокого давления происходят глубокие механохимические изменения. Согласно полученным результатам, при использовании такой предварительной обработки углей вода играет роль донора водорода, поскольку наблюдается рост содержания его в составе ОМУ (от 4,7 до 7,3 мас. %) и соответствующее увеличение атомного соотношения Н/С (от 0,904 до 1,215), что приводит к увеличению степени ожижения ОМУ в ~1,7 раза и она достигает 80...90 %.

Технический анализ, мас. %		Элементный состав ОМУ, мас. %			
Влажность	Зольность	C	H	N	S + O
7,9	30,1	67,0	4,7	1,1	27,0

Выявлено, что для механохимической активации ОМУ с последующим получением жидких углеводородов оптимальной является подложка-катализатор, выполненная из TiO_2 и установленная на расстоянии 20 мм от среза отводящего канала под углом 60° (см. рис. 1). При этом давление воды составляет 150 МПа, а крупность исходного угля – менее 0,25 мм. Для процесса получения гуминовых кислот давление воды должно составлять 60 МПа, а крупность угля – не менее 0,6 мм. Подложки-катализатора в этом случае не требуется, а выход гуминовых кислот увеличивается с 27 мас. % для необработанного угля до 37 мас. % для механоактивированного.

Проведенные исследования позволили также установить, что при данном методе механохимической активации углей наблюдается снижение содержаний кислорода, азота и серы в составе ОМУ и минеральной части в составе углей. Результаты выполненных экспериментов свидетельствуют о том, что изученный уголь при механоактивации его струями воды высокого давления становится пригоден для получения высокока-

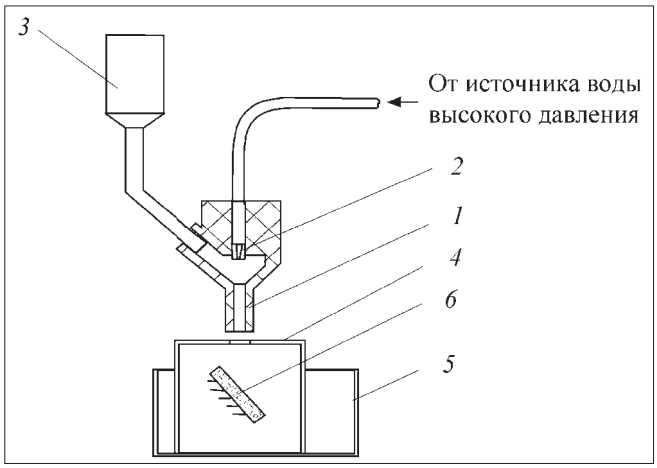


Рис. 1. Схема установки для механохимической активации угля струями воды высокого давления:
1 – отводящий канал; *2* – струеформирующая насадка; *3* – загрузочное устройство для угля; *4* – кожух; *5* – пульпосборник; *6* – подложка-катализатор

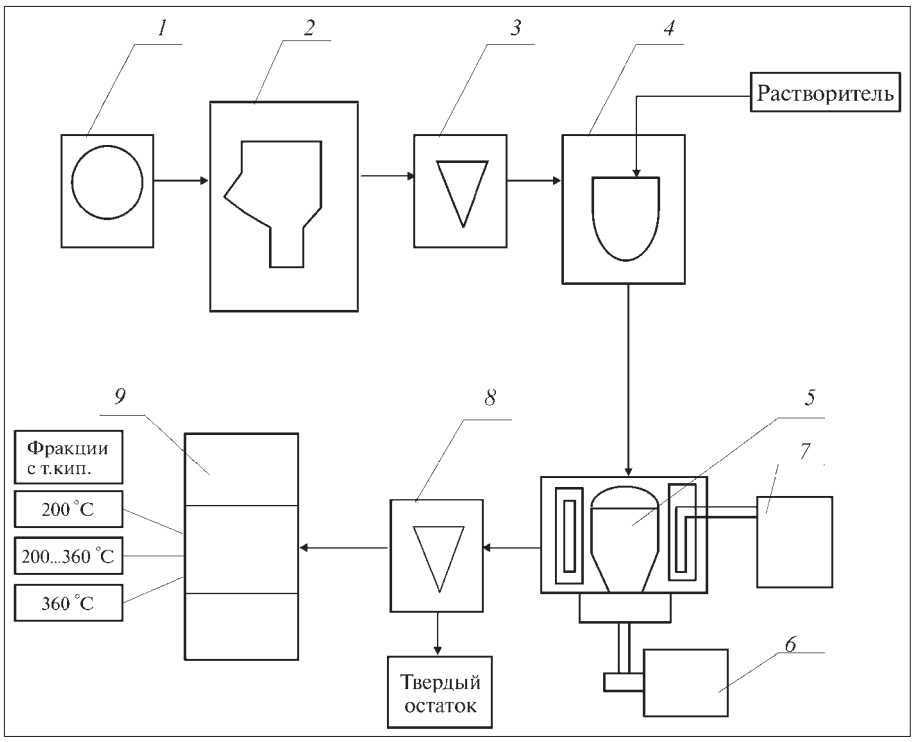


Рис. 2. Технологическая схема процесса получения жидких углеводородов из угля, механоактивированного струями воды высокого давления

чественных гуминовых кислот, моторного и брикетированного бытового топлива. Кроме того, установлено, что в результате такой предварительной обработки уголь приобретает более высокую степень дисперсности, что позволяет легко отделять его минеральную часть, например, с помощью флотации в среде органических растворителей, с последующим выщелачиванием из нее алюминия, кремния, железа, титана и других элементов, включая редкоземельные и металлы платиновой группы.

Предлагаемый способ получения жидких углеводородов включает в себя две стадии. На первой стадии производится механохимическая активация угля, а на второй – процесс термоожижения.

Технологическая схема процесса представлена на рис. 2. Исходный уголь предварительно измельчается в шаровой мельнице *1*. Далее происходит механохимическая активация струями воды высокого давления в специальной установке *2*. Затем водоугольная пульпа поступает в центрифугу *3* для обезвоживания. В специальном сосуде *4* производится приготовление пасты (уголь+растворитель+катализатор). Паста загружается в автоклав *5*, приводимый во вращение двигателем *6*. При помощи системы нагрева *7* и автоматического контроля поддерживается заданная режимная температура. Процесс термоожижения проводится в течение определенного времени и при заданном давлении. По окончании процесса автоклав охлаждают до комнатной температуры и производят отделение твердой фракции продуктов ожижения на центрифуге *8*. Далее жидкие продукты ожижения направляют в аппарат *9* на разгонку с получением узких фракций с различной температурой кипения.

Использование предлагаемого способа ожижения углей обеспечивает по сравнению с аналогами следующие преимущества:

- отказ от дорогостоящего и остродефицитного гидрида кальция;
- уменьшение расхода водорододонорных растворителей – углеводородных фракций смол полукоксования бурых углей, отбензиненных нефтей с высоким содержанием гидроароматических и нафтеновых углеводородов или высококипящих дистиллятов, полученных из них;
- улучшение качества получаемых моторных топлив – октановое число бензинов увеличивается от ~ 65 для чисто термического процесса до ~ 80...90 для каталитического;
- существенное снижение содержания серы в продуктах ожидания, благодаря чему бензины и дизельные топлива, полученные этим методом, являются низкосернистыми и отвечающими известным требованиям по содержанию серы, предъявляемым к моторным топливам как в России, так и за рубежом;
- увеличение выхода фракции с температурой кипения до 200 °С.

На основании результатов выполненных лабораторных экспериментов предложена перспективная принципиальная схема промышленной установки (рис. 3). Учитывая два возможных направления переработки механоактивированных углей и то, что установленные оптимальные режимные параметры оборудования для процессов получения гуминовых кислот и синтетических нефтепродуктов различны, гидроугольный инструмент выполнен в двух вариантах. Предлагаемая схема (см. рис. 3) состоит из трех блоков: предварительной дезинтеграции (блок 1), механоактивации (блок 2) и источника воды высокого давления (блок 3).

Блок предварительной дезинтеграции обеспечивает измельчение исходного угля до крупности менее 1,5 мм. В качестве дезинтегратора *1* целесообразно использовать либо центробежную (с точки зрения производительности), либо двухдисковую гидравлическую (она позволяет точно регулировать крупность получаемого сырья) мельницы. Измельченный материал в классификаторе *2* разделяется на две фракции: 0,6...1,5 мм (для получения гуминовых кислот – ГК) и < 0,25...0,5 мм (для получения жидких продуктов). Эти фракции содержат частицы угля, размер которых соответствует оптимальным значениям гранулометрического состава исходного сырья.

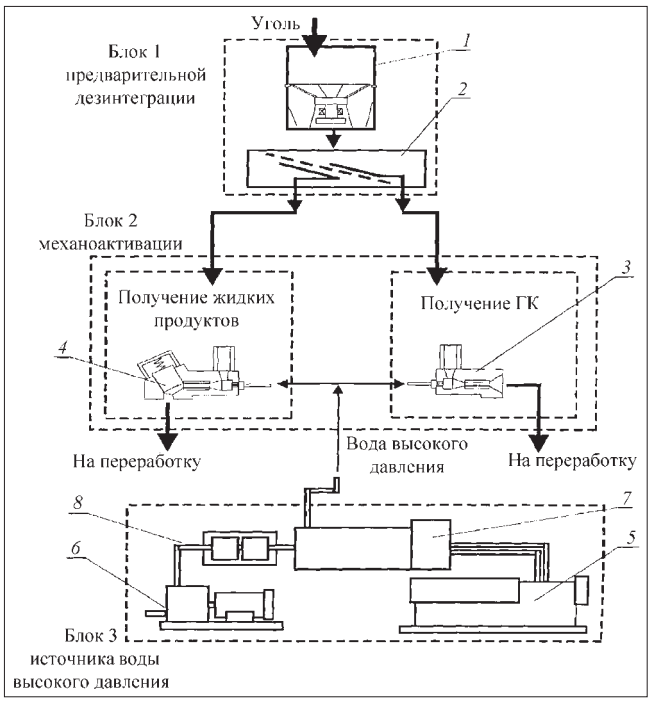


Рис. 3. Принципиальная схема промышленной установки:
1 – дезинтегратор; *2* – классификатор; *3* – гидроугольный инструмент; *4* – подложка-катализатор; *5* – приводной насосный блок низкого давления; *6* – водяной насосный блок низкого давления для запитки преобразователя давления; *7* – преобразователь давления; *8* – блок фильтров

В блоке механохимической активации производится обработка угля струями воды высокого давления при помощи гидроугольного инструмента *3*. Механохимическая активация угля для последующего получения жидких продуктов осуществляется с подложкой-катализатором *4*, а для получения гуминовых кислот – в ее отсутствии.

Механохимическое облагораживание углей струями воды высокого давления позволит осуществить комплексное использование вещественного состава углей, создать безотходное производство и дополнительные рабочие места, снять социальную напряженность в угольных регионах и существенно оздоровить в них экологическую обстановку.

Список литературы

1. **Пронин О.В.** Выбор рациональных режимных и конструктивных параметров установки для механохимической активации углей Подмосковного бассейна водой высокого давления: Автореф. дис... канд. техн. наук. Тула, 1999. 15 с.

2. **Жабин А.Б., Пронин О.В., Наумов Ю.Н.** Новый способ активирования органической массы углей путем обработки водой высокого давления // Механизация и комплексная автоматизация горных работ на шахтах / ТулГУ. Тула, 1997. С. 36–42.

3. **Перспективность** способа механоактивации углей водой высокого давления / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, В.В. Платонов и др. // Технология и механизация горных работ: Сб. науч. тр. М.: Изд-во АГН, 1998. С. 52–56.

Заслуженному деятелю науки и техники России, доктору технических наук, профессору Бреннеру В.А.

Глубокоуважаемый Владимир Александрович!

Сердечно поздравляем Вас со знаменательным юбилеем!

Ваша неутомимая производственная, педагогическая и научная деятельность вот уже более полувека неразрывно связана с Московским государственным горным университетом.

Вы прошли путь от студента Харьковского горного института до высококвалифицированного педагога-профессора с блестящей эрудицией ученого в вопросах горной науки и техники.

Вами подготовлено не одно поколение горных инженеров, аспирантов, кандидатов и докторов наук.

Ваши научные труды являются образцом горного искусства, педагогического мастерства и ясности изложения предмета исследований.

Вашей характерной чертой является высокая работоспособность, постоянный интерес к актуальным проблемам горного машиностроения и эффективности использования новой техники.

Вся Ваша деятельность направлена на решение одной из самых сложнейших задач государственного строительства России – переходу горно-добывающей промышленности к рыночным отношениям и повышению эффективности подготовки технических и научных кадров.

Научная и педагогическая деятельность сочетается у Вас с постоянной и активной общественной работой. Ваш многолетний труд по созданию отечественных проходческих комбайнов отмечен Государственной премией СССР, отраслевыми и правительственными наградами Родины.

Мы знаем Вас как человека, сочетающего в себе качества высокой деловой требовательности с одновременной доброжелательностью к людям.

Горячо поздравляем Вас с 80-летием, желаем Вам крепкого здоровья, личного счастья, сохранения на долгие годы творческих сил и неисчерпаемой энергии!

Ректорат, Ученый совет Московского государственного горного университета.
Редакционный совет, редакционная коллегия
и коллектив редакции журнала "Горное оборудование и электромеханика".

УДК 622.236.23

Л.С. Ушаков, д-р техн. наук, проф., **Ю.Н. Каманин,** асп., ТулГУ

Исследование напряженно-деформированного состояния массива при разрушении пород ударно-скалывающим исполнительным органом

Повышение эффективности безвзрывного способа разрушения крепких горных пород обуславливает широкое применение в горно-добывающей поверхности гидравлических ударных устройств. Исследование механизма передачи энергии удара и напряженно-деформированного состояния забоя позволяет выбирать рациональные параметры силового воздействия.

Проблема повышения эффективности безвзрывного способа разрушения крепких горных пород является актуальной для отраслей промышленности, занятых добычей угля, руды, разработкой строительных и других естественных и искусственных материалов. Накопленный мировой и отечественный опыт применения различных способов силовых воздействий для разрушения пород показал, что из механических способов наиболее эффективным является импульсный, в том числе ударный. В последние годы определилась устойчивая тенденция по разработке и созданию ударно-скалывающих исполнительных органов, однако основная доля их применения приходится на добычу строительных и нерудных материалов, подземное строительство. В угольной промышленности применение ударно-скалывающих исполнительных органов ограничилось разработкой динамических стругов и горно-проходческих машин с исполнительными органами избирательного действия и активных ковшей штреко-поддирочной машины. Вместе с тем, для угольной и горно-рудной отраслей промышленности период активного применения (внедрения) машины с ударно-скалывающим исполнительным органом не достиг пика своей востребованности. Это, в частности, объясняется тем, что первые попытки внедрения таких машин были не совсем удачными из-за недостаточной надежности устройств ударного действия. В настоящее время на рынке промышленного оборудования появилось большое количество гидроударников достаточно высокого качества.

В разработке гидроударников был достигнут определенный прогресс, но до настоящего времени не установлена рациональная область их применения в различных горно-геологических условиях и при разрушении пород с большим диапазоном прочностных свойств.

Решение этой научно-технической проблемы требует проведения дальнейших направленных исследований и накопления практического опыта эксплуатации импульсной техники в различных условиях.

Одним из актуальных направлений в этом плане является проведение исследований по изучению напряженно-деформированного состояния массива при ударе инструментом горной машины в уступ забоя и минимизация на этой основе удельных затрат энергии на разрушение горных пород.

На рис. 1 показаны характерные схемы разрушения забоя инструментом ударно-скалывающего исполнительного органа [1].

Каждой из рассмотренных схем разрушения соответствуют определенные значения удельных затрат энергии, что связано с особенностями процесса формирования напряженно-деформированного состояния уступа породы в зоне удара инструмента, в том числе – с влиянием волновых процессов на эффективность разрушения массива, которое остается недостаточно изученным. В связи с этим были проведены численные исследования с использованием метода конечных элементов и экспериментальные исследования на физической модели.

Исходя из основных положений теории упругости и механики разрушения твердого тела, механизм формирования нестационарного поля напряжений в массиве при ударе инструментом машины может быть представлен следующим образом.

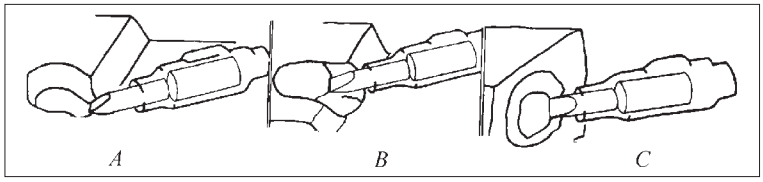


Рис. 1. Схемы разрушения забоя ударно-скалывающим инструментом горной машины:
A – при двух близлежащих обнаженных поверхностях; *B* – при блокированной схеме разрушения; *C* – разрушение ударом инструмента в лоб забоя

При ударе бойка по свободному хвостовику инструмента (волновода) часть энергии затрачивается на генерирование импульса напряжений, который по волноводу, при наличии контакта инструмента с забоем, передается в массив, вызывая генерирование объемной волны сжатия в породе. Остальная часть энергии удара реализуется на работу внедрения инструмента в породу под действием сил инерции элементов ударной системы. Характер взаимодействия "обобщенной" объемной волны со свободной поверхностью и интерференция прямых и отраженных волн зависят от конфигурации забоя и определяют динамику формирования напряженного состояния материала в локальной зоне массива.

При отражении объемной волны от свободной поверхности за счет действия растягивающих напряжений могут быть созданы предпосылки к опережающему развитию магистральной трещины, зародившейся в зоне контакта лезвия инструмента с материалом. Получение эффекта опережающей "пролонгированной" трещины позволяет увеличить объем материала, отделенного от массива за один цикл ударного нагружения, т.е. повысить производительность и снизить удельные энергозатраты на процесс разрушения породы [1, 2].

В целях оптимизации режимов разрушения крепких минеральных сред разработана математическая модель для исследования напряженно-деформированного состояния массива при ударном воздействии инструмента в основание уступа породы, как наиболее характерный случай работы ударно-скалывающего исполнительного органа горной машины.

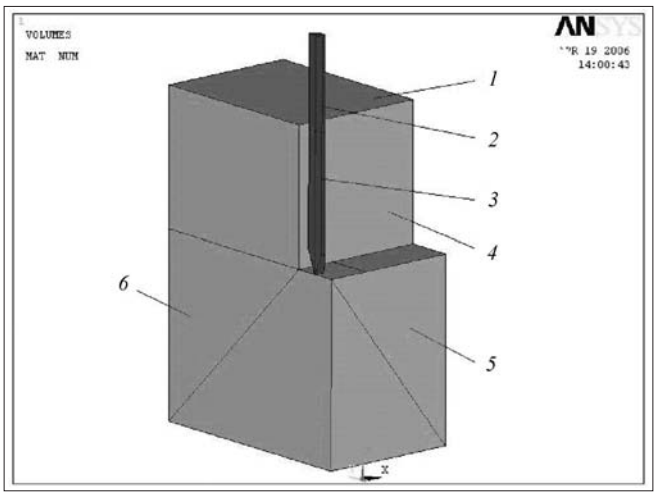


Рис. 2. Расчетная схема:
1 – массив; *2* – боек; *3* – инструмент; *4*, *5* – передние грани; *6* – плоскость разреза

На рис. 2 представлена расчетная схема, где по массиву *1* наносится удар бойком *2* по предварительно поджатому инструменту *3*. Инструмент и боек имеют сопоставимое круглое сечение.

В качестве расчетного варианта минеральной среды была принята минеральная среда, физико-механические свойства которой характеризуются: модулем Юнга E_1, коэффициентом Пуассона μ_1, плотностью ρ_1, пределами прочности на сжатие и на растяжение [4]. Для инструмента приняты соответственно

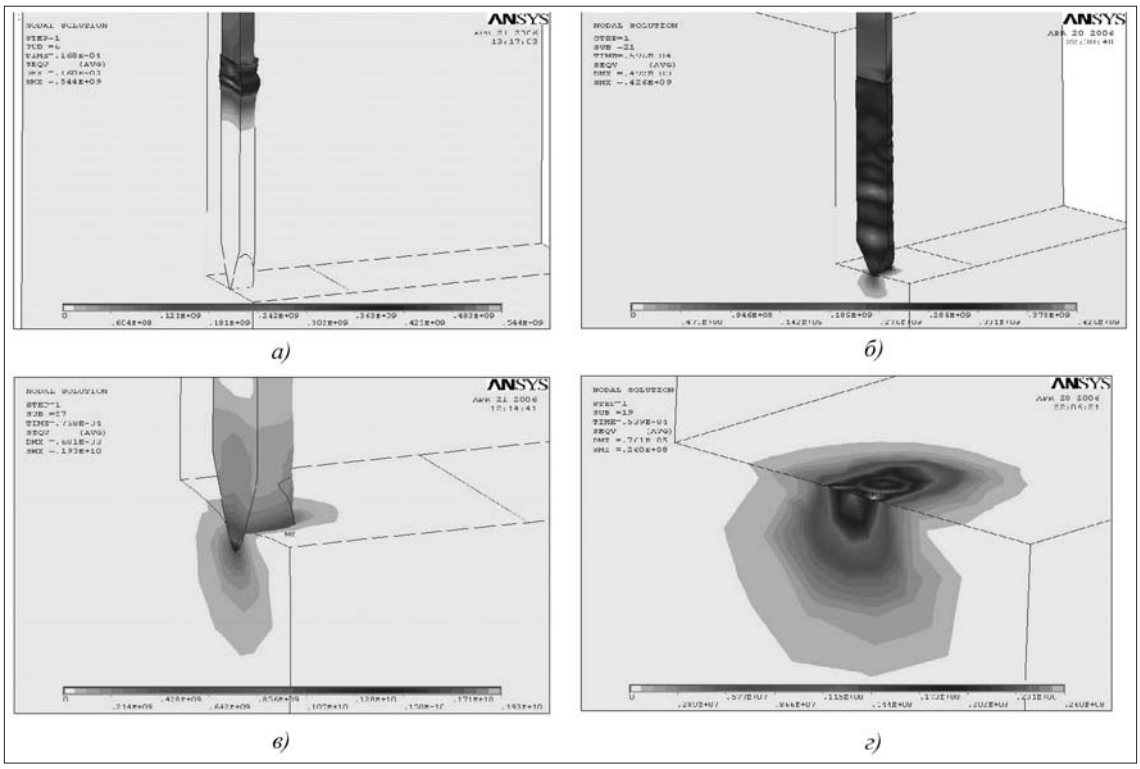


Рис. 3. Поля напряжений в массиве при ударном нагружении уступа

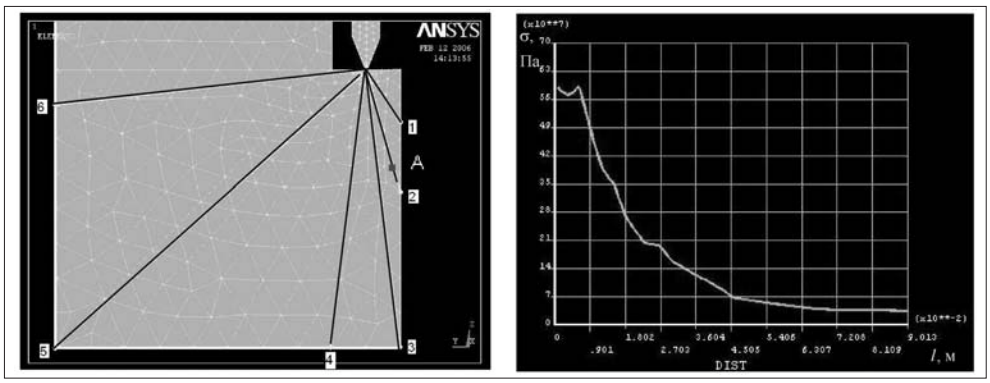


Рис. 4. Расчетные векторы распространения напряжений в массиве и график изменения суммарных напряжений по направлению вектора *3*

следующие параметры: E_2, μ_2, ρ_2. В расчетах материал бойка принят абсолютно жестким, а расчетный период времени составил $t = 4 \cdot 10^{-4}$ с и временной шаг $\Delta t = 2 \cdot 10^{-6}$ с.

Для удобства выполнения расчетных действий в силу симметрии поставленной задачи в работе рассмотрена только одна половина массива, что позволяет значительно уменьшить время расчета.

Граничными условиями принято полное закрепление плоскостей массива, кроме передних и плоскости симметрии, что имитирует неограниченный массив породы. Ограничение наложено также на перемещение точек массива по оси *OX* в плоскости симметрии. Задача рассматривалась в рамках представлений теории упругости.

Для решения поставленной задачи был принят метод конечных элементов, что позволило в дальнейшем применить программный комплекс ANSYS [3]. При создании конечно-элементной сетки составляющих ударной системы были использованы следующие виды конечных элементов: SOLID45 – для разбиения всех трехмерных объектов системы; TARGE170 и CONTA173 – для создания контактной пары. В результате решения в программном комплексе ANSYS были определены поля напряжений и перемещений для всех точек ударной системы.

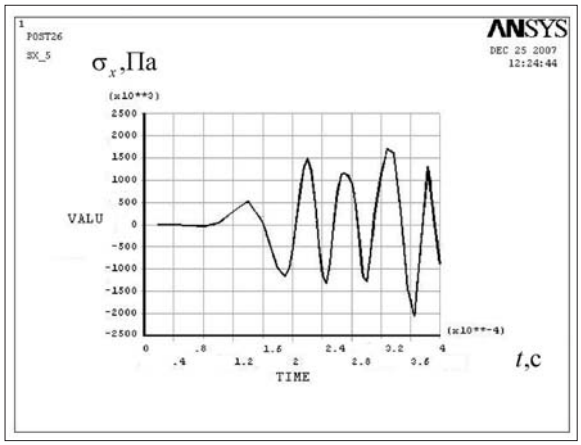


Рис. 5. Изменение напряжения σ_x в точке *A* (по рис. 4)

На рис. 3 показана динамика развития процесса формирования в инструменте (волноводе) импульса напряжений (плоской волны) при ударе бойка по его хвостовику (см. рис. 3, *а*).

В последующий момент времени (см. рис. 3, *б*) волна напряжений охватывает весь волновод и достигает зоны контакта инструмента с породой. При дальнейшем развитии процесса (см. рис. 3, *в*) волна напряжений начинает распространяться в породе от зоны контакта лезвия инструмента с массивом. На рис. 3, *г* зафиксировано распространение объемной волны напряжений в уступе массива, как последствие удара. В связи с тем что сопротивляемость породы растяжению во много раз меньше, чем сжатию, в граничной зоне возможно создание критических растягивающих напряжений и отрыв куска породы. Обеспечение заданных предельных уровней напряжений при определенных исходных условиях представляет собой значительный интерес для развития теории разрушения и практики создания ударно-скалывающих исполнительных органов горных машин.

На рис. 4 показана схема изменения напряжений в массиве по заданным векторам распространения объемной волны. Векторы *1–3* предусматривают выход волны на свободную поверхность, а векторы *4–6* – рассеивание энергии в глубь массива. Для момента времени $t = 2 \cdot 10^{-4}$ с был построен график изменения напряжений по фон Мизесу по длине вектора *3*.

Как видно из графика, в месте приложения удара существует область, где напряжение изменяется незначительно. За пределами этой области идет интенсивное рассеивание энергии по закону, близкому к экспоненциальному.

Как отмечалось выше, особый интерес представляет изменение напряжений вблизи свободной поверхности (рис. 5).

Так, в момент времени от $t = 1{,}6 \cdot 10^{-4}$ до $t = 2 \cdot 10^{-4}$ с действуют сжимающие напряжения, затем в процессе отражения и интерференции волн напряжения меняют знак на обратный, т.е. напряжения становятся растягивающими.

Установленный факт действия растягивающих напряжений в породе у границы свободной поверхности является причиной раскрытия объединяющей трещиной и отделения крупного куска породы от массива.

Список литературы

1. **Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А.** Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.

2. **Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э.** Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука, 1985. 360 с.

3. **Чигарев А.В.** ANSYS для инженеров: справ. пособ. / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук. М.: Машиностроение–1, 2004. 512 с.

4. **Ильницкая Е.И.** Свойства горных пород и методы их определения / Е.И. Ильницкая, Р.И. Тедер, Е.С. Ватолин, М.Ф. Кунтыш. М.: Недра, 1969. 392 с.

УДК 622.236.23

Л.С. Ушаков, д-р техн. наук, **Д.А. Юрьев,** ст. преподаватель, **Р.А. Ределин,** асп., ТулГУ

Комплекс для исследования силовой импульсной системы

Описан комплекс, включающий экспериментальный стенд ДПМ-1М с гидроударником, измерительно-регистрирующей аппаратурой и системой компьютерной обработки данных. Комплекс позволяет исследовать динамику процессов в гидравлической импульсной системе, механизм передачи энергии удара в массив и разрушение горных пород. Может использоваться для обучения специалистов по эксплуатации гидроударников.

Гидравлические машины ударного действия (гидроударники, гидромолоты) получили широкое распространение в различных отраслях промышленности: горно-добывающей, строительной, металлургической и других [1]. Они применяются для разрушения горных пород, бетонных и железобетонных конструкций, скальных и мерзлых грунтов, вскрытия асфальтобетонных покрытий, уплотнения рыхлого грунта. Гидроударник обычно устанавливается на проходческом комбайне, экскаваторе, погрузчике или тракторе и подключается к их гидравлической системе.

Процессы, протекающие в гидравлических машинах ударного действия, характеризуются высоким давлением, ударными нагрузками, быстрым изменением параметров во времени, наличием высоких пиковых значений. Поэтому для проведения экспериментальных исследований необходимо оборудование, которое позволит измерить все необходимые параметры системы (давление, расход, скорость, перемещение, температуру и т.д.) с достаточной степенью точности, а также провести их математическую обработку.

Для подготовки научных, инженерных кадров, специалистов среднего звена и рабочих, занятых эксплуатацией гидроударников, разработан экспериментальный стенд ДПМ-1М, который также может использоваться в научно-исследовательских целях.

Стенд состоит из следующих основных частей. Объект исследования *1* представляет собой ручной гидравлический отбойный молоток (рис. 1). Гидроцилиндр *2* предназначен для подачи гидромолотка на "разрушаемый массив", который может перемещаться в пазах на несущей раме, а следовательно, может изменять вылет штока поршня и объем поршневой камеры, что позволяет сымитировать различную жесткость корпуса несущей машины и оценить силу отдачи гидроударника. Гидроцилиндр *3*, предназначенный для имитации разрушаемого массива, также может перемещаться в пазах несущей рамы, а следовательно, изменять вылет штока поршня и объем поршневой камеры, что позволяет сымитировать различную жесткость "разрушаемого массива", а датчики давления *4* и *5*, установленные соответственно в напорной и сливной магистралях, – измерять колебания давления. Микрофон *6* используется для регистрации акустических характеристик гидроударника.

Общий вид экспериментального стенда представлен на рис. 2.

Экспериментально полученные графики изменения давления в напорной и сливной магистралях, а также звукового сигнала, показывают, что давление в гидросистеме гидроударника изменяется циклически, что связано, в первую очередь, с периодическим характером колебаний бойка. При превышении скорости движения выше заданного уровня насос не обеспечи-

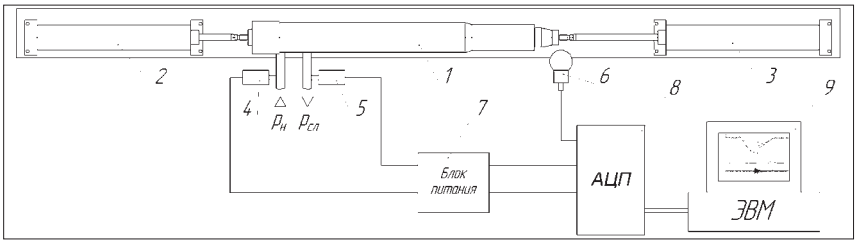


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:
1 – объект исследования (гидроударник); *2* – гидроцилиндр подачи; *3* – гидроцилиндр упора; *4* и *5* – датчики давления; *6* – микрофон; *7* – блок питания датчиков давления; *8* – плата сбора данных; *9* – ЭВМ; $p_н$ и $p_{сл}$ – давление в напорной и сливной магистралях соответственно

Рис. 2. Общий вид экспериментального стенда ДПМ-1М

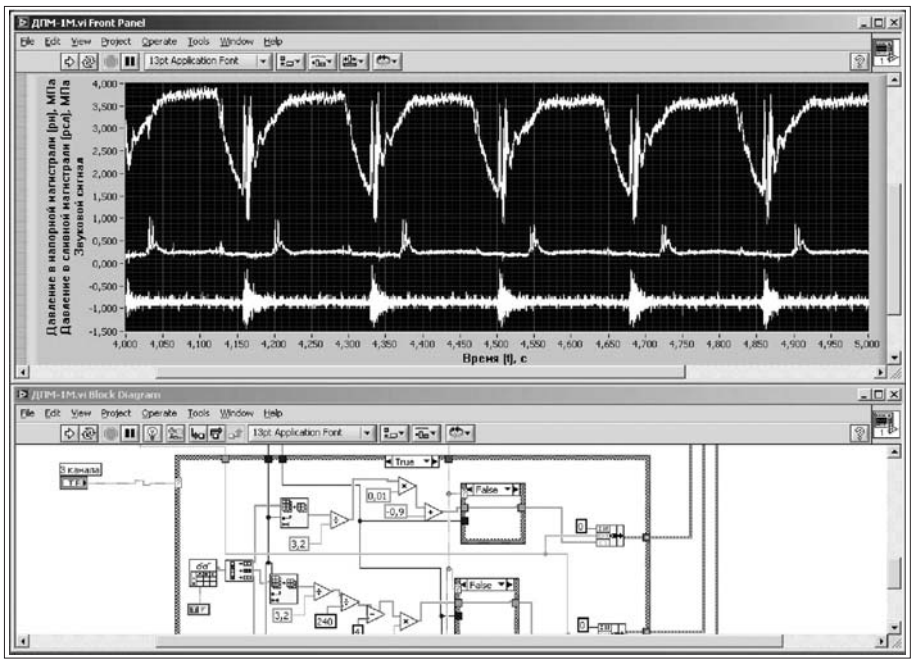


Рис. 3. Лицевая панель и блок-диаграмма системы LabVIEW (на осциллограмме лицевой панели: верхний график – давление в напорной магистрали; средний – давление в сливной магистрали; нижний – звуковой сигнал)

вает заполнение рабочих камер, наблюдается понижение давления.

На приведенной осциллограмме (рис. 3) видно, что минимум давления в напорной магистрали соответствует моменту удара бойка по рабочему инструменту, когда скорость бойка соответствует его максимальному значению. Этот переходный процесс фиксируется увеличением амплитуды звукового сигнала. Строгая повторяемость рабочих циклов позволяет оценить устойчивость режима работы гидроударника в заданных параметрах силовой импульсной системы.

Для проведения экспериментальных исследований на стенде ДПМ-1М используется плата сбора данных "National Instruments" ATI-MIO-16-E2. Сбор и обработка данных ведутся программой, написанной на LabVIEW. Лицевая панель и блок-диаграмма представлены на рис. 3. Датчики давления и звукового сигнала подключаются к выносной панели платы сбора данных.

Установка датчиков давления в магистралях гидроцилиндров позволяет оценить силу взаимодействия рабочего инструмента с разрушаемым массивом, а также силу отдачи, которая оказывает значительное влияние на оператора (для ручных отбойных молотков) или базовую машину (для гидромолотов) при работе гидроударника.

На основе полученных результатов представляется возможным анализировать устойчивость режимов работы силовой импульсной системы, выявлять причины изменения выходных параметров и определять способы их устранения.

Список литературы

1. **Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А.** Гидравлические машины ударного действия. М.: Машиностроение, 2000. 416 с.

2. **Ушаков Л.С., Кравченко В.А., Юрьев Д.А., Ределин Р.А.** Исследование автоколебательных ударных систем // Междунар. науч.-практ. конф. "Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments", Москва, ноябрь, 18–19, 2005: Сб. тр. М.: Изд-во Росс. ун-та дружбы народов, 2005.

УДК 622.232.5.05:532.525.6:622.026

А.Е. Пушкарев, д-р техн. наук, проф., **В.И. Сарычев,** д-р техн. наук, ТулГУ, **А.А. Рогачев,** канд. техн. наук, ЗАО "Строительный инструмент", г. Тула

Обоснование конструктивных параметров и режимов работы исполнительного органа управляемой прокалывающей установки

Рассмотрены факторы, сдерживающие расширение области применения бестраншейной прокладки трубопроводов методом управляемого прокола. Сформулирован метод математического описания процесса взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с массивом и определены его закономерности. Предложена методика расчета режимов работы управляемой прокалывающей установки.

Ускоренные темпы роста объемов строительства и освоения подземного пространства, повышение требований к экологической безопасности ведения горных работ при устройстве тоннелей и прокладке инженерных коммуникаций в условиях небольших глубин и наличия на поверхности зданий и сооружений требует создания технических средств, обеспечивающих образование выработок с минимальным воздействием на окружающий массив. В значительной степени этим требованиям отвечают машины, реали-

зующие технологию проходки выработок малого сечения методом прокола. При этом обеспечивается сохранение устойчивости и целостности вмещающих пород, комплект оборудования компактен и мобилен, не требуется значительных территорий и времени для подготовки и выполнения работы. Опыт фирм – мировых лидеров в технологиях бестраншейной прокладки трубопроводов, а также отечественных предприятий является яркой иллюстрацией перспективности техники, осуществляющей проходку выработок малого диаметра на небольших глубинах в условиях, не допускающих открытый способ ведения работ.

Анализ результатов исследований, выполненных А.И. Бавыкиным, В.А. Бреннером, Н.В. Васильевым, К.А. Головиным, Л.И. Кантовичем, Б.А. Картозия, А.Д. Огером, А.Е. Пушкаревым, В.П. Самойловым, В.И. Сарычевым и другими учеными, дает основание утверждать, что одним из наиболее актуальных направлений развития техники для подземных горных работ является создание компактных и мобильных установок управляемого прокола, способных высокопроизводительно выполнить проходку прямолинейных выработок малого диаметра.

Представленные на рынке образцы такой техники в значительной степени отвечают требованиям потребителей, но дальнейшее расширение области их применения в целях проходки криволинейных выработок сопряжено с необходимостью решения целого ряда проблем. Это, в первую очередь, отсутствие научно обоснованных методов расчета отклонения исполнительного органа от прямолинейного движения в результате взаимодействия с грунтовым массивом. Существующие подходы к оценке усилий, необходимых для вдавливания исполнительного органа в массив, не позволяют оценить возможность и способы обеспечения траектории движения става, отличной от прямолинейной. Применяемые исполнительные органы с наклонной к оси движения рабочей площадкой головной секции позволяют осуществлять управление проколом лишь в части сохранения прямолинейной оси за счет наличия боковой отклоняющей нагрузки. При этом знание механизма формирования напряженно-деформированного состояния исполнительного органа и закономерностей его взаимодействия с массивом играет определяющую роль [1, 2].

В данной области исследований в настоящее время достигнуты значительные успехи, однако практическое использование большинства выдвинутых предположений наталкивается на серьезные трудности, которые возникают, главным образом, из-за недостаточного учета адекватности геотехнических и геотехнологических факторов горно-геологическим условиям. В частности, при решении задач управления режимами работы прокалывающей установки в целях адаптации исполнительного органа к проектной траектории практически полностью отсутствует расчетный аппарат, адекватно отражающий закономерности взаимодействия как головной секции става, так и самого става с грунтовым массивом при проходке выработки заданного профиля. Особую сложность при этом представляет решение проблем,

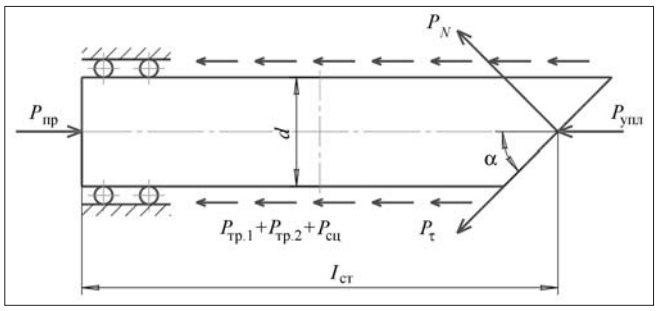


Рис. 1. Расчетная схема для определения общего усилия прокола

связанных с использованием головных секций в виде цилиндрического тела с наклонной плоской рабочей поверхностью, расположенной под углом α к продольной оси става.

При такой постановке управление прокалывающим исполнительным органом сводится к решению двух основных задач – к определению общего усилия прокола и к обеспечению заданной траектории трассы прокола, которые предопределяются только режимом проникновения става в грунт без его вращения.

При анализе существующих методов было выявлено, что при определении общего усилия прокола ставами малых диаметров учитываются не все факторы, отражающие реальную работу машины в конкретных горно-геологических условиях. Так, например, не в полной мере учитываются параметры горного давления (даже на небольших глубинах), конструктивное исполнение предлагаемого исполнительного органа, его взаимодействие с массивом. Исходя из этого, предложено необходимое общее усилие прокола $P_{пр}$ определять суммированием усилия вдавливания исполнительного органа $P_{упл}$, затрачиваемого на преодоление сопротивления уплотнению грунта, усилий $P_{тр.1}$ и $P_{тр.2}$, возникающих от трения става о грунт под влиянием горного давления и собственной массы, усилия $P_{сц}$ от сцепления става с грунтовым массивом и реактивных нормальной P_N и касательной P_τ сил на рабочей площадке головной секции (рис. 1).

С учетом изложенного выражение для определения общего усилия прокола в соответствии с перечисленными силами сопротивления можно представить следующим образом:

$$P_{пр} = \delta_{упл}\frac{\pi d^2}{4n_0} + \frac{\pi d}{2}\frac{\gamma H}{1-\nu}l_{ст}\,f + \gamma_{ст}\,\frac{\pi}{4}(d^2 - d_{вн}^2)l_{ст}\,f + \\ + C_{ст}\,\pi d l_{ст} + P_N\sin\alpha + P_\tau\cos\alpha, \qquad (1)$$

где $\delta_{упл}$ – коэффициент сопротивления грунта уплотнению; d и $d_{вн}$ – внешний и внутренний диаметры исполнительного органа (става); n_0 – коэффициент пористости грунтового массива; γ – средний объемный вес покрывающего выработку грунтового массива, кН/м^3; H – глубина заложения выработки; ν – коэффициент Пуассона вмещающего грунта; $l_{ст}$ – длина става; f – коэффициент трения става о грунт;

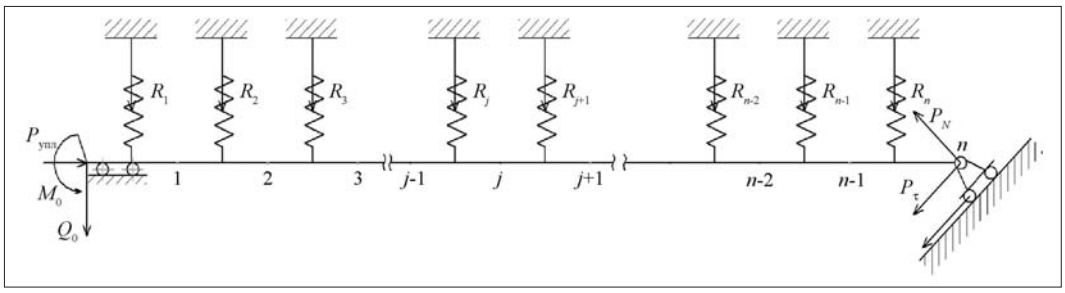


Рис. 2. Обобщенная расчетная схема взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом

$\gamma_{ст}$ – объемный вес материала става; $C_{ст}$ – сцепление става с грунтом.

Уравнение (1), исходя из функциональных характеристик наполняющих его компонентов, может быть условно разделено на три составные части, имеющие превалирующее значение при решении поставленных задач, характеризующиеся следующими показателями: $P_{упл} = \delta_{упл}\frac{\pi d^2}{4n_0}$; $P_l = \frac{\pi d}{2}\frac{\gamma H}{1-\nu}l_{ст}\,f + \gamma_{ст}\frac{\pi}{4}\times$ $\times\,(d^2 - d_{вн}^2)l_{ст}\,f + C_{ст}\,\pi d l_{ст}$ и $P_{N\tau} = P_N \sin\alpha + P_\tau \cos\alpha$.

Первый отражает усилие вдавливания головной секции исполнительного органа в массив, второй – влияние длины става и горно-геологических характеристик, а третий – отклонение от прямолинейной траектории заложенной выработки. Нетрудно заметить, что влияние первого компонента является базовым и в последующем неизменным для задания начального усилия прокола.

Особый интерес представляет решение задачи об определении составной части общего усилия P_l при варьировании таких параметров, как глубина заложения выработки, коэффициент трения и сцепления при изменении длины става. В этом случае составляющая P_l находится в прямой пропорциональности от длины $l_{ст}$, а коэффициенты, характеризующие отношение $P_l/l_{ст}$, определяются именно на основе перечисленных параметров. Так, например, с использованием формулы (1) было установлено, что при изменении коэффициента сцепления става с грунтом от 1 до 10 кПа (соответствует сцеплению металла с грунтами) и коэффициента трения f от 0,3 до 0,6 отношение $P_l/l_{ст}$ находится для става с внешним диаметром $d = 0{,}07$ м в следующих диапазонах: при глубине заложения выработки $H = 1$ м – от 1,10 до 3,07 кН/м; при $H = 2$ м – от 2,04 до 4,96 кН/м; при $H = 3$ м – от 2,98 до 6,84 кН/м; при $H = 4$ м – от 3,92 до 8,73 кН/м; при $H = 5$ м – от 4,86 до 10,61 кН/м. Для става с диаметром $d = 0{,}0965$ м показатели следующие: при $H = 1$ м – 1,54...4,29 кН/м; при $H = 2$ м – 2,84...6,89 кН/м; при $H = 3$ м – 4,14...9,49 кН/м; при $H = 4$ м – 5,43...12,09 кН/м; при $H = 5$ м – 6,73...14,68 кН/м. При диаметре $d = 0{,}120$ м и соответствующих значениях H – 1,92...5,34 кН/м; 3,54...8,58 кН/м; 5,15...11,81 кН/м; 6,77...15,04 кН/м; 8,38...18,27 кН/м. Увеличение P_l кратно увеличению длины става.

Нахождение третьей составляющей $P_{N\tau}$ связано с максимальной сложностью, так как ее определение обеспечивает управление проколом в соответствии с заданным профилем выработки. При этом в основу решения положено представление об оперативной корректировке направления движения исполнительного органа с учетом взаимодействия всего става с грунтовым массивом. Выполненные исследования базировались на применении универсального численного метода расчета – метода начальных параметров.

Для реализации задачи, связанной с обеспечением заданной траектории движения исполнительного органа при проходке выработки малого диаметра методом прокола, была разработана обобщенная расчетная схема (рис. 2), отличающаяся наличием n нормальных связей, имитирующих взаимодействие става с грунтовым массивом и характеризующихся реактивными усилиями отпора R_j. Контакт головной секции с массивом отражается нормальными и касательными силами, силами трения и сцепления.

При этом приняты следующие допущения:

- массив грунта представляется квазиоднородным;
- пилотный став рассматривается как непрерывная толстостенная труба.

В итоге на основе метода начальных параметров была сформирована расчетная модель, включающая три уравнения силовых факторов, уравнение контактирования головной секции с массивом и систему физических уравнений совместности перемещений массива и става, первое из которых отражает деформации грунта на каждом из участков дискретизации расчетной схемы, а второе – боковое перемещение става. Такие уравнения после реализации граничных условий были сгруппированы в единую базовую систему уравнений (2).

В системе уравнений (2), кроме описанных выше, приняты следующие обозначения: Q_0 и M_0 – поперечная сила и изгибающий момент в начальном (нулевом) сечении исполнительного органа; Q и N – внутренние поперечные и продольные силы; M – момент в любом сечении; x_j – деформация грунта (боковое перемещение става) на j-м участке; $E_{гр}$ – модуль упругости грунта. В данных уравнениях первый индекс в коэффициентах a отражает искомый параметр, а второй – влияющий фактор

$$
\left.\begin{aligned}
&Q_0 a_{QQ} - P_N a_{QP_N} + p_\tau a_{QP_\tau} + \sum_{j=1}^{n} R_j a_{QR_j} = 0;\\
&P_N a_{NP_N} + P_\tau a_{NP_\tau} = P_{N\tau} a_{NP_{N\tau}};\\
&Q_0 a_{MQ} + M_0 a_{MM} + \sum_{j=1}^{n} R_j a_{MR_j} = 0;\\
&-P_N f + P_\tau = \frac{C_{\text{ст}} \pi d^2}{4 \sin\alpha};\\
&\left.\begin{aligned}
&R_j \frac{1+\nu}{2 E_{\text{гр}} l_j} + x_j = 0;\\
&Q_0 a_{x_j Q} + M_0 a_{x_j M} + \sum_{t=1}^{j} R_t a_{x_j R_t} - x_j = 0\\
&\text{при } j = 1, 2, ..., n.
\end{aligned}\right\}
\end{aligned}\right\} \qquad (2)
$$

Выражения для коэффициентов влияния имеют следующий вид:

$$a_{QQ} = a_{QR_j} = a_{NP_{N\tau}} = a_{MM} = 1; \; a_{QP_N} = a_{NP_\tau} = \cos\alpha;$$

$$a_{QP_\tau} = a_{NP_N} = \sin\alpha; \; \alpha_{MQ} = l_{\text{ст}}; \; a_{MR_j} = \sum_{k=j}^{n} l_k - \frac{1}{2} l_j;$$

$$a_{x_j Q} = \left(\sum_{k=1}^{j} l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^3 \Big/ (6 E_{\text{ст}} I_{\text{ст}});$$

$$a_{x_j M} = \left(\sum_{k=1}^{j} l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^2 \Big/ (2 E_{\text{ст}} I_{\text{ст}});$$

$$a_{x_j R_t} = \left(\sum_{k=t}^{j} l_k - \frac{l_t + l_j}{2} \right)^3 \Big/ (6 E_{\text{ст}} I_{\text{ст}}),$$

где $E_{\text{ст}}$ и $I_{\text{ст}}$ – модуль упругости материала и момент инерции сечения става; k, t – порядковый номер участка става соответственно справа и слева от j-го сечения; l – длина участка става.

Полученная система содержит в общем случае $(4+2n)$ уравнений, а решением системы является определение неизвестных начальных параметров Q_0 и M_0, нормальной P_N и касательной P_τ реактивных сил по площадке скольжения, реактивных усилий отпора грунтового массива R_j и боковых перемещений x_j става (деформаций массива) в сечениях приложения реактивных усилий. После нахождения неизвестных определяется напряженно-деформированное состояние става в любом i-м его сечении. При этом находятся поперечные и продольные силы, изгибающие моменты, углы поворота, перемещения и напряжения.

Данная модель была реализована в виде программного обеспечения, ориентированного на определение всех перечисленных силовых факторов. Главным предметом анализа при этом являются получаемые отклонения (боковые перемещения) става от прямолинейной оси выработки при варьировании физико-механических характеристик грунта и конструктивных характеристик исполнительного органа.

Для оценки корректности дискретизации расчетной схемы было осуществлено сравнение конечных результатов при различном количестве участков разбиения става по длине. В результате установлено, что задание длины участков менее 0,15 м (увеличение дискретизации рабочей схемы) не приводит к существенному изменению точности расчетов – разница результатов не превышает 0,05 %.

Моделирование напряженно-деформированного состояния исполнительного органа прокалывающей установки при его взаимодействии с грунтовым массивом потребовало некоторой идеализации, т.е. введения ряда предположений. Поэтому наиболее правильным в таком случае является сравнение результатов теоретических исследований, выполненных по модели, с закономерностями процесса взаимодействия става с грунтовым массивом, установленными экспериментально, и, таким образом, оценка адекватности этой модели реальному процессу.

Экспериментальные исследования влияния основных факторов на показатели процесса взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом проводились на специальном стенде, имитирующем работу прокалывающей установки с полноразмерным ставом, прикрепленным к кронштейну подвижной подающей каретки, перемещающейся по направляющим посредством гидроцилиндров с приводом от маслостанции. Конструкция стенда позволяла задавать рабочие режимы в широком диапазоне.

Результаты проведенных в стендовых условиях экспериментальных исследований стали базой для апробации разработанной расчетной модели. Сравнение экспериментальных и теоретических данных подтвердило высокую степень сходимости получаемых результатов. Средняя величина относительной погрешности не превышала 10...15 %. В итоге стало возможным проведение многовариантных исследований методами численного моделирования взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом в широком диапазоне исходных данных [3].

При проведении пилотных исследований, направленных на выявление факторов, определяющих отклонение исполнительного органа от заданной траектории, было установлено, что наибольшее влияние на боковое перемещение в конечном сечении головной секции x_n оказывают следующие факторы: усилие $P_{N\tau}$, как составляющее общего усилия прокола; жесткость грунтового массива $K_{\text{гр}} = E_{\text{гр}}/(1 - \nu)$; длина става $l_{\text{ст}}$; угол наклона рабочей площадки головной секции к оси става α; коэффициент трения става о грунт f. В связи с этим моделирование осуществлялось при изменении данных величин в следующих пределах, реально отражающих конструктивные и физико-механические характеристики: 10 кН $\le P_{N\tau} \le$ 30 кН; 500 кПа $\le K_{\text{гр}} \le$ 40000 кПа; 0,5 м $\le l_{\text{ст}} \le$ 4,5 м; 30° $\le \alpha \le$ 60°; 0,3 $\le f \le$ 0,6. Исследования проводились для стандартных сечений става (профилей труб малого диаметра): 70×10 мм; 96,5×14 мм; 120×15 мм. В качестве постоянных параметров были приняты длина головной секции ($l_{\text{н}}$ = 0,1 м) и коэффициент Пуассона (ν = 0,3). Изменение коэффициента сцепления $C_{\text{ст}}$ от 1 до 10 кПа, как показали результаты расчетов, не приводило к существенным отклонениям исследуемых показателей (изменения в результатах не превышали 1 %). В общем случае при варьировании приведенных исходных параметров было смоделировано более 3200 геотехнологических ситуаций.

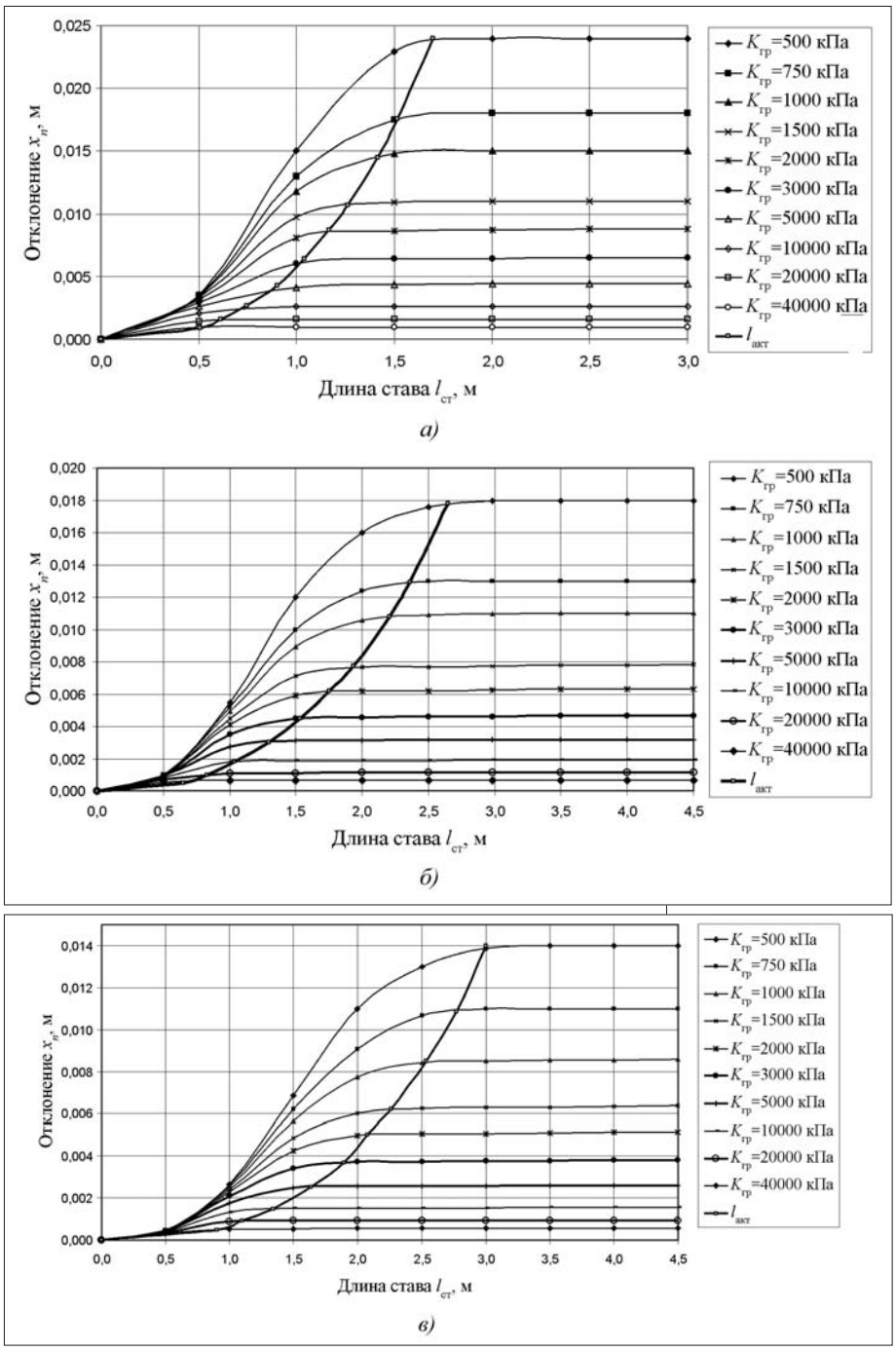


Рис. 3. Зависимости перемещения (отклонения) x_n в конечном сечении головной секции става от его длины $l_{ст}$:
а – став 70×10, α = 30°, *f* = 0,3; *б* – став 96,5×14, α = 30°, *f* = 0,3; *в* – став 120×15, α = 30°, *f* = 0,3

Необходимо отметить, что характер изменения отклонений остается однотипным и при увеличении составляющей усилия прокола $P_{N\tau}$, т.е. абсолютные значения отклонений возрастают кратно увеличению силы, а следовательно, усилие прокола может быть использовано в качестве управляющего фактора.

Так, проведенные исследования показали (рис. 3), что при определенной длине става изменение отклонений става от прямолинейной оси становится незначительным, асимптотически приближаясь к максимальному значению $x_{n\,max}$. Например, для слабых грунтов с жесткостью 500 кПа отклонения не превышают 1...2 % от $x_{n\,max}$ = 14,0 мм при длине става более 1,7 м, а для грунтов с $K_{гр}$ = 5000 кПа максимальное значение отклонения достигается уже при длине 0,9 м.

Общий анализ результатов моделирования показал, что максимальные отклонения в конечном сечении головной секции $x_{n\,max}$ става возникают при минимальных значениях коэффициента трения и угла наклона α. Так, для анализируемых трех исполнений става они составляют 24,0; 17,5 и 13,9 мм. Данные отклонения фиксировались при длине става 1,7; 2,65 и 3,0 м. Отсюда можно сделать вывод о наличии активной управляющей зоны става у головной секции, длина $l_{акт}$ которой изменяется в зависимости от механических характеристик грунта.

Обработка результатов методами математической статистики позволила получить эмпирические зависимости изменения длины активной зоны става от жесткости грунтового массива для трех типов става, которые имеют следующий вид (корреляционное отношение не менее 0,95):

для става с d = = 70,0 мм – $l_{акт} = 9{,}734 K_{гр}^{-0{,}279}$; (3)

для става с d = = 96,5 мм – $l_{акт} = 21{,}653 K_{гр}^{-0{,}331}$; (4)

для става с d = = 120,0 мм – $l_{акт} = 18{,}619 K_{гр}^{-0{,}286}$. (5)

Данные зависимости позволяют определять активную зону става при изменении модуля упругости и коэффициента Пуассона грунтового массива. При этом длина $l_{акт}$ не зависит от усилия $P_{N\tau}$, которое влияет только на абсолютное изменение отклонения, как было отмечено выше.

В связи с тем, что основным показателем соблюдения заданной траектории прокола является отклонение в конечном сечении головной секции става от прямолинейной оси выработки, по результатам численного моделирования взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом после поитерационной обработки была получена обобщающая формула в следующем виде:

$$x_n = \frac{P_{N\tau}}{E_{ст} I_{ст}} \frac{\sin\alpha_{пред} - \sin\alpha}{f^{0,6}} \left(\frac{E_{ст} I_{ст}}{K_{гр}} \right)^{0,752}. \quad (6)$$

В этом уравнении $\alpha_{пред}$ характеризует предельный угол наклона рабочей площадки головной секции к продольной оси става. Данный угол определяется из третьего уравнения системы (2) при переопределении P_N и P_τ через составляющую $P_{N\tau}$, в результате чего формируется соотношение $\alpha_{пред} > \mathrm{arcctg}\, f$, которое при сохранении неравенства обусловливает возможность отклонения рабочего органа от прямолинейной оси выработки [4, 5].

Полученное по итогам численного моделирования уравнение позволяет определять отклонение в конечном сечении головной секции става при любой комбинации физико-механических характеристик грунта ($E_{гр}$, ν, f), глубины заложения выработки H и конструктивных параметров исполнительного органа, которые характеризуются моментом инерции сечения става $I_{ст}$, модулем деформации материала става $E_{ст}$ и углом наклона рабочей площадки головной секции к продольной оси става α.

Сравнение значений x_n, полученных расчетным путем из выражения (6), с экспериментальными подтвердило высокую степень сходимости получаемых результатов (корреляционное отношение не менее 0,84).

На основании выполненных исследований разработана методика расчета режимов работы управляемой прокалывающей установки.

Методика позволяет проводить:

- расчет и выбор конструктивных параметров исполнительного органа прокалывающей установки для проходки выработки малого диаметра заданного профиля в массиве с известными физико-механическими свойствами;
- расчет рабочих режимов для прокалывающей установки при проходке выработки малого диаметра заданного профиля в массиве с известными физико-механическими свойствами исполнительным органом принятой конструкции.

По разработанной методике составлен пакет программ для персонального компьютера и выполнены расчет и выбор конструктивных параметров исполнительного органа, а также рабочих режимов прокалывающей установки для проходки выработки малого диаметра заданного профиля в массиве с известными физико-механическими свойствами. Расчет показал, что установка прямолинейного прокола, оснащенная ставом диаметром 70×10, длиной 65 м с головной секцией длиной 1,42 м, при соблюдении расчетных режимов работы осуществляет проходку криволинейной выработки заданного профиля.

Таким образом, на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований решена актуальная задача выявления закономерностей работы управляемой прокалывающей установки, что позволило обосновать его конструкцию, разработать методику расчета режимов работы машины в целом и расширить область ее применения.

Список литературы

1. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е., Рогачев А.А.** Обзор установок горизонтального бурения (прокола), представленных на российском рынке // Материалы III международного научного симпозиума. Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Орел: ОрелГУ, 2006. С. 189–195.
2. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е., Рогачев А.А., Тарасов М.В.** Особенности использования горизонтального направленного бурения // Материалы III международного научного симпозиума. Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Орел: ОрелГУ, 2006. С. 195–200.
3. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е., Рогачев А.А., Сарычев В.И.** Экспериментальные исследования взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с грунтовым массивом // Изв. ТулГУ. Сер. "Экология и безопасность жизнедеятельности". Вып. 8. Тула: Изд-во ТулГУ. 2006. С. 158–160.
4. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е., Рогачев А.А., Сарычев В.И.** Математическое моделирование процесса взаимодействия исполнительного органа прокалывающей машины с грунтовым массивом // Материалы III международного научного симпозиума. Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Орел: ОрелГУ, 2006. С. 510–520.
5. **Бреннер В.А., Головин К.А., Пушкарев А.Е., Рогачев А.А., Сарычев В.И.** Расчетная модель процесса взаимодействия исполнительного органа прокалывающей машины с грунтовым массивом // Геотехнология и защита окружающей среды. 2006. № 2. С. 61–70.

УДК 622.232:533.6.632

В.В. Семенов, генеральный директор, ОАО "Копейский машиностроительный завод",
И.Г. Шмакин, канд. техн. наук, ТулГУ

Обоснование рациональных параметров режущих органов комбайнов типа "Урал"

Приведена общая математическая модель исследования планетарно-дисковых, барабанных, роторных, шнековых исполнительных органов с резцами нового технического уровня. Предложены паспорта нагруженности главных приводов комбайна "Урал-20Р", которые позволяют определять параметры, обеспечивающие повышение эффективности его работы при разрушении калийных солей различной сопротивляемости.

Интенсификация развития калийной промышленности России – основы снабжения сельского хозяйства удобрениями – требует создания высокопроизводительных проходческо-очистных комбайнов нового технического исполнения, обеспечивающих наилучшие технико-экономические показатели работы и их конкурентоспособность на мировом рынке.

В настоящие время для разработки Верхнекамского и Старобинского (Белоруссия) калийных месторождений применяют соледобывающие комбайны фронтального и флангового действия, которые изготавливают в России (типа "Урал" – на Копейском машиностроительном заводе), в Украине (ПК-8 М – на Ясиноватском машиностроительном заводе) и закупают в Германии и Англии (узкозахватные шнековые и широкозахватные барабанные комбайны). При камерной системе разработки этих месторождений преимущественное применение получили серийно-выпускаемые комбайны "Урал-10А" и "Урал-20А", обладающие широкой унификацией отдельных частей при наличии сферически-планетарных, плоскопланетарных, роторных, барабанных и шнековых режущих органов, оснащенных тангенциальными резцами различных типов. В целях дальнейшего совершенствования этих машин Копейским машиностроительным заводом осваивается производство нового поколения комбайнов "Урал-61" и "Урал-20Р", ориентированных на оснащение поворотными резцами нового технического уровня.

Для определения необходимой энерговооруженности отдельных приводов, назначения рациональных режимных и конструкционных параметров разных режущих органов этих комбайнов разработана на основе ранее проверенных экспериментально закономерностей механического разрушения различных горных пород [1–3] обобщающая математическая модель расчета действующих на одиночный резец составляющих P_Z, P_Y, P_X усилий резания, Н:

$$P_Z = 100[ACh^2 + (BC + 2Kf_3)h + f_3 N_3]K_п K_{осл}; \quad (1)$$

$$P_Y = 100[ALh^2 + (BL + 2K\sin\varphi)h + N_3]K_п K_{осл}; \quad (2)$$

$$P_X = K_X P_Z, \quad (3)$$

где h – средняя глубина резания, см; f_3 – коэффициент трения соли по задней грани резца; N_3 – усилие, действующее на заднюю грань резца, Н; $K_п$ – коэффициент, учитывающий влияние угла разворота резца; $K_{осл}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение усилий резания при выходе резца на обнаженную поверхность разрушаемого уступа; φ – угол заострения передней грани резца в плане, °; K_X – коэффициент, учитывающий величину и направление боковой составляющей усилия резания.

Принятые в зависимостях (1) и (2) обозначения определяются

$$A = \frac{0{,}5\sin 2\varphi 7\tau_{sc} + \sin(\alpha+\Omega)\tau_{sm}}{\sin\alpha\cos^2\varphi D};$$

$$B = \frac{a_к \tau_{SC}}{D}; \; K = \Delta_б \tau_{dб} A_{Fб}; \; N_3 = a_к \Delta\tau_{d3} A_{F3};$$

$$D = \sin(\alpha+\Omega) + f_п\cos(\alpha+\Omega); \; C = (\sin\alpha + f_п\cos\alpha)П;$$

$$L = (f_п\sin\alpha - \cos\alpha)П; \; П = П_3 П_2 K_ф;$$

$$П_3 = \frac{t - a_к + 1{,}5}{10{,}3h(1 - П_1) + 1{,}5},$$

где τ_{sc}, τ_{sm} и τ_{d3} $\tau_{dб}$ – разрушающие напряжения сдвига и дробления в соответствующих площадках отделения крупного элемента и контакта резца с массивом, МПа; α – угол резания инструмента, °; Ω – угол скола крупного элемента процесса разрушения соли, °, определяемый корнем уравнения $dP_z/d\Omega = 0$; Δ и $\Delta_б$ – ширина фаски износа резца соответственно по задней и боковым граням, см; A_{Fi} – параметры, учитывающие форму контактных площадок с массивом боковых и задней граней резца; $a_к$ – длина главной режущей кромки резца, см; $f_п$ – коэффициент трения соли по передней грани резца; $П_3$ – параметр, учитывающий взаимовлияние соседних резцов; $П_2$ и $П_1$ – параметры, характеризующие динамику процесса резания калийной соли (отношение средних усилий к максимальным) и ее хрупко-вязкие свойства соответственно; $K_ф$ – коэффициент, характеризующий форму передней грани резца; t – шаг резания, см.

Коэффициент $K_п$, учитывающий влияние угла разворота резца, определяется

$$K_п = \begin{cases} 1 - 0{,}0244\beta & \text{при } \beta \le \beta_{опт}; \\ 0{,}61 + 0{,}029(\beta - \beta_{опт}) & \text{при } \beta > \beta_{опт}, \end{cases}$$

где β – угол между плоскостями, проходящими через ось резца и вектор абсолютной скорости его движения; $\beta_{опт}$ = 16...18,5° – оптимальный угол разворота резца для калийных солей.

Коэффициент K_X зависит от отношения шага резания к глубине резания и выражается

$$K_X = \begin{cases} 0{,}28\left(4 - \dfrac{t}{h}\right) - 0{,}015\beta & \text{при } \dfrac{t}{h} \le 4{,}0; \\ -0{,}015\beta & \text{при } \dfrac{t}{h} > 4{,}0. \end{cases}$$

Входящие в уравнения (1) и (2) разрушающие напряжения τ_{ij} определяются согласно теории прочности Мора через пределы прочности калийной соли на сжатие $\sigma_{сж}$ и сдвиг τ. Применительно к Верхнекамскому и Старобинскому месторождениям установлены [4] усредняющие связи пределов прочности $\sigma_{сж}$ (МПа) с показателями сопротивляемости $\bar{A}$ (Н/мм) солей резанию, определяемые установками ДКС, ДКС$_{ПС}$ (сопротивляемость с учетом пластических свойств соли), СДМ:

$$\sigma_{сж} = 0{,}128\bar{A}_{дкс}; \; \sigma_{сж} = 0{,}064\bar{A}_{дкспс} \text{ и } \sigma_{сж} = 0{,}088\bar{A}_{сдм}.$$

Установлено также, что в среднем для этих пластов $\tau = 0{,}33\sigma_{сж}$.

В связи с большим разбросом показателей сопротивляемости $\bar{A}$ различных установок при лабораторных исследованиях нами рекомендуется определять сопротивляемость $A_р$ резанию калийной соли стандартным резцом РС-14 в режиме поверхностного резания при h = 1 см, при котором $\sigma_{сж} = 0{,}09A_р$.

Контрольную проверку адекватности расчетных зависимостей (1) и (2) применительно к определению рациональных углов установки в кулаках поворотных резцов нового технического уровня, имеющих уменьшенный угол конуса рабочей головки, проводили сравнением результатов расчетов на персональном

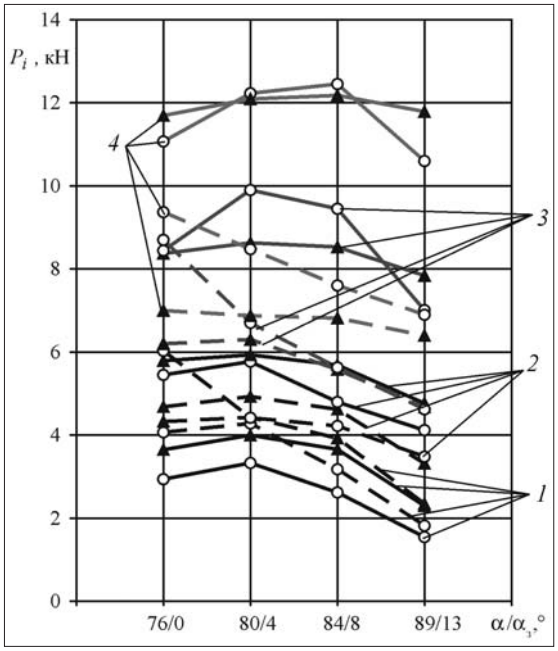


Рис. 1. Зависимость составляющих P_Z (–) и P_Y (- -) усилий резания (о – экспер., Δ – расчет.) от угла резания α и заднего угла α_3 при резании соли 3 горизонта 1*CrPY*:
1 – при *h* = 0,5 см; *2* – при *h* = 1,0 см; *3* – при *h* = 1,5 см; *4* – при *h* = 2,0 см

компьютере с экспериментальными данными [5] по резанию калийной соли 3 горизонта 1*CrPY* специальным резцом, имеющим угол конуса головки 76°. При этом имитировали соотношение углов резания α и заднего угла α_3 резца (°): $\frac{\alpha}{\alpha_3} = \frac{76}{0}; \frac{80}{4}; \frac{84}{8}$ и $\frac{89}{13}$.

Результаты этого исследования приведены на рис. 1. Из анализа результатов следует, что, во-первых, расчетные величины с достаточной для практики точностью соответствуют экспериментальным данным; во-вторых, при малых значениях задних углов α_3 усилия резания зависят в большей степени не от угла резания, а от заднего угла в связи с возрастанием сил трения в месте контакта изношенной части головки резца с массивом; и, в-третьих, средние значения увеличения составляющих усилия резания при уменьшении заднего угла до 0° составляют для P_Z = 36,7 %, P_Y = 80,2 %.

На основании этого исследования для уменьшения энергоемкости процесса резания и повышения стойкости инструментов рекомендовано углы $U_{ок}$ установки их осей в кулаках различных исполнительных органах определять по трансцендентному уравнению

$$U_{ок} + \arcsin\left(\frac{l_р \cos U_{ок}}{R_к}\right) = \varphi_к + \mathrm{arctg}\left(\frac{V_п}{2\pi R_к n_{ио}}\right) + \alpha_3,$$

где $l_р$ – расстояние от режущей кромки резца по его оси до пересечения ее с радиусом вращения кулака, мм; $R_к$ – радиус вращения режущей кромки резца, мм; α_3 = 8...12° – задний угол резца; $\varphi_к$ – угол полуконуса рабочей головки резца,°; $V_п$ – скорость подачи комбайна на забой, м/мин; $n_{ио}$ – частота вращения исполнительного органа, мин$^{-1}$.

Определяющими производительность комбайнов типа "Урал" старого поколения являются их сдвоенные сферическо-планетарные органы, каждая пара дисков которых расположена перпендикулярно забою и совершает три вида движения: вращательное относительное с частотой $n_д$, вращательное переносное с частотой $n_в$ и прямолинейное поступательное – $V_п$.

Оригинальностью машин нового поколения является такое исполнение главных органов в комбайнах: "Урал-61" – в виде одного сферически-планетарного режущего органа с тремя режущими дисками; "Урал-20Р" – в виде сдвоенного планетарного режущего органа, каждый из которых имеет четыре режущих диска, попарно расположенных на взаимосвязанных рукоятях.

Нагруженность (мощность) приводов относительно $W_{отн}$ и переносного $W_{пер}$ движений планетарных режущих органов этих комбайнов определялась на основе математической модели (1)–(3) по аналогичному работе [6] алгоритму.

Для комбайна "Урал-20Р" с высотой исполнительных органов 3,1 м моделировались следующие варианты исполнения планетарных органов: с передаточным отношением частоты вращения $n_д$ к частоте вращения водила $n_в$ $U = \frac{n_д}{n_в}$ = 9,69 при $n_в$ = 4,2 и $\frac{n_д}{n_в}$ =12,4 при $n_в$ = 3,37; оснащении дисков резцами РС-14; РКС-1U, ПС1-8У в количестве $N_р$ от 11 до 15 шт.; при углах разворота кулаков на каждом диске χ = 16, 20 и 25° и работе машины по разрушению калийных солей сопротивляемостью $A_р$ = 300, 350, 400, 450 Н/мм.

При этом за технически ограничивающие факторы принимались: а) установленные на комбайне мощности двигателей приводов $W_{отн}$ = 160 кВт, $W_{пер}$ = = 75 кВт; б) значения максимальных глубин резания h_{max}, которые не должны превышать величин 2,8 и 4 см радиальных вылетов резцов РС-14 и ПС1-8У соответственно.

Часть результатов этого исследования применительно к резанию калийной соли сопротивляемостью $A_р$ = 450 Н/мм приведена на рис. 2 и 3, на которых обозначения вариантов исполнения *1* и *2* относятся к передаточному отношению *U* = 9,69; а обозначения вариантов от *3* до *10* – *U* = 12,4. При этом варианты *5*, *7*, *9* соответствуют углам разворота кулаков на дисках χ = 20°, а варианты *6*, *8*, *10* – χ = 25°.

Из анализа представленных на рис. 2 результатов и общего исследования главного режущего органа комбайна "Урал-20Р" следует, что:

- при оснащении дисков новыми резцами ПС1-8У с углом разворота χ = 20° проектная производительность *Q* = 7 т/мин достигается при $N_р$ = 13 шт. и работе на пластах сопротивляемостью $A_р$ = 400 Н/мм;
- при установке этих резцов на дисках с $N_р$ = 11 шт. и χ = 25° производительность комбайна может быть увеличена до 8,4 т/мин (на 20 %) при работе на пластах калийных солей сопротивляемостью $A_р$ = 450 Н/мм;
- при оснащении дисков резцами РС-14 загруженность привода практически одинакова при $N_р$ = 12 и 15 шт. (см. рис. 2), а проектная производительность комбайна (7 т/мин) по ограничивающим факторам достигается лишь при разрушении пластов сопротивляемостью $A_р$ = 300 Н/мм (пласты типа "Красный–2" Верхнекамского месторождения). Возможное увеличе-

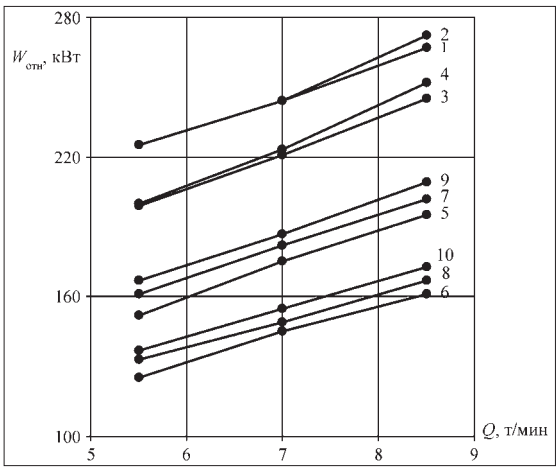


Рис. 2. Зависимость мощности $W_{отн}$ одного двигателя привода режущих дисков комбайна "Урал-20Р" от его производительности Q при оснащении их резцами:
РС-14 (варианты *1, 3* – с $N_р$ = 12 шт.; варианты *2, 4* – с $N_р$ = 15 шт.), ПС1-8У (варианты *5, 6* – с $N_р$ =11 шт., варианты *7, 8* – с $N_р$ = = 13 шт., варианты *9, 10* – с $N_р$ = 15 шт.) и резании пластов калийных солей сопротивляемостью $A_р$ = 450 Н/мм

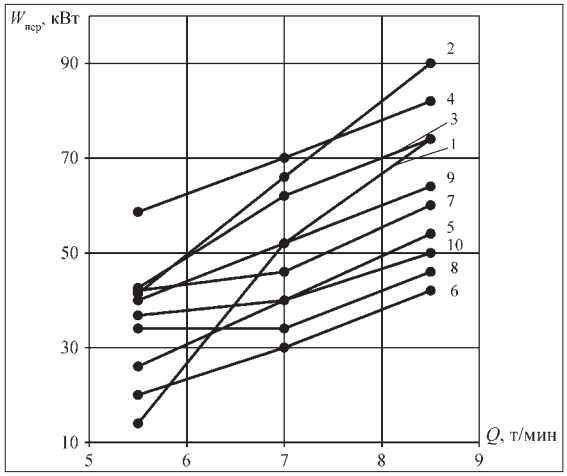


Рис. 3. Зависимость мощности $W_{пер}$ привода переносного движения комбайна "Урал-20Р" (H = 3,1 м) от его производительности Q при оснащении режущих дисков резцами:
РС-14 (варианты *1, 3* – с $N_р$ = 12 шт.; варианты *2, 4* – с $N_р$ = 15 шт.); ПС1-8У (варианты *5, 6* – с $N_р$ =11 шт.; варианты *7, 8* – с $N_р$ = = 13 шт.; варианты *9, 10* – с $N_р$ = 15 шт.) и резании пластов калийных солей сопротивляемостью $A_р$ = 450 Н/мм

ние производительности при U = 12,4 (варианты *3* и *4*) сдерживается малым радиальным вылетом резцов.

Из анализа представленных на рис. 3 результатов следует, что:

- установленная на комбайне мощность привода переносного движения $W_{пер}$ = 75 кВт достаточна для обеспечения работы всех вариантов исполнения главного режущего органа, оснащенного резцами ПС1-8У нового технического уровня;
- при этом с уменьшением количества резцов $N_р$ и увеличением угла χ до 25° загрузка привода уменьшается;
- при оснащении дисков резцами РС-14 в количестве 15 шт. и работе на солях с $A_р$ = 450 Н/мм установленная мощность $W_{пер}$ является предельной для производительности комбайна Q = 7,5 т/мин (варианты *2* и *4*).

Результаты данного исследования используются на Копейском машиностроительном заводе при совершенствовании выпускаемых соледобывающих комбайнов нового поколения применительно к конкретным условиям их эксплуатации.

Список литературы

1. **Шмакин И.Г., Лукиенко В.Г., Полежаев В.П. и др.** Анализ возможности работы комбайна 1К58М в Карагандинском бассейне. ФТПРПИ. 1973. № 6.
2. **Шмакин И.Г., Романов В.А., Браккер И.И.** К исследованию усилий при резании калийных солей. ФТПРПИ. 1980. № 6.
3. **Виброактивное** разрушение горных пород проходческими комбайнами / В.А. Бреннер, И.Г. Кавыршин, В.А. Кутлунин и др. Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.
4. **Совершенствование** конструкции соледобывающих комбайнов типа "Урал" / В.А. Бреннер, И.Г. Шмакин, В.В. Семенов и др. В сб. научных трудов: Технология и механизация горных работ. М.: Изд-во АГН. 1998. С. 9–17.
5. **Шмакин И.Г., Браккер И.И., Гиршович Г.А.** Определение рационального типа поворотного резца для соледобывающих комбайнов / Депонированная рук. № 3559 в сб. ЦНИЭУголь. М., 1985.
6. **Крутилин В.И., Шмакин И.Г.** Методика определения рациональных режимов работы машин для добычи калийных солей с использованием ЭВМ. В кн.: 17-й Международный симпозиум АПКОМ-8. М.: ЦНИЭуголь, 1980. Т. 4. С. 332–342.

УДК 622.23

В.В. Антипов, канд. техн. наук, генеральный директор, ООО "СОЭЗ", г. Тула

ООО "СОЭЗ" – вчера и сегодня

Кратко рассмотрены основные направления производственной деятельности завода по созданию различного серийного и нестандартного оборудования для предприятий угольной промышленности, строительного комплекса и подземного строительства.

Скуратовский опытно-экспериментальный завод был основан в 1955 г. в Центральном районе г. Тулы на базе шахты № 9 треста "Скуратовуголь" комбината "Тулауголь". Целью создания завода являлось изготовление экспериментальных образцов новой техники и проведение научно-исследовательских работ по тематике института "ЦНИИподземмаш". До 1995 г. основным производственным профилем завода было изготовление (за счет центра-

лизованного финансирования) опытно-экспериментальных образцов новых машин и оборудования для угольной промышленности, шахтного строительства и метростроя:

- горных проходческих комбайнов для проходки магистральных штреков;
- проходческих щитовых комплексов для проведения горизонтальных горных выработок;
- щитовых проходческих комплексов для проходки наклонных горных выработок;
- вспомогательного оборудования для бурения шпуров в шахтах механизированным методом;
- взрывогенераторных установок типа ВГУ, предназначенных для разрушения горных пород большой крепости с применением микровзрывов.

В начале 1990-х гг. завод, как и большинство предприятий машиностроительного комплекса, пережил не лучшие времена. Однако предприятие сохранило свой производственный и научный потенциал и в середине 1990-х гг. началось его возрождение. Учитывая имеющийся опыт конструкторских наработок, были найдены новые точки приложения своих сил, создано собственное конструкторское бюро.

Одно из важнейших направлений деятельности предприятия – серийное производство переносных и самоходных буровых станков типа СБГ для возведения грунтоцементных, буроинъекционных и анкерных скважин (вертикальных, горизонтальных и наклонных) (рис. 1*), в том числе и в труднодоступных для других технических средств местах, например, при бурении из подвальных помещений зданий.

На сегодняшний день выпущено и реализовано более 300 буровых станков различных модификаций, работающих во многих регионах России.

Весьма перспективным направлением является проектирование и серийное изготовление различного оборудования для бестраншейной прокладки инженерных магистралей (рис. 2), начиная от простейших продавливающих установок (ПУС-1200) и установок неуправляемого (УП-30) и управляемого (УП-40 и УП-60) прокола и заканчивая комплексами для возведения минитоннелей методами щитовой проходки (КМТП-1,5). Это оборудование необходимо там, где активно осваивается подземное пространство: прокладываются коммуникационные тоннели, линии связи, трубопроводы.

Наибольший интерес в этом ряду вызывают бурошнековые установки микротоннелирования типа УМТ (рис. 3), предназначенные для высокоточной прокладки трубопроводов различного назначения, в том числе самотечной канализации. Типоразмерный ряд данных установок позволяет прокладывать трубопроводы длиной до 100 м и диаметром от 0,15 (УМТ-0,2) до 1,4 м (УМТ-1,4) с заданным уклоном и высокой точностью (отклонение от прямолинейности на 50 м прокладки составляет не более 30 мм). При изготовлении данного оборудования полностью используются разработки собственного конструкторского бюро, выполненные на самом высоком профессиональном уровне и соответствующие современным требованиям.

Об уровне возможностей завода свидетельствует его участие в строительстве Серебряноборских тоннелей в г. Москве. Их уникальность состоит не только в размере (диаметр в свету 14 м и протяженность более 1,5 км), но и в том, что в тоннеле совмещены автомагистраль и ветка метрополитена. Работа над этим проектом длилась почти три года совместно с "Мосметростроем", институтом "Метрогипротранс" и фирмой "Тоннель-2001". Коллективом завода был разработан и изготовлен комплекс КСПП-14 для сооружения плиты проезжей части в Серебряноборских тоннелях (рис. 4). Оборудование комплекса состоит из семи основных самоходных сборочных единиц (платформ, перестановщиков опалубки центрального и боковых пролетов) и ряда комплектов технологического оборудования (оснастки), поставляемых в составе комплекса. При работе комплекса применяется следующая оснастка: комплекты опалубки правой и левой боковых опорных стен, комплекты опалубки плиты центрального и боковых пролетов, опорные балки опалубок плиты с опорами, комплект рельсовых путей боковых пролетов и рельсового пути (с балками и опорами) для платформы № 4. Оборудование комплекса обеспечивает выполнение всех технологических операций по сооружению плиты: монтаж арматурных каркасов; перестановка опалубок; бетонирование стен тоннеля метрополитена, боковых опор и плиты проезжей части (в согласованном режиме поточного выполнения всего комплекса работ с заданной скоростью до 250 м/мес). Эти технология и оборудование являются оригинальными, защищены патентом РФ и рекомендованы к применению при обустройстве транспортных тоннелей, в том числе с совмещением в одном тоннеле автомобильной магистрали и метрополитена.

Существенную долю в объеме производства завода занимает проектирование и изготовление различного нестандартного оборудования для метростроения. В 2003–2005 гг. заводом для метростроителей г. Казани была изготовлена опалубка передвижная механизированная ОПМ-18 (рис. 5), которая предназначена для бетонирования свода однопролетной станции метрополитена (с пролетом 18 м).

Еще один базовый проект 2007–2008 гг. – проектирование и изготовление по заказу корпорации "Трансстрой" (фирма "Спецтрансмонолит") комплекса для прокладки под железной дорогой стометрового тоннеля методом продавливания секций железобетонной трубы, каждая из которых весом около шести тысяч тонн. Комплекс состоит из трех секций, в которые установлены около ста мощных гидродомкратов, объединенных в единую систему, управляемую с помощью телеметрии.

На 2008 г. заключены договоры на изготовление серии специальных тоннельных комплексов (рис. 6) для строительства метро в г. Москве, а именно проходческие щиты для прокладки тоннелей внешним диаметром от 3,6 до 5,6 м и тоннельные блокоукладчики для строительства и обустройства тоннеля диаметром от 7,5 до 11,5 м.

Важным направлением деятельности завода в течение последних лет является выполнение государственных оборонных заказов по изготовлению специального оборудования для прокладки подземных коммуникаций. На протяжении ряда лет с этой задачей завод успешно справляется.

Двух одинаковых заказов у коллектива завода почти не бывает, всегда приходится учитывать конкретные условия применения, требующие индивидуального подхода к выполнению требований заказчиков. Зачастую оборудование, изготовленное на заводе, является уникальным, поэтому на предприятии есть группа внедрения, которая выезжает на место, где консультирует специалистов заказчика, осуществляет шеф-монтаж, знакомит с особенностями работы приобретенного агрегата. В целях отработки выпускаемого заводом оборудования на предприятии был создан эксплуатационно-испытательный участок, специалисты которого в процессе выполнения подрядных работ проводили анализ недостатков и доработку выпускаемых заводом установок, в первую очередь для бестраншейной прокладки коммуникаций. В связи с ростом объема подрядных работ в 2006 г. подразделение преобразовано в отдельную фирму ООО "СЭЗ–инжиниринг", на данный момент оснащенную всем необходимым оборудованием для прокладки коммуникаций диаметром от 100 до 2000 мм.

В настоящее время завод уверенно занял свою нишу на рынке производителей строительного оборудования, а в части выпуска бестраншейного оборудования практически не имеет конкурентов в России. Коллектив завода рассчитывает удерживать эти позиции и в дальнейшем.

*Рисунки к статье размещены на 3-й и 4-й стр. обложки.

УДК 622.285

В.А. Потапенко, д-р техн. наук, генеральный директор, ОАО "ПНИУИ", г. Новомосковск

Механизированные крепи для тонких пластов, разработанные ОАО "ПНИУИ"

Представлены результаты шахтных испытаний механизированных комплексов, разработанных ОАО "ПНИУИ" для выемки угля из тонких пластов пологого залегания, на шахтах "Новая" (Кемеровская область) и "Гуковская" (Ростовская область).

В настоящее время в России для выемки угля на тонких пластах применяются механизированные крепи поддерживающего и поддерживающе-оградительного типов КМ87, М-130, КД-80, КД-90, М137, Донфалия и др.

Среднесуточная нагрузка на забой в 2004 г. составила 1116 т, при этом почти половина забоев имела нагрузку менее 1000 т.

На наш взгляд, это связано в первую очередь с несоответствием вышеперечисленных механизированных крепей усложняющимся горно-геологическим условиям их применения.

Поэтому по заданию ОАО "Беловоуголь" и ОАО "Гуковуголь" нашим институтом разработаны два типа щитовых механизированных крепей: двух- и четырехстоечных, с одно- и двухрядным расположением гидростоек.

Механизированные крепи состоят из основания катамаранного типа и перекрытия с управляемой консолью, которые соединены между собой ограждением с системой рычагов и двумя или четырьмя гидростойками, расположенными в один или два ряда соответственно.

Секции крепи оборудованы механизмом подъема, расположенным в основании крепи, и выдвижными бортами перекрытия и ограждения. Механизм подъема служит для корректировки секции при вдавливании ее в почву, а выдвижные борта ограждения и перекрытия – для предотвращения просыпи пород кровли в рабочее пространство забоя и правки секции при работе на углах до 20°.

Секции крепи присоединяются к забойному конвейеру с помощью балки и гидроцилиндра передвижения и работают в комплексе по заряженной схеме.

Крепь КБП имеет четыре гидростойки двойной телескопической раздвижности, расположенные в два ряда. Система управления – ручная, пилотная и электрогидравлическая. Техническая характеристика крепи приведена ниже.

Техническая характеристика крепи КБП

Вынимаемая мощность, м	0,95...1,4
Раздвижность секции крепи, м	0,7...1,34
Количество гидростоек в секции, шт.	4
Шаг установки секции, м	1,5
Шаг передвижки, м	0,8
Сопротивление крепи, кН/м^2	900
Сопротивление секции, кН	6000
Среднее давление на почву пласта, МПа	1,8
Масса секции, кг	11 000

Эксплуатационные испытания механизированной крепи проводились в составе комплекса (рис. 1), оборудованного комбайном К-85 и конвейером СПЦ 163, работающего по пласту 6 (лава № 604) на шахте "Новая" в Кузбассе.

Горно-геологические и горно-технические условия лавы следующие:

Длина лавы, м	194
Длина столба, м	1650
Мощность пласта, м	0,94...1,16
Угол падения пласта вдоль лавы, °	12...14
Непосредственная кровля:	
порода	Алевролит
мощность, м	6,6
устойчивость	Средней устойчивости
Основная кровля:	
порода	Песчаник
коэффициент крепости	7

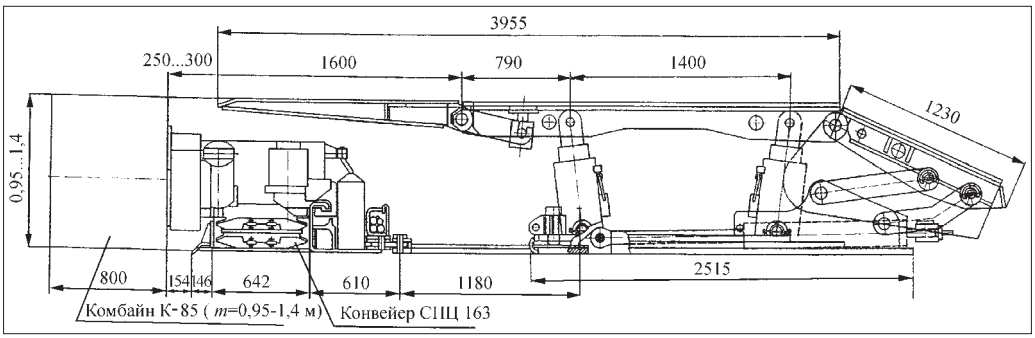


Рис. 1. Очистной механизированный комплекс КБП

мощность, м 5

Почва пласта:

порода . . . . . Слабые крупнозернистые алевролиты

коэффициент крепости 3

мощность, м 4

За период испытаний подвигание лавы составило 176 м, добыто 58120 т угля. Из-за пожара испытания были остановлены и лава законсервирована. Среднесуточная добыча составила 730 т, максимальная – 1200 т. В первоначальный период работы по выемке угля велись снятием косых полос от конвейерного штрека для разворота лавы на 14°.

Затем был осуществлен второй разворот комплекса по вентиляционному штреку на 113 м при угле разворота 30°.

Основные простои были связаны с аварийностью комбайна К-85, который в дальнейшем был заменен на комбайн 1ГШ-68.

Конструкция крепи обеспечивала боковую устойчивость при углах падения пласта до 14°. Правка секций и смещения верхняка относительно основания отсутствовали. Крепь показала свою работоспособность и обеспечила надежное поддерживание рабочего пространства и безопасные условия труда.

Механизированная крепь КМП 06/15 (рис. 2) имеет две гидростойки, расположенные в один ряд. Перекрытие оснащено двумя управляемыми консолями. Крепь имеет свободный проход шириной 0,7 м между конвейером и гидростойками крепи после ее передвижки к забою. Система управления – ручная, пилотная и электрогидравлическая. Техническая характеристика крепи приведена ниже.

Техническая характеристика механизированной крепи КМП 06/15

	Типоразмер		
	I комбайновый	II комбайновый	Струговый
Вынимаемая мощность, м	0,9...1,4	0,9...1,4	0,95...1,5
Раздвижность секции крепи, м	0,65...1,3	0,67...1,3	0,75...1,4
Количество гидростоек в секции, шт.	2	2	2
Шаг установки секции, м	1,5	1,5	1,5
Шаг передвижки, м	0,8	0,8	0,75
Сопротивление крепи, кН/м	500...600	700...800	860
Сопротивление секции, кН	3200...3900	4400...5000	5500
Среднее давление на почву пласта, МПа . . .	1,8	2,5	2,5
Масса секции, кг	8000	8800	9200

Эксплуатационные испытания механизированной крепи КМП 06/15 проводились в составе комплекса КМП, оснащенного комбайном К103М и забойным конвейером КСВ1М, в лаве № 368 по пласту K_6 на шахте "Гуковская". Пласт K_6 подработан пластом K_5 мощностью 1,8 м. Величина междупластья 42...46 м. Горно-геологические и горно-технические условия лавы № 368 на шахте "Гуковская" следующие:

Длина лавы, м 210

Длина столба, м 1250

Промышленные запасы, тыс. т 662

Мощность пласта, м:

геологическая . . . . . 0,85...1,19 (средняя 1,05)

вынимаемая . . . . . 0,95...1,45 (средняя 1,24)

Угол падения пласта вдоль лавы, ° . . . . . 16...20

Непосредственная кровля:

порода . . . . . Сланец глинистый (70 %), сланец песчаный (30 %)

устойчивость . . . . . Средней устойчивости (50 %) и неустойчивая (50 %)

мощность, м . . . . . 4,2...5,2

зоны повышенной трещиновитости . . . . . Природные и техногенные, связанные с подработкой пласта

Основная кровля:

порода . . . . . Известняк средней обрушаемости

мощность, м . . . . . 0,8...1,2

шаг посадки . . . . . 25...30

Почва:

порода . . . . . Песчаный сланец

мощность, м . . . . . 0,8...3,2

сопротивление вдавливанию, МПа 2,9

склонность к пучению . . . . . Склонна

Применение для отработки этого пласта механизированных комплексов 1М87УМЭ, 2КД90, КМ87УМН, КМТ не позволило вести выемку угля

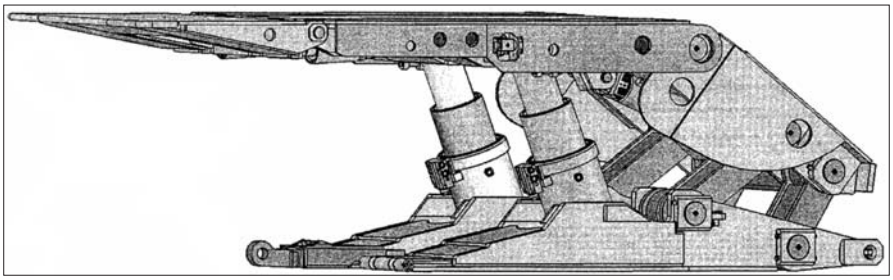


Рис. 2. Крепь механизированная КМП 06/15

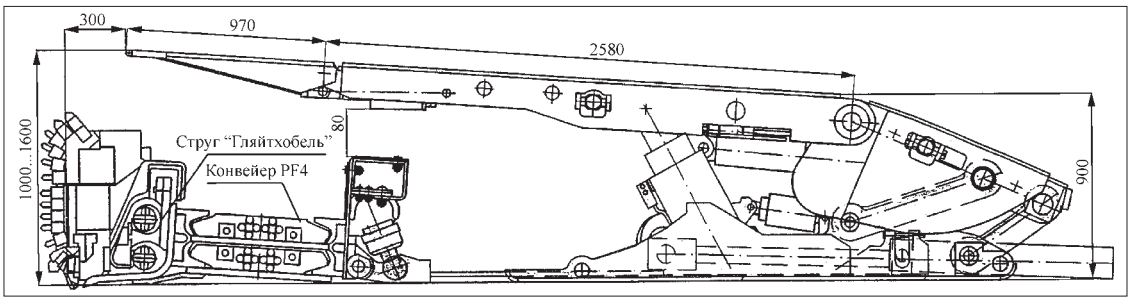


Рис. 3. Механизированный комплекс с крепью КМП 06/15 и струговой установкой фирмы DBT

из-за несоответствия их параметров и кинематической схемы имеющимся горно-геологическим условиям.

За период испытаний добыто 313591 т угля. Подвигание забоя составило 540 м. Среднесуточная добыча в разные месяцы составила от 979 до 1309 т.

После полной отработки ствола механизированная крепь была выдана на поверхность. При этом были выявлены прогибы носка основания. После ремонта крепь в настоящее время пущена в эксплуатацию на шахте "Ростовская".

С сентября 2005 г. по настоящее время механизированный комплекс в составе крепи КМП 06/15, комбайна КЮЗ и конвейера КСВ работает с нагрузкой 1600...2000 т/сут.

По результатам испытаний выполнена корректировка технической документации крепи КМП с повышением несущей способности до 700...800 кН/м и она передана в ОАО "Ростовгормаш" для изготовления крепи. Кроме того, разработана техническая документация на крепь для стругового комплекса с жестким перекрытием и перекрытием с управляемой консолью. Крепь увязана для работы со струговыми установками "Гляйтхобель" и "Компактхобель" (рис. 3).

Выводы

Из опыта создания механизированных крепей КБП и КМП 06/15 и анализа работы существующих серийных крепей можно сделать следующие выводы:

для отработки тонких угольных пластов в неустойчивых углевмещающих породах следует применять щитовые крепи поддерживающе-оградительного типа;

четырехстоечные крепи предпочтительнее по сравнению с двухстоечными при наличии пород почвы с несущей способностью менее 2 МПа;

при неустойчивой кровле перекрытия крепи должны иметь управляемые консоли;

оборудование секций крепи механизмами подъема оснований существенно облегчает управление крепью в вертикальной плоскости;

выдвижные борта перекрытий и ограждений секции крепи эффективны для просыпи пород кровли в рабочее пространство забоя и правки секций при углах падения пласта вдоль лавы до 20°;

сдерживающим фактором роста производительности очистных забоев на тонких пластах в настоящее время является отсутствие высокопроизводительных очистных комбайнов.

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

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

Сдано в набор 19.02.08 г. Подписано в печать 17.03.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 9,36. Заказ 299. Цена свободная.

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

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.