

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

**Главный редактор**  
КАНТОВИЧ Л.И.

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

**Редакционный совет:**

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

**Редакционная коллегия:**

АНДРЕЕВА Л.И.  
ГАЛКИН В.И.  
ГЛЕБОВ А.В.  
ЕГОРОВ А.Н.  
ЕДЫГЕНОВ Е.К.  
ЖАБИН А.Б.  
ЗЫРЯНОВ И.В.  
КАРТАВЫЙ Н.Г.  
КУЛАГИН В.П.  
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.  
ТРИФАНОВ Г.Д.  
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.  
ХОРЕШОК А.А.  
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

**Редакция:**

БЕЛЯНКИНА О.В.  
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:  
(499) 269-53-97, 269-55-10

**Факс** (499) 269-55-10

**E-mail:** [gma@novtex.ru](mailto:gma@novtex.ru)  
<http://novtex.ru/gormash>

## СОДЕРЖАНИЕ

### ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

**Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю.** Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов . . . . . 2

### БУРОВЫЕ РАБОТЫ

**Страбыкин Н. Н., Пеплов Е. В.** Обоснование, выбор конструктивных и режимных параметров, эффективность применения агрегированного породоразрушающего бурового инструмента . . . . . 6

**Шигин А. О., Гилёв А. В.** К вопросу о нагрузках на породоразрушающий инструмент при бурении сложноструктурных горных пород . . . . . 16

### ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

**Малафеев С. И., Новгородов А. А., Серебренников Н. А.** Новый экскаватор ЭКГ-18Р: система приводов постоянного тока с широтно-импульсным регулированием . . . . . 21

### НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАЗРАБОТКИ

**Кантович Л. И., Вагин В. С.** Влияние системы привода на динамические нагрузки передвижных проходческих подъемных установок . . . . . 26

**Сарычев В. И., Пушкарев А. Е., Рогачев А. А., Пушенко А. В.** Математическая модель и имитационное моделирование взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с грунтовым массивом . . . . . 33

**Александров В. И., Махараткин П. Н., Авксентьев С. Ю.** Энергоемкость гидравлического транспортирования крупнодисперсных и мелкодисперсных гидросмесей . . . . . 39

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

**Сербин В. М.** Повышение износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов малых типоразмеров . . . . . 45

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

УДК 622.232.72.054

**А. А. Хорешок**, д-р техн. наук, проф., **А. М. Цехин**, канд. техн. наук, доц., **А. Ю. Борисов**, ст. преп.,  
КузГТУ, г. Кемерово

E-mail: bau.asp@rambler.ru

## Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов<sup>НГ\*</sup>

---

*Представлены результаты испытаний тангенциальных поворотных резцов на исполнительных органах горных комбайнов в условиях шахт Кузбасса и рекомендации по совершенствованию их конструкции.*

**Ключевые слова:** очистной комбайн, проходческий комбайн, исполнительный орган, тангенциальный поворотный резец.

**A. A. Khoreshok, A. M. Tsekhin, A. Yu. Borisov**

## Influencing of Operation Conditions of Mining Machines on the Design of their Effectors

---

*The results of tests of tangential rotary cutters on effectors of mining machines in conditions of mines Kuzbass and the recommendation on perfection of their design are submitted.*

**Keywords:** shearer, road heading machine, effector, tangential rotary cutter.

Комбайны на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" эксплуатируются в разнообразных горно-геологических условиях. Это обуславливает использование большого числа типов и моделей как очистных (К-500, SL-300, SL-500, KSW-460, KGS-245, 4LS-5, 4LS-20 и др.), так и проходческих (1ГПКС, П-110, КП-21, 12СМ15, 12СМ18, 12СМ30, 30МБЗ, MD-1100, ЕТ-120, СМ-130К [1], КСП-32 и др.) комбайнов. Опыт эксплуатации комбайнов на шахтах Кузбасса показывает, что большое влияние на их работу оказывают строение пласта, физико-механические свойства угля, прослоек и включений породы. Прослойки представлены аргиллитами с  $A_p = 195...253$  кН/м (АР1, АР2, АРУ), алевролитами с  $A_p = 270...565$  кН/м (А1, А2, А3, А4) и переходными прослойками песчаник-алевролит с  $A_p = 587...830$  кН/м (П4-А1 или А1-П4). В этой связи 61,6 % пластов относятся к трудноразрушаемым, что накладывает свой отпечаток на работу комбайнов: энергоёмкость выемки угля воз-

растает в 2,5–3 раза, скорость подачи комбайна, которая определяет его производительность, снижается в 2–2,5 раза, а удельный расход резцов (шт/1000 т) в 10–13 раз [2, 3] превышает средний показатель по Кузбассу. Это значительно увеличивает себестоимость 1 т угля, снижает производительность горной машины из-за вынужденных простоев по замене инструмента.

В настоящее время на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" очистные и проходческие комбайны оснащаются в основном тангенциальными поворотными резцами (ТПР), которые поставляются как отечественными заводами, так и фирмами США, Швеции, Белоруссии и Китая. В эксплуатации находятся тангенциальные поворотные резцы различных серий: легкие (Л) – уголь  $f = 0,8...2$ ; средние (С) – уголь с прослойками породы  $f = 2...5$ ; тяжелые (Т) – уголь с прослойками породы  $f = 2...5$  и твердыми включениями  $f = 5...8$  и сверхтяжелые (СТ) – уголь с прослойками породы  $f = 2...7$  и твердыми включениями  $f = 7...10$ . Зарубежные производители, например "Kennametal", постав-

\* Символом НГ обозначены статьи, поступившие с Недели горняка.

Результаты испытаний тангенциальных поворотных резцов

Шахта	Комбайн	Резец	Удельный расход, шт/тыс. т
Чертинская-Коксовая	KGS345	РШ32-85/18SK.M2	6,5
Комсомолец	K500Ю	РШ32-70/12BL	2,0
Комсомолец	K500Ю	РШ32-70/16.10	1,2
Комсомолец	K500Ю	РШ32-70/12SK	0,52
им. С. М. Кирова	4LS5	РШ32-70/16SK.M1	0,15
им. 7 Ноября	KGS445	РШ32-78/16.M4	0,7
Октябрьская	K500Ю	РШ32-70/16	2,97

ляют ТПР аналогичных серий: light (легкие), medium (средние), heavy (тяжелые), severe (сверхтяжелые).

В таблице приведены некоторые результаты промышленных испытаний ТПР на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" [4].

В результате эксплуатации исполнительных органов горных комбайнов с ТПР разных типоразмеров на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" были установлены три основные формы их износа, которые подтвердили результаты, ранее полученные в работе [5].

Характерная особенность первой формы (рис. 1) заключается в том, что в процессе разрушения пород практически изнашивается только головка державки, в результате обнажается твердосплавная вставка и после достижения определенной высоты обнажения происходит ее поломка. Такая форма изнашивания наиболее характерна при разрушении пород прочностью  $\sigma_{сж} \leq 30...40$  МПа и абразивностью  $a \leq 5...6$  мг.

Вторая форма изнашивания отличается тем, что одновременно изнашиваются головка державки и вставка, но интенсивность изнашивания головки державки выше. Такая форма износа характерна для пород прочностью  $\sigma_{сж} < 30...90$  МПа и абразивностью  $a < 6...20$  мг. Особенность третьей фор-

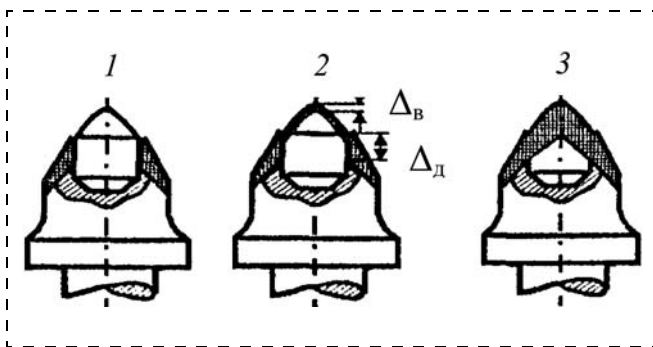


Рис. 1. Формы износа поворотных резцов

мы износа заключается в примерно одинаковой интенсивности изнашивания головки и вставки. Эта форма изнашивания наиболее часто встречается при разрушении пород повышенной прочности  $\sigma_{сж} > 90$  МПа и абразивности  $a > 20$  мг.

Критериями изнашивания являются в первую очередь: высота изнашивания головки резца вдоль образующей твердосплавной вставки  $\Delta_d$  и высота изнашивания твердосплавной вставки по ее оси  $\Delta_b$ . Используя соотношение критериев  $\Delta_d$  и  $\Delta_b$ , можно дать ориентировочную количественную оценку граничных условий разных форм износа поворотных резцов: при первой форме –  $\Delta_b/\Delta_d < 0,05$ ; при второй –  $0,05 < \Delta_b/\Delta_d < 0,95$ , при третьей –  $\Delta_b/\Delta_d > 0,95$ .

Анализ первых двух форм изнашивания свидетельствует о недопустимо большой разнице между твердостью вставки и твердостью головной части поворотных резцов. При большой глубине резания, а это неизбежно при разрушении пород небольшой прочности и абразивности, интенсивно изнашивается материал именно головной части резцов. В этом отношении объяснимо стремление конструкторов "защитить" ее от изнашивания.

Для защиты головной части ТПР в настоящее время уже нашли применение следующие технические решения: твердосплавные вставки грибовой формы [6], упрочняющее покрытие головной части резца, защитные карбидные кольца (например, резцы серий W3AR, W3XA, W3XD, W6JX, W7AR, W7AX, T8AF, W8KD, W7AR компании "Sandvik Mining and Construction", Швеция) [7], ребра жесткости на головной части резца [6], метод клиновой прокатки корпуса резца (например, резцы серий UZ-1, UZ-2 и РКС ЗАО "Белтехнология и М") [8]. Поиск решения проблемы низкой эффективности резцов (по отмеченной выше причине) привел к выводу о том, что требуется сменная головная часть ТПР. В связи с этим в ООО НПП "Сибирские горнопромышленники" (г. Кемерово) разработаны и прошли испытания резцы серии РГП многоразового использования. После изнашивания головной части резца его подвергают "лечению", т. е. заменяют ее новой сменной головной частью. При этом корпус резца сохраняется, практически не изнашивается и может многократно использоваться. Поэтому эксплуатация резцов такого типа повышает эффективность использования инструмента за счет уменьшения расхода металла [9, 10].

Проведенные испытания ТПР на шахтах Кузбасса [4, 6, 11] позволили определить удельный

расход резцов на ряде угледобывающих предприятий, выработать рекомендации по их применению в конкретных горно-геологических условиях и сформулировать направления по совершенствованию исполнительных органов комбайнов.

Опыт эксплуатации ТПР в условиях ОАО "СУЭК-Кузбасс" показывает, что схемы расстановки резцов на исполнительных органах комбайнов не учитывают структуру угольного пласта. При работе комбайна оба исполнительных органа (шнеки или коронки) оснащаются, как правило, резцами одной серии, что приводит к интенсивному изнашиванию инструмента, контактирующего с прослойкой породы. Шаг расстановки резцов на исполнительных органах, как известно, при разрушении угля должен быть больше, чем при разрушении прослоек алевролита или песчаника. На практике схема расстановки резцов на шнеках очистного комбайна рассчитана на резание угля, а на коронках проходческого комбайна – на разрушение породы.

В настоящее время на кафедре "Горные машины и комплексы" Кузбасского государственного технического университета им. Т. Ф. Горбачева и на предприятиях Кузбасса проектируются и разрабатываются исполнительные органы, конструкция которых позволяет устанавливать на них ТПР разных серий, а также дисковые инструменты [4] и регулировать шаг их расстановки непосредственно в очистном или проходческом забоях в зависимости от изменяющихся во время работы комбайна горно-геологических условий.

В качестве примера на рис. 2 [12] показана схема выемки угольного пласта с прослойкой породы в условиях шахты "Красноярская" ОАО "СУЭК-Кузбасс". Предлагается для разруше-

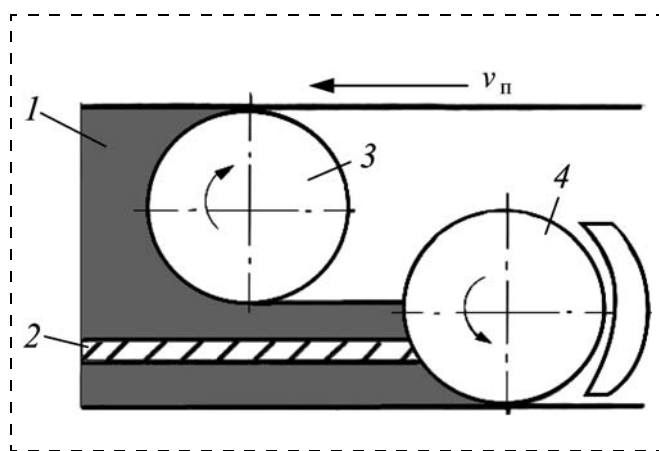


Рис. 2. Схема выемки пласта:  
1 – пласт; 2 – породный прослой; 3, 4 – передний и задний шнеки

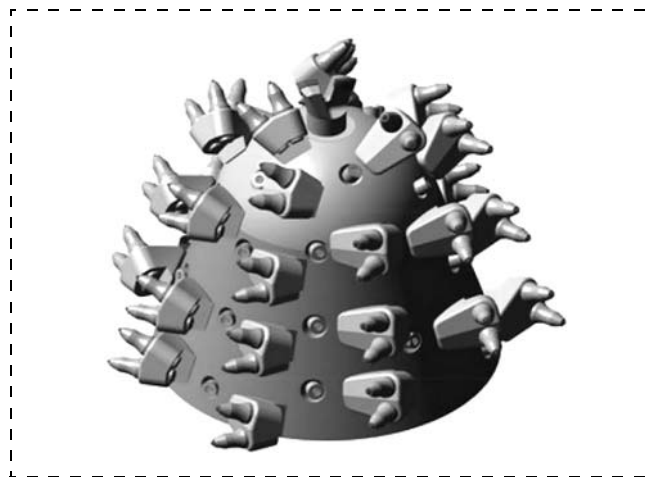


Рис. 3. Коронка проходческого комбайна

ния угля передним шнеком использовать резцы ТПР: РШ 25-65/12.М2, РШ 30-80L85/16SK, РШ 32-85L90/16SK (легкая серия). Эти резцы имеют вогнутую головную часть с небольшим поперечным сечением, что обеспечивает минимально возможные усилие резания и пылеобразование, максимальный сортовой состав угля и минимальный удельный расход инструмента, так как эти резцы рекомендуются ООО "Горный инструмент" (г. Новокузнецк) преимущественно для разрушения угля. Для оснащения заднего шнека, работающего по углю с прослойкой породы, предлагается использовать резцы ТПР: РШ 25-65/16, РШ 30-75/25, РШ С-32-85L80/18SK (тяжелая и сверхтяжелая серии), которые имеют выпуклую поверхность головной части инструмента, обладают повышенной стойкостью и обеспечивают эффективное разрушение угля с прослойками породы и твердыми включениями.

ОАО "Завод Гидромаш" (г. Новокузнецк) [13] спроектировало коронки КПГ 58.000 (рис. 3) и КПГ72.000 для проходческих комбайнов 1ГПКС и КСП-32. Коронки оснащены резцедержателями: РШ 501.01 (диаметр хвостовика резца 32 мм) и РШ 481.000 (диаметр хвостовика резца 32 мм). Как видно на рисунке, в одном резцедержателе можно устанавливать несколько резцов.

Приведенные выше технические решения являются перспективными направлениями, позволяющими эксплуатировать рабочий инструмент с рациональными параметрами, а также обеспечить возможность регулирования шага его расстановки на исполнительных органах горных комбайнов непосредственно в очистном или проходческом забоях.

## Список литературы

1. **Хорешок А. А.** Систематизация узлов проходческого комбайна СМ-130К по наработкам / А. А. Хорешок, В. В. Кузнецов, А. Ю. Борисов, Ю. В. Дрозденко, Е. В. Прейс, В. Е. Рябов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 11–14.
2. **Логов А. Б.** Механическое разрушение крепких горных пород / А. Б. Логов, Б. Л. Герике, А. Б. Раскин. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1989. 141 с.
3. **Нестеров В. И.** Разрушение угольных и рудных пластов с твердыми включениями шнековыми рабочими органами / В. И. Нестеров, А. А. Хорешок, В. Н. Вернер и др. Кузбасс. гос. техн. ун-т. Кемерово, 2001. 125 с.
4. **Хорешок А. А.** Опыт эксплуатации рабочего инструмента исполнительных органов горных машин на шахтах Кузбасса / А. А. Хорешок, А. М. Цехин, В. В. Кузнецов, А. Ю. Борисов, П. Д. Крестовоздвиженский // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 4. С. 8–11.
5. **Леванковский И. А.** Научные основы создания высокоэффективных инструментов для разрушения горных пород и породосодержащих композитов: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 2000. 35 с.
6. **Крестовоздвиженский П. Д.** Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: Дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2011. 199 с.
7. **Каталог "Sandvik".** Режущий инструмент для горных пород. Горное дело, 2008. 52 с.
8. **Садко В. И.** Новая технология производства горного инструмента // Горная промышленность. 2003. № 2 (44). С. 64–67.
9. **Прокопенко С. А.** Резцы многократного применения на шахтных комбайнах / Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Сб. тр. II Международ. науч.-практ. конф. с элементами научной школы для молодых ученых / Юргинский технологический институт. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. С. 574–575.
10. <http://sibgp.ucoz.ru>
11. **Крестовоздвиженский П. Д.** Некоторые результаты наблюдений за работой очистных комбайнов на шахтах Кузбасса // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № 6. С. 120–123.
12. **Цехин А. М.** Особенности эксплуатации рабочего инструмента очистных комбайнов на шахте Красноярская ОАО "СУЭК-Кузбасс" / М. П. Григорьев, Д. Е. Гончаров, А. М. Цехин // Инновации в угольной отрасли и экономике Кузбасса: Сб. статей участников IV Межрегион. науч.-практ. конф. с межд. участием "Инновации в угольной отрасли и экономике Кузбасса" (28–29 апреля 2011 г.): в 2 ч. / Филиал ГУ КузГТУ в г. Белово. Белово: Изд-во филиала ГУ КузГТУ в г. Белово, 2011. Ч. 1. С. 32–36.
13. <http://gidromash.ru>

## ИНФОРМАЦИЯ

### На Качканарском ГОКа введен в эксплуатацию экскаватор ЭКГ-12А, изготовленный на Уралмашзаводе

На южной залежи Западного карьера Качканарского ГОКа введен в эксплуатацию экскаватор ЭКГ-12А, изготовленный на Уралмашзаводе. Новый экскаватор стал первой машиной, запущенной в рамках технического перевооружения Качканарского ГОКа.

Для Уралмашзавода новый экскаватор стал десятой произведенной машиной подобного типа и первой из серии модернизированных уралмашевских экскаваторов ЭКГ-12А. Машина оборудована новой системой транзисторного электропривода, которая позволяет экономить электроэнергию, увеличить срок службы машины, уменьшить время технического обслуживания, а также улучшить шумовые и вибрационные характеристики. Кроме того, на экскаваторе установлены усовершенствованная система автоматических защит и опытная кабина со стеклопакетами и системой очистки воздуха от вредных примесей забоя. Экскаватор оснащен одной из самых масштабных информационных систем. Например, помимо традиционной информации о работе главного, вспомогательного приводов, механического оборудования, систем смазки, температур и т.д., выводятся на экран монитора, сегодня машинисты могут также увидеть изображение, передающееся сразу с четырех видеокамер, установленных по бортам экскаватора, в кузове и под ним.

С мая экскаватор приступил к полноценной работе. План выработки нового экскаватора составляет 200...240 тыс. т руды в месяц.

[www.uralmash.ru](http://www.uralmash.ru)

УДК 622.233.6:622.271.3

**Н. Н. Страбыкин**, д-р техн. наук, проф., НИ ИрГТУ,  
**Е. В. Пеплов**, зам. гл. инж., Институт "Востсибгипрошахт", г. Иркутск  
E-mail: strab@pp.irkutsk.ru, peplov@inbox.ru

## Обоснование, выбор конструктивных и режимных параметров, эффективность применения агрегированного породоразрушающего бурового инструмента

---

*Приведены результаты создания, исследований и испытаний бурового инструмента, агрегированного несколькими рабочими органами с передачей на них статических и динамических нагрузок.*

**Ключевые слова:** буровой станок, вращательное бурение, агрегированный исполнительный орган, ударный механизм.

**N. N. Strabykin, E. V. Peplov**

## Grounds, Choice Constructive and Mode Parameters, Effectiveness of Application Aggregated Drilling

---

*Produced results of creation of research work and test of drilling instrument with somewhat worker organs with by creature static and dynamic loads.*

**Keywords:** boring rig, rotary drilling, aggregate operative body, shock mechanism.

### Целесообразность применения агрегированного бурового инструмента

Значительная часть угольных и рудных карьеров имеет сложноструктурное строение горных массивов с перемежением пород различных физико-механических свойств, что существенно затрудняет выбор рационального типа и рабочих параметров породоразрушающего бурового инструмента для проходки взрывных скважин при подготовке горной массы к выемке посредством буровзрывных работ. В этих условиях вращательное бурение режущими долотами оказывается малоэффективным при наличии в толще пород пропластков или включений крепостью более 7 по шкале проф. М. М. Протодяконова ввиду интенсивного износа режущей кромки лезвия долота.

Породы основной части вскрышных уступов угольных месторождений, как правило, представлены более слабыми разновидностями, способными разрушаться скалыванием режущей кромкой долота при вращательном способе бурения. Суще-

ственной особенностью ряда угледобывающих разрезов Восточной Сибири и Якутии является наличие многолетнемерзлых пород или участков островной мерзлоты. Такие массивы характеризуются высокой влажностью (льдиистостью). Эффективная проходка взрывных скважин в мерзлых массивах повышенной влажности, сложенных переслаивающимися породами, весьма затруднительна. Разрушение породы на забое с минимальными затратами энергии возможно по цементирующим связям мерзлого массива – пленке льда. В этом случае бурение скважины следует осуществлять при подаче в скважину охлажденного потока воздуха, что предотвращает изменение агрегатного состояния продуктов разрушения мерзлой породы в скважине, сопровождающееся нарушением ее очистки.

Бурение взрывных скважин в условиях сложноструктурного строения вскрышных уступов рационально осуществлять станками вибровращательного (СБВ-150), режуще-шарошечного (СБШК-200), ударно-шарошечного (СБУШ-160) бурения, а также станком СБР-160А-24 со шнековой или

шнекопневматической очисткой скважины от продуктов разрушения. Сибирским государственным техническим университетом разработаны долота с вращающимися твердосплавными дисками (с зубчато-дисковыми шарошками) для станков шарошечного бурения [1–3]. Кроме того, разработан и испытан укомплектованный несколькими породоразрушающими органами режуще-шарошечный (НИ ИрГТУ, КузГТУ), режуще-ударный (НИИОГР), ударно-шарошечный (ВНИИБТ и ИГД им. А. А. Скочинского) инструменты, оснащенные режущим, шарошечным и ударным породоразрушающими органами [4–6]. Использование комбинаций способов механического воздействия рабочих элементов породоразрушающих органов бурового инструмента на забой делает его универсальным, пригодным для более широкого диапазона пород по крепости и возможной производительности бурового станка.

Комплект нескольких породоразрушающих элементов обеспечивает комбинированное разрушение породы на забое скважины исполнительным органом, агрегированным с системой очистки скважины от буровой мелочи. Агрегированный исполнительный орган, кроме того, может комплектоваться генерирующей установкой для создания дополнительно низко- или высокочастотных динамических нагрузок на рабочие породоразрушающие элементы, которые в породах ниже средней крепости срезают слой, а в более крепких осуществляют скалывание и раздавливание породы на забое, интенсифицируя процесс бурения скважины с преобладанием наиболее эффективного и малоэнергоёмкого способа воздействия на забой в зависимости от свойств, фракционного и минералогического состава и строения мерзлых сложноструктурных массивов.

Критериальным признаком агрегированного исполнительного органа является признак совместности воздействия напряжений, создаваемых смежными составляющими породоразрушающими элементами. При этом не типы сочетания составляющих рабочих элементов, а физические особенности процесса разрушения для их агрегирования имеют определяющее значение. Эффект совместности в различных горных породах может существенно различаться. В случае последовательного воздействия опережающий породоразрушающий элемент предразрушает породу, а последующий завершает разрушение. Агрегированный исполнительный орган одновременного воздействия осуществляет совместное выполнение работы, достигая эффекта за счет суммирования напряжений, создаваемых в породе каждым породоразрушаю-

щим элементом. В процессе выбора типа агрегируемых рабочих породоразрушающих элементов важно обеспечить такое их сочетание, при котором достоинства и недостатки элементов одного типа компенсировали бы недостатки элементов другого типа. Кроме того, целесообразно, чтобы агрегирование обеспечивало улучшение не только одного-двух показателей процесса, но, по возможности, совокупности показателей, включая, например, снижение суммарной удельной энергоёмкости разрушения и повышение стойкости бурового инструмента [3].

### **Выбор параметров породоразрушающих органов и устройства очистки скважины агрегированного исполнительного органа**

Правильный выбор конструктивных параметров породоразрушающих органов и режимов бурения оказывает существенное влияние на стойкость рабочих органов и показатели работы бурового инструмента в целом. Нарушение оптимального сочетания параметров режима бурения приводит к искажению основного принципа комплексного вращательно-ударного воздействия на забой. Для оптимизации процесса разрушения горных пород, переслаивающихся по высоте уступа, необходимо обосновать конструктивные особенности бурового инструмента и режим его воздействия на забой. К ним относятся геометрическая форма породоразрушающих элементов бурового инструмента, тип привода ударного механизма и его мощность, создаваемое на породоразрушающие органы осевое усилие, частота вращения, расход и давление сжатого воздуха, используемого в качестве источника энергии для привода ударного механизма и очистки скважины от продуктов разрушения.

Существующие математические построения описывают только часть процессов разрушения (упругую деформацию). Расчетно-теоретические построения для остальных стадий упруго-хрупкого разрушения пока не созданы, хотя теория о формализации накопления дефектов и структурных изменениях в области разрушения, а также зарождения и распространения трещин успешно разрабатывается. Таким образом, на современном уровне развития теории вид функции  $P(h)$  вплоть до выкола породы и определения ее экстремальных значений может находиться только на основе эксперимента [2, 3].

*Ударный механизм* может быть представлен пневмо- или гидроударниками либо иметь механический привод, обеспечивающий запас потенциальной энергии, например, посредством пружин.

жины и устройства взведения бойка ударника [7]. НИ ИрГТУ разработан агрегированный буровой инструмент с наложением импульсных нагрузок на лезвие лопасти (рис. 1) [8].

Порода ниже средней крепости ( $f < 6$ ) разрушается снятием слоя лезвием режущей лопасти, выступающим относительно зубьев шарошек. При встрече более крепкого пропластка лезвие агрегированного инструмента утапливается внутрь корпуса и зубья шарошек, входя в контакт с забоем, начинают внедряться, разрушая породу.

Лезвие режущего породоразрушающего органа лишь содействует скалыванию гребешков рейки, нарезаемой на забое зубьями шарошек. В случае встречи с пропластком породы крепостью  $f = 10 \dots 12$  или валунно-галечного материала в работу включается пневмоударник, передающий лезвию ударные импульсы.

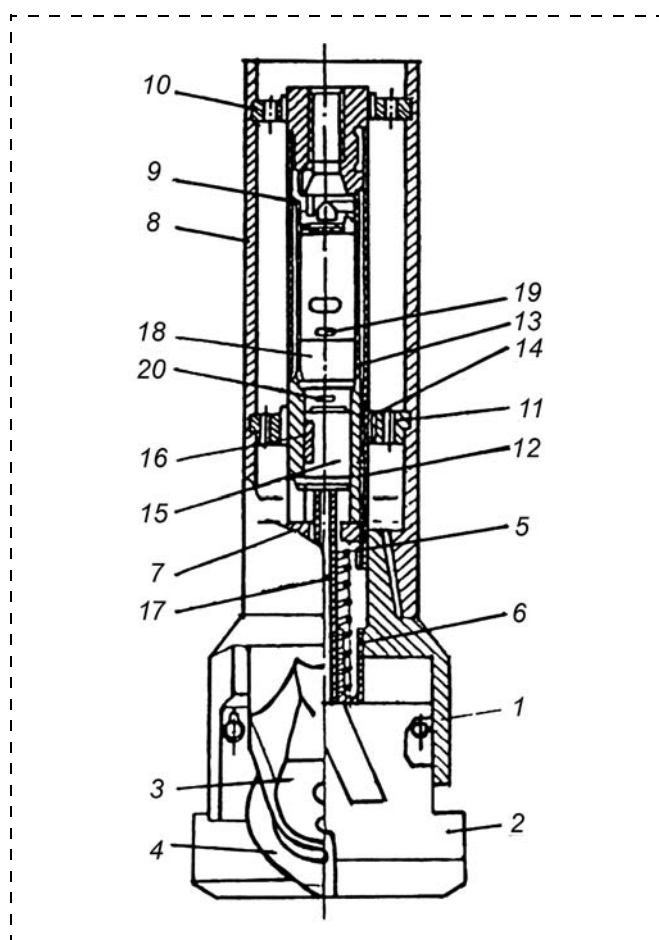


Рис. 1. Режуще-шарошечный буровой инструмент с созданием импульсных нагрузок на режущий орган:  
 1 – лапы режущего органа; 2 – режущий орган; 3 – лапы шарошек; 4 – шарошки; 5 – пружина; 6 – стакан; 7 – регулировочная гайка; 8 – переходник; 9 – пневмоударник; 10 – верхний фланец; 11 – нижний фланец; 12 – шлицевая втулка; 13, 14 – продувочные каналы; 15 – боек; 16 – шпонка; 17 – шток; 18 – поршень-ударник; 19 – выхлопное отверстие; 20 – блокировочное отверстие

Ударная мощность пневмо- или гидроударников регулируется рабочим давлением агента, воздействующего на поршень-ударник, и его площадью, а в случае механического привода – жесткостью пружины. При этом величина ударной мощности зависит от силы удара и от скорости его нанесения по инструменту. В случае механического привода энергия удара характеризуется жесткостью пружины, которая может быть определена из выражения

$$c = \frac{Gd_{\text{пр}}^4}{8D^3n}, \quad (1)$$

где  $G$  – модуль сдвига для стали,  $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$ ;  $d_{\text{пр}}$  – диаметр проволоки пружины, мм;  $D = Kd_{\text{пр}}$  – средний диаметр витка пружины, мм;  $n$  – число витков пружины;  $K$  – индекс пружины,  $K = 4 \dots 12$ .

Для достижения объемного разрушения породы величина удельного осевого усилия, приходящегося на единицу площади контакта лезвия с забоем, должна превышать временное сопротивление породы раздавливанию. По данным эксперимента, значение должно быть не менее  $2 \cdot 10^7 fS$ ,  $\text{Н/м}^2$  [11]. Поэтому минимальное усилие, создаваемое на режущем органе, должно составлять:

$$P_{\text{min}} = 2 \cdot 10^7 fS, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент крепости породы по шкале проф. М. М. Протодыяконова;  $S$  – суммарная площадь контакта лезвия режущего органа с забоем  $S = lb$ ,  $\text{м}^2$ ;  $l$  – длина линии контакта лезвия режущего органа с забоем, м;  $b$  – ширина притупления, м.

Так, при крепости породы  $f = 7$ ,  $l = 0,2$  м и  $b = 0,0015$  м  $P_{\text{min}}$  составит 42 кН.

Осевое усилие, развиваемое механизмом подачи станка, ограничивается допустимым износом режущего лезвия. При встрече породных пропластков повышенной крепости величина удельного осевого усилия недостаточна для объемного разрушения породы, поэтому воздействие лезвия на забой горной породы ударного механизма можно рассматривать как вращательно-ударное. Сложноструктурное строение массива и наличие многолетней, островной и сезонной мерзлоты серьезно затрудняют выбор рабочих параметров и исполнение зубьев шарошек, режущего органа и системы очистки скважины от продуктов разрушения. Имея в виду высокую абразивность и крепость пород пропластков ( $f = 8 \dots 12$ ), обычно представленных песчаниками на известковом цементе или аргиллитами, считается рациональным рабочую часть зуба шарошечного породоразрушающего органа за-



давать в форме клина, с вылетом из тела шарошки 14...15 мм. Клиновой зуб диаметром штыря 10 мм, углом заострения клина 50...52° и шириной площадки притупления на вершине 1,5...2 мм обеспечит создание высокого удельного давления на контакте с забоем и эффективность разрушения породы при внедрении в забой. Учитывая высокую абразивность пород, слагающих вскрышные уступы угольных разрезов, зубья из вольфрамо-кобальтового материала обеспечат достаточную прочность и сопротивляемость абразивному износу. Для создания скалывающего усилия зубьями шарошек при взаимодействии их с забоем скважины шарошки имеют несовершенный конус, что обеспечивает их движение по забою с проскальзыванием. Диаметр долота в зависимости от свойств вскрышных пород, параметров выемочно-погрузочного оборудования и паспорта буровзрывных работ может составлять 215,9; 244,5; 269,9 или 320 мм.

Ресурс шарошечных долот, как правило, определяется долговечностью опорных подшипников шарошечного органа. Учитывая, что подшипниковые опоры не защищены уплотнениями от воздушно-шламового потока и подвержены интенсивному абразивному износу, необходимо предусмотреть устройства, существенно улучшающие условия работы подшипниковых опор в целях увеличения их работоспособности. Наиболее распространенным способом в данном случае является подача смазки к опорам шарошек. НИ ИрГТУ разработаны, изготовлены и испытаны на станках шарошечного бурения в условиях разрезов "Сафроновский" и "Черемховский" шарошечные и режущие-шарошечные долота с устройствами для консистентной и жидкой смазки опорных подшипников [3].

Разработана и испытана система жидкой смазки подшипников шарошек [13], монтируемая в концевой штанге бурового става (рис. 2).

На корпус 1 долота с каналами *a* навинчен наддолотный переводник или штанга 2 с переводником, внутри которой приварена центральная продувочная трубка 3 с отверстием 4 в верхней части. Кроме того, имеются направляющая воронка 5 и трубка 6. Между трубкой и переводником образован смазочный резервуар с заливной 7 и сливной 8 пробками. Резервуар снабжен также дроссель-клапаном 9 шарового типа. На внутренней поверхности трубки шарнирно закреплен подпружиненный рычаг 10 с флажком 11 и пальцем 12 на конце.

Под воздействием сжатого воздуха, когда долото начинает бурить породу, рычаг прижимается к трубке и пальцем отжимает шарик дроссель-клапана, в результате чего смазка поступает к каналам,

лапам и дальше к опорам 13 шарошек. При прекращении подачи сжатого воздуха, когда произошла остановка бурения или выполняется спуск или подъем долота, рычаг с помощью пружины возвращается в исходное положение и освобождает шарик дроссель-клапана, в результате чего смазка не поступает к опорам шарошек.

Наличие принудительной смазки, как показали производственные испытания, позволяет снизить преждевременный износ опор шарошек и существенно увеличить ресурс бурового инструмента.

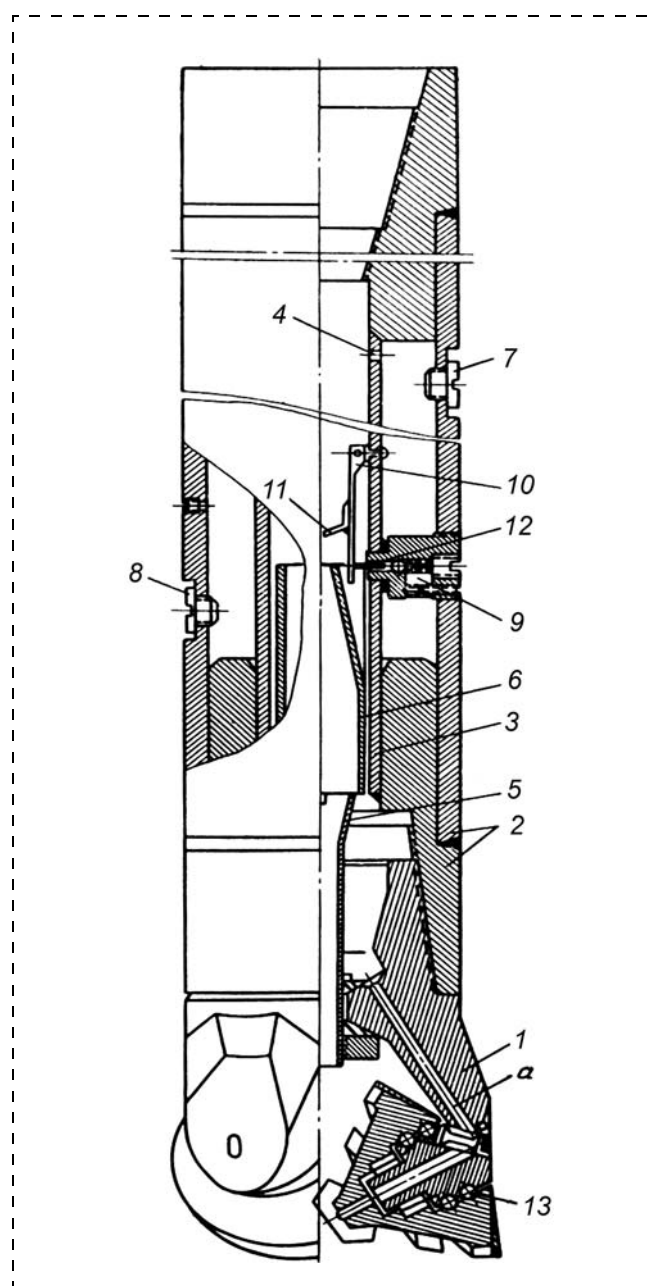
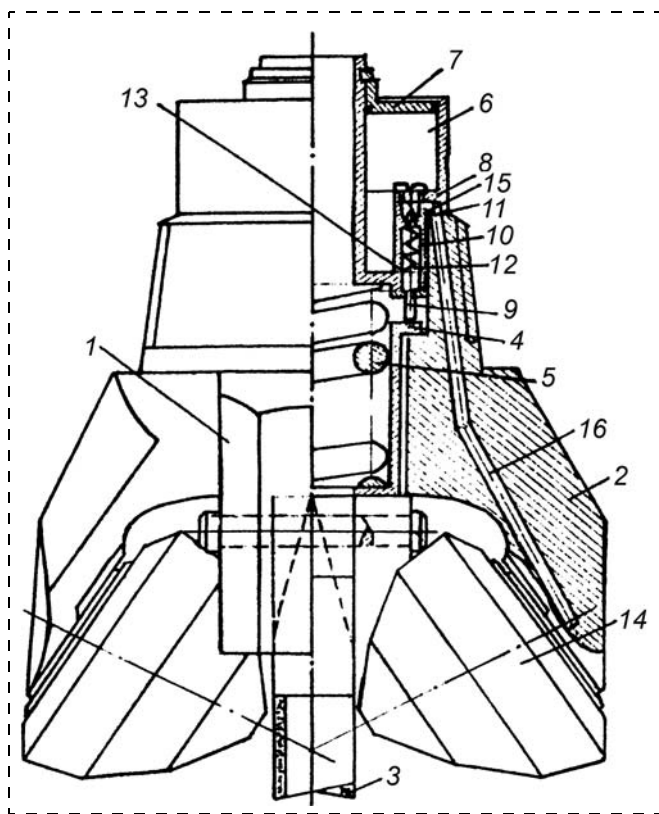


Рис. 2. Система жидкой смазки подшипников шарошек

Также испытана система консистентной смазки режуще-шарошечных долот. Корпус долота снабжен лубрикатоном с подпружиненными плунжерными насосами, число которых соответствует числу шарошек, причем плунжеры установлены с возможностью взаимодействия с торцовым выступом стакана [12] (рис. 3).

Корпус долота сварен из лап 1 и 2. В направляющих пазах первой пары лап перемещается режущий орган 3, а на подшипниках второй пары лап установлены шарошки 14. Внутри хвостовика корпуса смонтирован резервуар 6 лубрикатора с крышкой 7 и плунжеры 9 насоса с пружинами 10. Гайка 8, ввернутая в корпус, обеспечивает предварительное сжатие рабочей пружины 5, в которую упирается режущий орган агрегированного бурового инструмента.

Плунжеры расположены в соосных долоту плоскостях гайки и сообщаются с резервуаром полостями 12 и каналами 13, 15 и 16 с соответствующими опорами шарошек 14. Связь плунжеров с подпружиненным режущим органом осуществляется через торцовый выступ стакана 4, размещенного в центральной расточке корпуса.



**Рис. 3. Режуще-шарошечное долото со смазкой опор шарошек:**  
1, 2 – лапы с шарошками; 3 – режущий орган; 4 – стакан; 5 – рабочая пружина; 6 – резервуар для смазки; 7 – крышка резервуара; 8 – гайка; 9 – плунжеры; 10 – пружины; 11 – клапаны; 12 – полости плунжеров; 13 – каналы; 14 – шарошки; 15, 16 – каналы в гайке и корпусе долота

В породах ниже средней крепости забой скважины обрабатывается режущим рабочим органом, режущая кромка которого выступает за контуры шарошек. При встрече более крепких прослоек режущий орган утапливается и в работу вступают шарошки. Утапливание режущего органа сопровождается смещением стакана, который, воздействуя на плунжеры, обеспечивает подачу смазки в опоры шарошек. После пробуривания крепких прослоек под действием рабочей пружины происходит выдвигание режущего органа по направляющим пазам корпуса и возврат стакана в прежнее положение. Плунжеры совершают холостой ход, заполняя смазкой полости. В начале рабочего хода плунжеров происходит отсечка каналов клапанами 11, соединяющими плунжерную полость с резервуаром, и смазка по независимым каналам в гайке и корпусе долота подается в опоры шарошек.

Режущий орган комбинированного долота изготавливается из листовой стали 40 толщиной 45 мм в случае оснащения режущей кромки сменными резцами и 30 мм при сплошной режущей кромке, армированной пластинами твердого сплава, и фиксируется замковыми пальцами в направляющих пазах корпуса агрегированного бурового инструмента. В гнездах тела режущего органа посредством сил трения по конической поверхности закрепляются резцы ШБМ-2С-1-1-04, РК-8Б или РБ-224, серийно изготавливаемые Краснолучским машиностроительным заводом. Режущая кромка режущего органа армируется пластинами твердого сплава ВК-8В, припаянными в открытый паз, или оснащается указанными выше резцами. Форма режущей кромки соответствует профилю шарошек долота, что обеспечивает равномерный контакт зубьев шарошек с забоем при утапливании режущего органа. Передний угол лезвия режущего породоразрушающего органа составляет  $0...15^\circ$ . Это позволяет сделать более прочным и износоустойчивым лезвие режущего породоразрушающего органа. Нулевое значение переднего угла лезвия упрощает его изготовление и вполне допустимо при отсутствии в толще вскрышных пород валунов и гравийно-галечного материала.

Шарошки агрегированного режуще-шарошечного бурового инструмента имеют форму усеченных конусов, а режущим органом является центральный паз. В результате при бурении в центральной части забоя остается челичок породы диаметром 30 мм. Для направления воздушной струи к режущим кромкам лезвия инструмента на поверхности режущего органа изготавливаются специальные наклонные продувочные пазы. Осевое усилие на режущий орган передается посредством пружины

ны, предварительно сжатой гайкой, размещенной внутри корпуса агрегированного инструмента. Величина усилия предварительного сжатия пружины может быть отрегулирована в соответствии с условиями бурения. При отсутствии нагрузки на режущем органе усилие пружины на него не передается, а воспринимается буртиками лап корпуса инструмента. При этом режущий орган может легко заменяться. Величина превышения лезвия над зубьями шарошек принята на основании опыта использования режущего инструмента. Она несколько больше максимально возможной высоты снимаемой стружки.

В более мягких породах разрушение их на забое обеспечивается выступающим лезвием режущего органа. С увеличением крепости буримых пород растет осевое усилие подачи на забой, происходит утапливание режущего органа внутрь корпуса бурового инструмента, в работу вступают зубья шарошек и происходит совместная обработка забоя шарошками и лезвием, тем более что после прохода зубьев шарошек по забюю на поверхности забоя остается гребенка породы, ослабленной трещинами. Доля участия режущего органа в разрушении забоя уменьшается с ростом крепости породы. Таким образом, при совместной обработке забоя создаются благоприятные условия для работы каждого рабочего органа и повышается эффективность разрушения, так как происходит суммирование глубин стружки [3, 14].

Удаление продуктов разрушения горной породы из скважины предусмотрено потоком продувочного воздуха, подаваемого компрессором бурового станка. Однако возникают нарушения очистки скважины, которые связаны со спецификой бурения мерзлой породы агрегированным буровым инструментом. Обдув призабойной зоны и затрубного пространства скважины разогретым при сжатии в компрессоре потоком воздуха сопровождается оттаиванием частиц буровой мелочи, а высокая их влажность приводит к нарушениям продувки ввиду образования пробок.

Это явление способствует засорению подшипников шарошек, их заклиниванию и преждевременному выходу долот из строя.

НИ ИрГТУ разработано устройство, в котором за счет эффекта эжекции происходит охлаждение продувочного потока, что позволяет стабилизировать температурный режим скважины, так как предотвращает оттаивание продуктов разрушения и обеспечивает эффективную очистку скважины от буровой мелочи [15]. Посредством делителя потока общая продувочная струя воздуха разделяется на две в соотношении 3:2. Большая часть об-

щего продувочного потока направляется к забюю для очистки его, а меньшая через эжекционные каналы — в затрубное пространство. Экспериментально установлено, что указанное соотношение центрального продувочного и эжекционных каналов обеспечивает создание условий для изохорического расширения воздуха, сопровождающегося падением его давления и температуры. При этом скорость истечения воздушного потока обеспечивает переход частиц буровой мелочи во взвешенное состояние и их бесперебойную транспортировку к устью скважины. В случае меньшего соотношения наблюдается зашламовывание скважины, а при большем — излишние энергозатраты, не способствующие улучшению очистки скважины от продуктов разрушения.

### Особенности взаимодействия породоразрушающих органов агрегированного бурового инструмента

В процессе перекатывания шарошек агрегированного режуще-шарошечного инструмента по забюю возникают динамические нагрузки при перекатывании шарошек с зуба на зуб. Это происходит в результате сложного движения, при котором каждая шарошка в определенный момент времени опирается то на один, то на два зуба в плоскости сечения одного венца. При этом происходит периодическое вертикальное перемещение центра вращения шарошки вокруг своей оси (точки  $O_1$ ,  $O_2$  и  $O_3$  по дуге окружности радиусом  $R_{ш}$  (рис. 4).

Амплитуда вертикальных перемещений центра вращения шарошки и частота колебаний при этом процессе зависят от радиуса шарошки, числа зубьев в венце или величины угла  $\theta$  и частоты вращения шарошки или самого бурового инструмента. Интенсивное перемещение центра вращения ша-

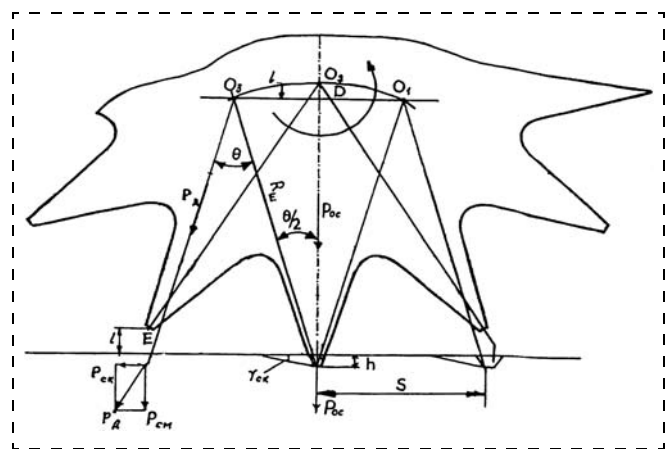


Рис. 4. Схема взаимодействия зубьев шарошек агрегированного бурового инструмента с забюем

рошки в крайнее нижнее положение формирует ударное усилие  $P_d$ , одна из составляющих которого  $P_{см}$  затрачивается на смятие-дробление породы в пределах контактной поверхности зуба с забоем, а вторая  $P_{ск}$  – на скалывание элементов породы за пределами контактной поверхности. Оптимальное значение угла скалывания  $\gamma_{ск}$  зависит от свойств разрушаемой породы и для разных пород находится в пределах 45...60°.

Энергия удара зуба о породу в процессе перекачивания шарошки по забою составляет

$$E_d = P_{ос} g R_{ш} (1 - \cos 180/z), \quad (3)$$

где  $P_{ос}$  – осевое усилие подачи, Н;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $R_{ш}$  – радиус по внешнему венцу зубьев шарошки;  $z$  – число зубьев на внешнем венце шарошки.

Ввиду внедрения зуба в процессе поворота шарошки при перекачивании с зуба на зуб некоторое уменьшение высоты подъема может быть учтено коэффициентом  $K_1$ .

Можно полагать, что разрушение горной породы зубьями шарошек происходит в два этапа [14]. На первом этапе при переходе шарошки из устойчивого положения с опорой на два зуба в положение с опорой на один зуб под торцом зуба нарастает напряжение под действием создаваемого усилия подачи на забой, максимальное значение которого оно достигнет в момент перемещения центра вращения шарошки из положения  $O_1$  в положение  $O_2$ . На первом этапе формируется потенциальная энергия системы. В случае повышения удельной нагрузки над значением сопротивления породы произойдет ее разрушение за счет смятия-дробления, а в упруго-хрупкой породе еще и скалывание за пределами контактной поверхности.

В период второго этапа при вращении шарошки и перемещении центра вращения из точки  $O_2$  в точку  $O_3$  формируется кинетическая энергия удара, наносимого в точке  $E$  зубом шарошки. При этом происходит разрушение породы за счет ее дробления и скалывания. Дальнейшее вращение бурового инструмента сопровождается тем, что шарошка снова переходит в неустойчивое положение с опорой на один зуб и повторяется первый этап разрушения породы.

Данный процесс взаимодействия бурового инструмента с породой сопровождается образованием углубления  $h$  – лунки определенных размеров, зависящих от свойств пород, конструктивных параметров породоразрушающего инструмента и сил подачи  $P_{ос}$  и косога удара  $P_d$ . Действие ударной нагрузки под углом к поверхности забоя с частотой перемещения центра вращения шарошки по-

вышает эффект разрушения – скалывания породы. В связи с этим форма создаваемых углублений в сечении будет асимметричной. Эффективность данного процесса зависит от расстояния между углублениями. Она максимальна при оптимальном значении  $S$ , когда порода скалывается, и в промежутке между углублениями. Это возможно за счет увеличения числа зубьев, однако сопровождается увеличением энергоемкости процесса разрушения породы. С ростом крепости породных пропластков рекомендуется уменьшать шаг и высоту зубьев, но при этом будет увеличиваться энергоемкость разрушения породы ввиду возможного переизмельчения ее на забое.

Процесс разрушения горных пород лезвием режущего органа при вращательном бурении характеризуется дискретностью, что свидетельствует о целесообразности подачи дополнительной нагрузки в виде кратковременных динамических импульсов с частотой, близкой частоте разрушения горной породы на забое при скалывании передней гранью лезвия больших объемов породы. Такое воздействие наиболее рационально в том случае, когда режущая кромка лезвия встречается с пропластками пород повышенной крепости и развиваемого удельного давления по контакту лезвия с забоем от действия усилия подачи недостаточно для эффективного внедрения лезвия в породу. При этом не происходит объемного разрушения породы с выходом крупных фракций буровой мелочи, что свидетельствует о прекращении скалывания породы лезвием и сопровождается интенсивным износом режущей кромки. Увеличение осевого усилия подачи ведет к росту удельного давления на породу и глубины внедрения лезвия. Однако одновременно повышаются абразивный износ торцевой площадки притупления лезвия и изгибающие напряжения в твердом сплаве, которым армирована передняя режущая кромка лезвия режущего органа агрегированного бурового инструмента. Так как критические значения прочности твердого сплава на изгиб на порядок ниже, чем на сжимающие напряжения, в твердосплавном материале они достигнут критических значений в несколько раз быстрее, чем сжимающие.

Все изложенное выше свидетельствует о том, что значительный резерв прочностных свойств режущих кромок бурового инструмента при статическом нагружении в режиме вращательного бурения не реализуется. Более полно реализовать прочностные свойства режущих кромок лезвий и увеличить эффективность разрушения породы на забое при бурении возможно путем импульсного приложения нагрузки, когда направление вектора

скорости импульса перпендикулярно к плоскости забоя. В подобном случае в результате кратковременности действия импульсов сила трения на грани "режущая кромка лезвия долота—горная порода" не успевает развиваться, при этом удельное давление по контакту режущей кромки с забоем превышает предел прочности породы раздавливанию, что сопровождается резким увеличением глубины внедрения лезвия в породу и возобновлением скалывания породы большими объемами. Таким образом, прикладывая нагрузку в виде кратковременных импульсов, направленных перпендикулярно к плоскости забоя, можно передать для разрушения горной породы большую энергию и интенсифицировать процесс вращательного бурения [3].

### Эффективность применения агрегированного режуще-шарошечного бурового инструмента

Сравнительные исследования и испытания агрегированного режуще-шарошечного инструмента и серийных шарошечных долот позволили получить зависимости скорости проходки и энергоёмкости процесса разрушения от усилия подачи и частоты вращения бурового става. Установлено, что с уменьшением крепости породы скорость бурения увеличивается при использовании как шарошечного, так и агрегированного инструмента, в качестве которого использовались комбинированные режуще-шарошечные долота РШД-215.9, изготовленные на заводе "Уралбурмаш". Однако интенсивность ее роста при использовании агрегированного инструмента была значительно выше [3, 7]. Так, при уменьшении крепости пород с 9 до 4 по шкале проф. М. М. Протодяконова механическая скорость бурения агрегированным инструментом с использованием режуще-шарошечного долота РШД-215.9 увеличилась в 3 раза, а шарошечным – в 2 раза. Комбинированное воздействие на забой оказывается более эффективным во всем диапазоне крепости ( $f$  до 12). При одинаковых режимах и  $f = 4$  скорость бурения режуще-шарошечным инструментом почти в 2 раза, а при  $f = 9$  – в 1,5 раза выше, чем шарошечным.

Наличие двух породоразрушающих рабочих элементов в агрегированном исполнительном органе создает определенную противоречивость в выборе параметров режима. Так как для режущего рабочего органа рационально уменьшение, а для шарошечного – увеличение частоты вращения бурового става, то при выборе оптимальной частоты вращения необходимо исходить из долевого участия породоразрушающих элементов в обработке забоя. С уменьшением крепости породы и усилия

Показатели удельной энергоёмкости разрушения породы на забое агрегированным режуще-шарошечным исполнительным органом, кВт·ч/м

Усилие подачи на забой, кН	Коэффициент крепости породы	Частота вращения, с <sup>-1</sup>				
		0,7	1,2	1,7	2,1	2,5
28	3,6	7,94	8,82	11,01	13,23	14,7
60	3,6	9,70	8,82	8,40	9,25	10,4
60	8,1	10,16	9,53	8,82	8,40	8,83

подачи доля участия режущего лезвия в разрушении забоя возрастает. Поэтому целесообразно снижение частоты вращения. Подобный вывод следует также из условия достижения минимальной энергоёмкости процесса разрушения забоя режуще-шарошечным исполнительным органом. Бурение, проведенное на станке-стенде, свидетельствует, что при  $f = 3,6$  и усилие подачи 28 кН минимум энергоёмкости обеспечивается при частоте вращения 0,7 с<sup>-1</sup> (см. таблицу). С увеличением усилия подачи до 60 кН оптимальная частота вращения возрастает до 1,7 с<sup>-1</sup>, а при  $f = 8,1$  и осевом усилии до 60 кН составляет 2,1 с<sup>-1</sup>. Исходя из условий работы агрегированного режуще-шарошечного исполнительного органа, снижения энергоёмкости процесса разрушения и увеличения крупности фракций буровой мелочи верхний предел частоты вращения рационально ограничить 2,5 с<sup>-1</sup>.

Сравнение энергоёмкости разрушения породы на забое исполнительными органами, оснащенными шарошечным и режуще-шарошечным буровым инструментом, свидетельствует об уменьшении удельных затрат энергии при использовании долот типа РШД в 2,0–2,5 раза (рис. 5), что под-

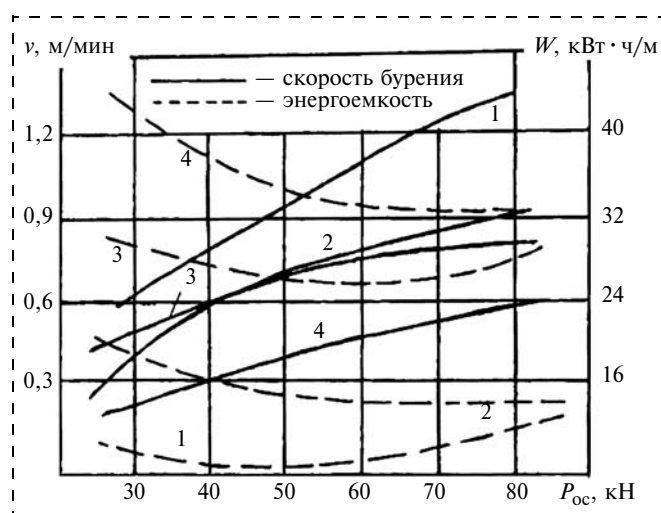


Рис. 5. Зависимость скорости бурения и удельной энергоёмкости разрушения от усилия подачи шарошечным и режуще-шарошечным долотами: 1 – РШД-215.9  $f = 4...5$ ; 2 – РШД-215.9  $f = 7...8$ ; 3 – ПШ215.9 ТКП  $f = 4...5$ ; 4 – ПШ215.9 ТКП  $f = 7...8$

тверждает целесообразность комбинированного воздействия на забой [3].

Снижение энергоемкости процесса разрушения при бурении агрегированным инструментом обусловлено существенным повышением крупности фракций продуктов разрушения (рис. 6). Выход крупных фракций (более 3 мм) возрос в 2 раза по сравнению с шарошечным. Увеличение крупности фракций буровой мелочи и значительное снижение выхода мелких фракций обеспечивают снижение пылеобразования, предотвращают растепление продуктов разрушения забоя и, как следствие, снижают вероятность нарушений очистки скважины, что позволяет существенно увеличить производительность бурового станка.

Удельная энергоемкость характеризует совершенство физического процесса разрушения породы на забое исполнительным органом станка в

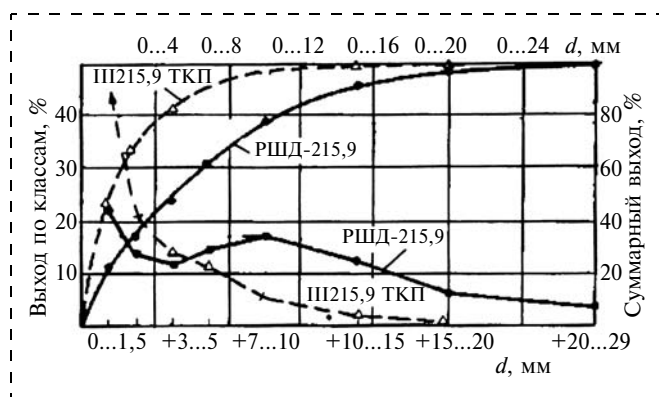


Рис. 6. Фракционный состав продуктов разрушения породы при бурении шарошечным и режуще-шарошечным долотами:  
— выход по классам; - - - суммарный выход

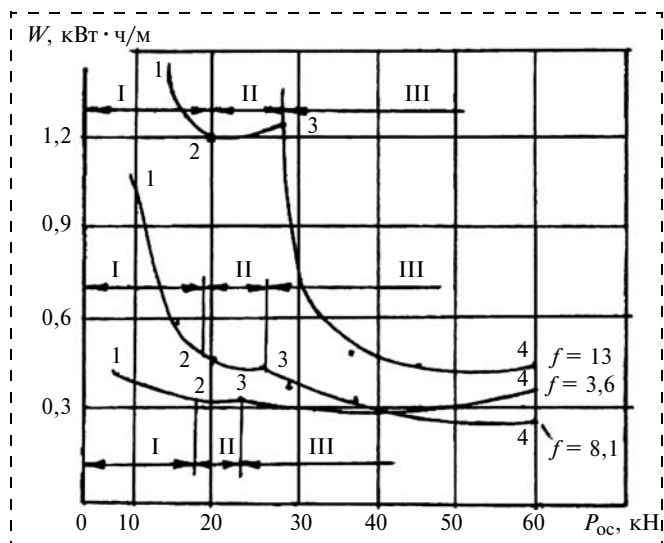


Рис. 7. Зависимость удельной энергоемкости разрушения породы от усилия подачи

зависимости от свойств массива и параметров режима бурения.

Расход энергии на разрушение 1 м пробуренной скважины (удельная энергоемкость) определяется из выражения

$$W = \frac{N_{\text{заб}}}{v_{\text{мех.бур}}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}, \quad (4)$$

где  $N_{\text{заб}}$  — мощность, потребляемая приводом вращателя бурового станка на преодоление сопротивлений вращению породоразрушающего инструмента на забое, кВт;  $v_{\text{мех.бур}}$  — механическая скорость бурения, м/с.

На основе обработки экспериментальных данных по результатам проведенных исследований получены зависимости удельной энергоемкости от усилия подачи, передаваемого исполнительному органу, оснащеному агрегированным режуще-шарошечным буровым инструментом, при крепости пород  $f = 3,6; 8,1$  и  $13$  (рис. 7).

На графических зависимостях видно, что с увеличением усилия подачи удельная энергоемкость снижается. Зависимости  $W = f(P)$  можно разделить на три зоны: зона I, когда работает только режущее лезвие комбинированного долота. В начале с ростом усилия подачи  $P$  от нуля удельное давление на контакте режущего лезвия с забоем остается в пределах упругих деформаций породы. Скорость бурения при этом практически равна нулю. Затраты мощности вращателя расходуются на преодоление сил трения режущего лезвия о забой и потерь в редукторе вращателя. С началом внедрения режущего лезвия в породу происходит резкое снижение удельного расхода энергии (участок 1–2). По мере стабилизации роста скорости бурения снижение удельного расхода энергии происходит более плавно. При этом величина и характер изменения энергоемкости разрушения зависят от физико-механических свойств пород на забое скважины.

В породах крепостью  $f = 13$  во всем диапазоне работы режущее лезвие разрушает забой за счет истирания. Можно предположить, что происходит переходный процесс от поверхностного к объемному разрушению, обычно именуемый усталостным разрушением. Это подтверждается характером изменения полученной зависимости в породах крепостью  $f = 3,6$ , где участок усталостного разрушения практически отсутствует и режущее лезвие осуществляет объемное разрушение забоя путем скалывания породы передней кромкой.

На границе зон I и II в контакт с забоем вступают зубья шарошек, и в зоне II прирост скорости бурения отсутствует (участок 2–3). В то же время

продолжается прирост мощности  $N_{\text{заб}}$ , расходуемой на преодоление сопротивлений вращению шарошек до начала внедрения их зубьев в породу.

В зоне II начинается разрушение породы зубьями шарошек. Характер изменения удельной энергоемкости зависит от эффективности комбинированного разрушения пород с различными физико-механическими свойствами, слагающих сложноструктурный массив.

Так, при бурении пород с  $f = 13$  внедрение зубьев шарошек в породу приводит к повышению эффективности разрушения забоя и росту скорости бурения. Это сопровождается резким снижением удельной энергоемкости с ростом усилия подачи. Однако со стабилизацией прироста скорости бурения снижается интенсивность уменьшения удельных затрат энергии. При комбинированном воздействии породоразрушающих элементов агрегированного исполнительного органа в породах крепостью от  $f = 3,6$  до  $f = 8,1$  с ростом усилия подачи также происходит снижение удельной энергоемкости, однако быстрее наступает стабилизация процесса.

Рост усилия подачи на забой при агрегированном исполнительном органе и общем увеличении эффективности бурения изменяет долевое участие режущего и шарошечного рабочих элементов в разрушении породы на забое комбинированным буровым инструментом. Это также влияет на соотношение усилий подачи, при которых достигается минимальная энергоемкость.

Проведенные исследования свидетельствуют о том, что по гранулометрическому составу продуктов разрушения забоя скважины различными исполнительными органами бурового станка, оснащенными породоразрушающими инструментами разных типов, можно проводить количественную оценку энергоемкости процесса разрушения. Величина энергоемкости пропорциональна коэффициенту крепости породы и удельной вновь образованной поверхности. Коэффициент пропорциональности зависит от типа и параметров бурового инструмента. Эффективность увеличения механической скорости вследствие дополнительного наложения импульсных нагрузок свидетельствует, что рост механической скорости пропорционален их энергии и частоте. Режуще-шарошечные долота РШД-215.9 и РШД-244.5 были изготовлены на заводе "Уралбурмаш" и прошли межведомственные испытания на угольных разрезах Объединения "Востсибуголь" и показали увеличение механиче-

ской скорости бурения в 2 раза, а стойкости — в 1,6–1,8 раза по сравнению с серийными шарошечными долотами [16].

#### Список литературы

1. Киклевич И. А., Краснопольский А. А., Харлашкин К. И. Интенсификация шарошечного бурения наложением колебаний на усилие подачи. Донецк: НИГРИ, 1970. 36 с.
2. Буткин В. Д., Гилев А. В. Технология и техника разрушения горных пород на карьерах. ГИЦМиЗ. Красноярск, 1998. 176 с.
3. Страбыкин Н. Н. Техника бурения взрывных скважин в мерзлых породах. М.: Недра, 1989. 174 с.
4. Фоминых В. Г. Комбинированное бурение скважин. М.: ЦНИЭИУголь, 1984. 65 с.
5. Промышленность строительных материалов. н/г Сб. М.: 1980. Вып. 12. С. 10–14.
6. Шадов В. М., Ефимов В. Н. Современное состояние горно-транспортного оборудования разрезов и основные направления их технического перевооружения // Горные машины и автоматика. 2004. № 9. С. 2–21.
7. А. с. № 12603003 СССР. Устройство для проходки выработок / Кудряшов Е. А., Грушева Н. Н. Оpubл. 2004. Бюлл. № 45.
8. А. с. № 1218057. Комбинированный буровой снаряд / Страбыкин Н. Н., Ко Тхя Хва. Оpubл. 1986. Бюлл. № 10.
9. Страбыкин Н. Н., Пеплов Е. В. Конструктивные особенности и параметры режима бурения взрывных скважин агрегированным инструментом в мерзлых сложноструктурных массивах // Вестник ИрГТУ. 2011. № 11. С. 18–23.
10. Кудряшов Б. Б., Яковлев А. М. Бурение скважин в мерзлых породах. М.: Недра, 1983. 270 с.
11. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. М.: МГУ, 2003. 460 с.
12. А. с. № 585267 СССР. Комбинированное шарошечно-лопастное долото / Перетолчин В. А., Страбыкин Н. Н., Шеметов Ю. П. [и др.]. Оpubл. 1977. Бюлл. № 47.
13. А. с. № 723088 СССР. Шарошечно-лопастное долото / Перетолчин В. А., Страбыкин Н. Н., Шеметов Ю. П. [и др.]. Оpubл. 1980. Бюлл. № 11.
14. Сулакшин С. С. Разрушение горных пород при бурении скважин. Томск: Изд-во ТПУ, 2009. 128 с.
15. Пат. на полезную модель № 109193. Устройство для бурения и очистки взрывных скважин / Страбыкин Н. Н., Пеплов Е. В. Оpubл. 2011. Бюлл. № 28.
16. Страбыкин Н. Н., Пеплов Е. В. Оценка энергоемкости процесса разрушения породы на забое скважины по гранулометрическому составу буровой мелочи / Сб. Проблемы освоения минеральной базы Восточной Сибири. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2010. Вып. 10. С. 58–64.

## К вопросу о нагрузках на породоразрушающий инструмент при бурении сложноструктурных горных пород

*Приведен анализ структуры горных пород с изменяющимися физико-механическими свойствами. Разработана методика расчета напряжений, возникающих в опорах качения шарошечных долот при изменении показателя буримости горных пород. Представлены расчетные характеристики, показывающие напряжение в опорах качения шарошечных долот различных диаметров при изменении скорости бурения и показателя буримости.*

**Ключевые слова:** бурение сложноструктурных горных пород, изменение физико-механических свойств, напряжение в опорах качения долот, скорость бурения.

A. O. Shigin, A. V. Gilev

## To a Question on Loadings on the Chisel Tool at Drilling of the Rocks Having Difficult Structure

*The analysis of structure of rocks with changing physic mechanical properties is resulted. The design procedure of the pressure arising in bearings roller bit of chisel chisels at change of an indicator of drilling capacity of rocks is developed. The settlement characteristics showing pressure in bearings roller bit of chisel chisels of various diameters at change of speed of drilling, caused by increase in an indicator of drilling capacity of rocks are presented. The settlement characteristics showing pressure in bearings roller bit of chisel chisels of various diameters depending on size of change of an indicator of drilling capacity are presented.*

**Keywords:** drilling of difficult rocks, change of physic-mechanical properties, pressure in bearings of chisel chisels, speed of drilling.

**В** процессе работы буровой инструмент сталкивается с пластами горной породы, имеющими разные мощность и физико-механические свойства. Так, структура горных пород Черногорского угольного разреза состоит из пластов мощностью от 0,45 до 6 м, имеющих диапазон крепости 2...10 по шкале проф. М. М. Протодяконова (рис. 1). Пласты в порядке, указанном на рис. 1, имеют следующие характеристики:

1 – слоистые алевролиты, песчаники, за счет многочисленных прослоев алевролита тон всего слоя темно-серый,  $f = 6...8$ ; 2 – песчаник массивный, среднезернистый,  $f = 8...10$ ; 3 – аргиллит черный, слабоуглистый,  $f = 2...3$ ; 4 – алевропесчаник невыдержанного состава, на отдельных участках переходящий в песчаник,  $f = 6...8$ ; 5 – алевролит черный слоистый, с прослоями песчаника,  $f = 4...6$ ; 6 – песчаник желто-серый, массивный, мелкозернистый,  $f = 8...10$ ; 7 – аргиллит слабожелезненный,  $f = 4...6$ ; 8 – песчаник неоднородный, ожелезненный,  $f = 8...10$ ; 9 – пласт Двухаршинный,  $f = 3$ ; 10 – слоистый алевропесчаник,  $f = 6...8$ ;

11 – пласт-спутник Двухаршинный,  $f = 3$ ; 12 – песчаник неоднородный по составу, переслаивающийся с алевропесчаником,  $f = 6...8$ , отдельные слои ожелезнены,  $f = 8...10$ ; 13 – аргиллит темно-серый, плотный,  $f = 3...4$ ; 14 – песчаник мелкозернистый, массивный,  $f = 6...10$ ; 15 – слоистый темно-серый алевролит,  $f = 4...6$ .

Крепость по данной шкале находится в прямой зависимости от предела прочности горной породы при одноосном сжатии  $\sigma_{сж}$  [1]:

$$f = \frac{\sigma_{сж}}{10},$$

где  $f$  – коэффициент крепости по шкале проф. М. М. Протодяконова;  $\sigma_{сж}$  – предел прочности горной породы при одноосном сжатии, МПа.

При разрушении горной породы шарошечным долотом (рис. 2, см. 2-ю стр. обложки), кроме одноосного сжатия, присутствуют сдвиговые напряжения. Кроме того, на процесс бурения влияет также плотность горной породы. В связи с этим более



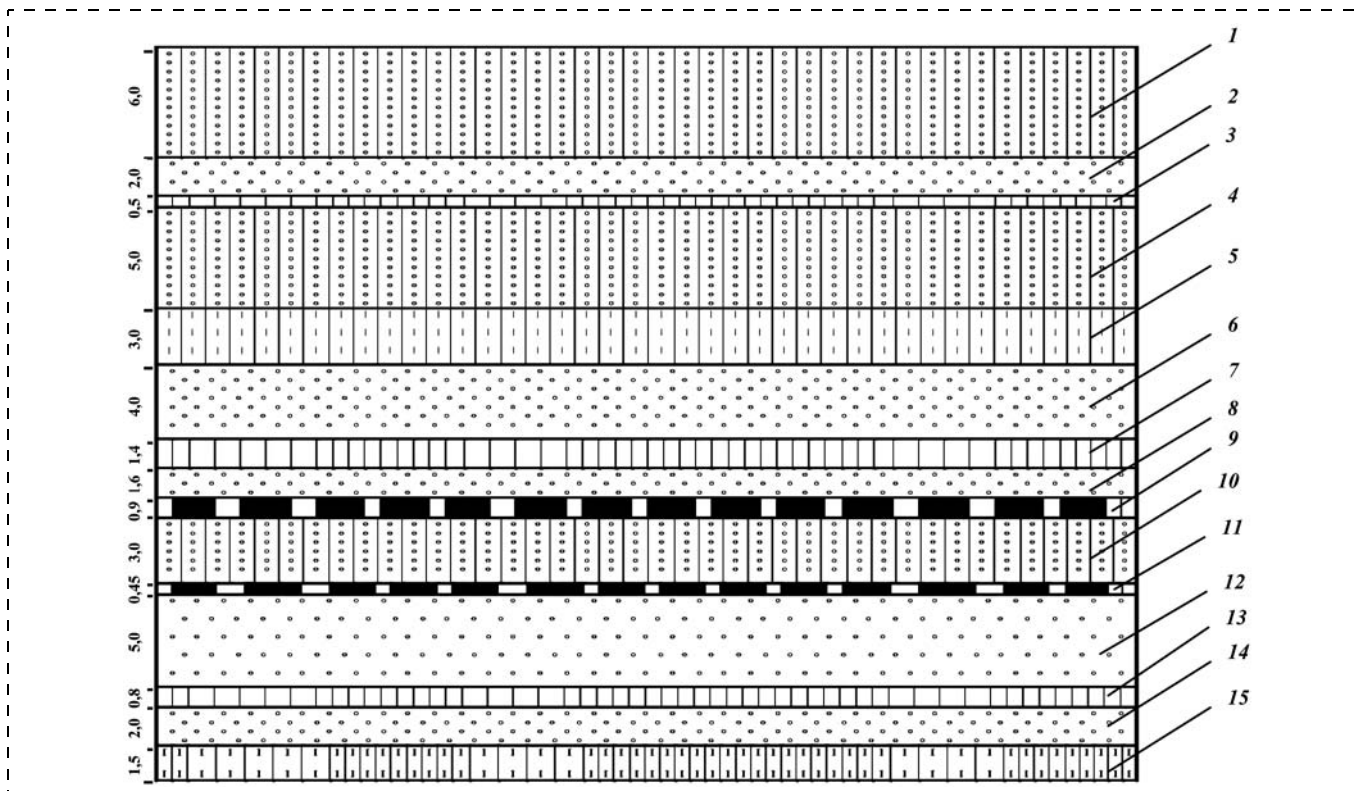


Рис. 1. Структура горных пород Черногорского угольного разреза

полно сопротивление горной породы разрушению отражает показатель буримости [2]:

$$P_6 = 0,07(\sigma_{сж} + \sigma_{сдв}) + 0,7\gamma,$$

где  $P_6$  – показатель буримости;  $\sigma_{сдв}$  – предел прочности горной породы при сдвиге, МПа;  $\gamma$  – плотность горной породы, т/м<sup>3</sup>.

Предел прочности горной породы при сдвиге приблизительно определяется из выражения

$$\sigma_{сдв} = 0,5\sqrt{\sigma_{сж}\sigma_p}, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{сж}$  – предел прочности горной породы при растяжении, МПа.

Бурение горной породы с чередующимися слоями, имеющими разную крепость, характеризуется возникновением ударной нагрузки. Удар, как правило, вызывает повышение напряжения в зонах контакта бурового инструмента с породой, в подшипниковых узлах и соединительных элементах всего рабочего органа бурового станка. Буровой инструмент выходит из строя при разрушении различных его элементов. Однако в 80 % случаев шарошечный буровой инструмент отказывает в работе по причине разрушения подшипниковых узлов [3].

Средние нагрузки, как показывает практика, с достаточной точностью соответствуют расчетным

значениям усилий и мощности машины. Однако для эффективной эксплуатации горных машин необходимо знать зависимость их мгновенной нагрузки от определяющих факторов. Неравномерность мгновенной нагрузки определяется как случайная функция времени. Предугадать колебания нагрузки полностью невозможно даже при наличии подробного анализа структуры породы. Так или иначе, возникают случайные включения породы разной крепости, которые незначительно влияют на теоретическую скорость проходки. Но на практике данные включения обязательно влияют не только на скорость бурения, но также и на напряженное состояние бурового инструмента. В частности, периодическое возникновение ударов создает циклическую нагрузку, что приводит к усталостному разрушению элементов инструмента.

Для оценки опасности ударных нагрузок необходимо определить уровень напряжения, возникающего при ударе. Ударная нагрузка, с одной стороны, характеризуется уровнем энергии, которая обеспечивает продвижение бурового инструмента через горную породу. С другой стороны, ударная нагрузка определяется изменением физико-механических свойств породы. В целом уровень энергии, которая обеспечивает продвижение бурового инструмента

через горную породу, характеризуется мощностью  $N$ , передаваемой от привода подачи к рабочему органу и буровому инструменту:

$$N = \frac{\Delta E}{t} = \frac{m(v_2^2 - v_1^2)}{2t}, \quad (1)$$

где  $N$  – мощность, передаваемая от привода подачи к буровому инструменту бурового станка с учетом КПД привода подачи, Вт;  $\Delta E$  – изменение кинетической энергии при продвижении бурового инструмента через породу, Дж;  $m$  – эквивалентная масса, характеризующая массу рабочего органа и энергию подающего привода, кг;  $v_1$  и  $v_2$  – скорости равномерного продвижения бурового инструмента при бурении породы 1 и 2 с соответствующими физико-механическими свойствами, м/с (здесь порода 2 имеет показатель буримости больше, чем порода 1);  $t$  – время переходного процесса, т. е. период, за который скорость подачи бурового инструмента изменяется от значения 1 до значения 2.

Изменение скорости продвижения бурового инструмента через горную породу при переходе на породу с бóльшим показателем буримости (см. рис. 2 на 2-й стр. обложки) характеризует дополнительное напряжение, возникающее при ударе:

$$\sigma_{\text{уд}} = \frac{F}{S} = \frac{m(v_2 - v_1)}{St}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{\text{уд}}$  – напряжение, возникающее в металле при ударе, МПа;  $S$  – площадь контактной поверхности в подшипниковых узлах или других элементах, воспринимающих полностью нагрузку удара, мм<sup>2</sup>.

Подставив в уравнение (2) значение  $m$  из уравнения (1), определим напряжение, возникающее при переходе бурового инструмента на породу с более высоким показателем буримости:

$$\sigma_{\text{уд}} = \frac{(v_2 - v_1)}{St} \frac{2Nt}{(v_2^2 - v_1^2)} \quad \text{или}$$

$$\sigma_{\text{уд}} = \frac{2N}{S(v_2 + v_1)}.$$

С учетом выражения  $N = P_{\text{ос}}v_1$ , предложенного проф. Р. Ю. Подэрни [2], получим:

$$\sigma_{\text{уд}} = \frac{2P_{\text{ос}}v_1}{S(2v_1 - \Delta v)}, \quad \text{М,} \quad (3)$$

где  $P_{\text{ос}}$  – осевое усилие, Н;  $\Delta v$  – изменение скорости при переходе бурового инструмента на более крепкую породу, м/мин;  $v_1$  – скорость бурения до перехода бурового инструмента на более крепкую породу.

Согласно [4] максимальное напряжение в ролике подшипника качения

$$\sigma_{\text{р}}^{\text{max}} = 600 \sqrt{\frac{F_r}{zD_p L_p}}.$$

Максимальное напряжение в шарике подшипника качения

$$\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_{\text{ш}}^2}},$$

где  $F_r$  – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику, Н;  $z$  – число тел качения в подшипнике;  $D_p$  – диаметр ролика, мм;  $L_p$  – длина ролика, мм;  $D_{\text{ш}}$  – диаметр шарика, мм.

Тогда напряжение в ролике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе с учетом выражения (3):

$$\sigma_{\text{р.уд}}^{\text{max}} = 600 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_p L_p} \frac{2v_1}{2v_1 - \Delta v}}. \quad (4)$$

Напряжение в шарике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\text{max}} = 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_{\text{ш}}^2} \frac{2v_1}{2v_1 - \Delta v}}. \quad (5)$$

Скорость бурения находим из выражения [2]

$$v = \frac{P_{\text{ос}} n_{\text{вр}}}{5 \Pi_{\text{б}} D_{\text{д}}^2}, \quad \text{м/мин,} \quad (6)$$

где  $P_{\text{ос}}$  – осевое усилие, МН;  $n_{\text{вр}}$  – частота вращения бурового става, с<sup>-1</sup>;  $D_{\text{д}}$  – диаметр долота, м.

Если необходимо найти скорость бурения до удара  $v_1$ , то в расчете следует использовать показатель буримости породы, расположенной до перехода бурового инструмента на более крепкую породу.

Для дальнейших расчетов с учетом справочных материалов [1, 5] необходимо найти скорости бурения при различных технологических параметрах и оснащении бурового станка.

Для шарошечного долота диаметром 215,9 мм рассчитанные скорости бурения в зависимости от показателя буримости породы и осевого усилия представлены в табл. 1.

Для шарошечного долота диаметром 244,5 мм рассчитанные скорости бурения в зависимости от показателя буримости породы и осевого усилия представлены в табл. 2.

Для шарошечного долота диаметром 269,9 мм рассчитанные скорости бурения в зависимости от

Таблица 1

Зависимость скорости бурения  $v_1$ , м/мин, шарошечным долотом диаметром 215,9 мм от осевого усилия и показателя буримости  $P_6$  породы

$P_{ос.}$ кН	Показатель буримости $P_6$						
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20
140	0,300	0,200	0,150	0,120	0,100	0,086	0,075
160	0,261	0,174	0,130	0,104	0,087	0,075	0,065
180	0,201	0,134	0,100	0,080	0,067	0,057	0,050

Таблица 2

Зависимость скорости бурения  $v_1$ , м/мин, шарошечным долотом диаметром 244,5 мм от осевого усилия и показателя буримости  $P_6$  породы

$P_{ос.}$ кН	Показатель буримости $P_6$						
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20
180	0,301	0,201	0,151	0,120	0,100	0,086	0,075
200	0,254	0,169	0,127	0,102	0,085	0,073	0,064
220	0,191	0,127	0,096	0,077	0,064	0,055	0,048

Таблица 3

Зависимость скорости бурения  $v_1$ , м/мин, шарошечным долотом диаметром 269,9 мм от осевого усилия и показателя буримости  $P_6$  породы

$P_{ос.}$ кН	Показатель буримости $P_6$						
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20
200	0,274	0,183	0,137	0,110	0,092	0,078	0,069
235	0,245	0,163	0,123	0,098	0,082	0,070	0,061
270	0,193	0,128	0,096	0,077	0,064	0,055	0,048

показателя буримости породы и осевого усилия представлены в табл. 3.

В табл. 1–3 наблюдается снижение скорости бурения при увеличении осевого усилия, поскольку в расчетах использовались рекомендуемые средние значения осевого усилия и частоты вращения рабочего органа. Согласно рекомендациям [4] при увеличении осевого усилия в разрешенном заводом-изготовителем интервале частота вращения должна уменьшаться также в допустимом интервале. В расчетах скоростей бурения при увеличении осевого усилия частота вращения уменьшалась.

Затем, с учетом полученных выражений (4) и (5) построены зависимости напряжения, возникающего в роликах опор качения трехшарошечного долота от удара, вызванного изменением физико-механических свойств породы и характеризующего разностью скорости бурения соответствующих слоев породы (рис. 3). Минимальное напряжение соответствует бурению породы без ударов. Кривые строились при показателе буримости 7,5. Гори-

зонтальные прямые показывают предел прочности при сжатии сталей 55СМ5ФА, 55СМА-1, 55СМА.

Поскольку согласно (6) [2] скорость бурения находится в обратной зависимости от показателя буримости, выразим напряжение в опорах качения (4), (5), возникающее при ударе, через этот показатель:

для роликовых тел качения

$$\sigma_{р.уд}^{\max} = 600 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_p L_p} \frac{2P_6^1 + 2\Delta P_6}{2P_6^1 + \Delta P_6}}; \quad (7)$$

для шариковых тел качения

$$\sigma_{ш}^{\max} = 1800 \sqrt[3]{\frac{F_r}{zD_{ш}^2} \frac{2P_6^1 + 2\Delta P_6}{2P_6^1 + \Delta P_6}}. \quad (8)$$

С использованием выражения (7) построены зависимости напряжения в роликах опор качения трехшарошечного долота, возникающего при ударе, от изменения показателя буримости (рис. 4).

Минимальное напряжение соответствует бурению породы без ударов. Кривые построены при показателе буримости  $P_6 = 5$  (см. рис. 4, а) и  $P_6 = 7,5$  (см. рис. 4, б). Горизонтальные прямые показывают предел прочности при сжатии сталей 55СМ5ФА, 55СМА-1, 55СМА.

При нагружении шарошечного долота с тремя шарошками основную нагрузку воспринимают роликовые подшипники. Шариковые подшипники выполняют роль запирающего механизма. Тела качения в шарошечных долотах изготавливают из высокопрочных конструкционных сталей, как правило, содержащих кремний и молиб-

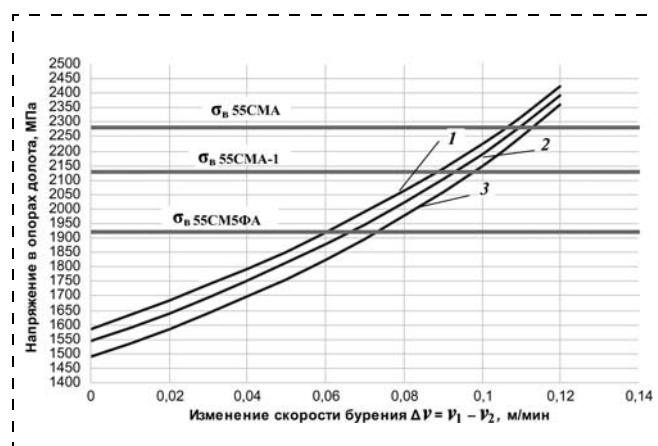
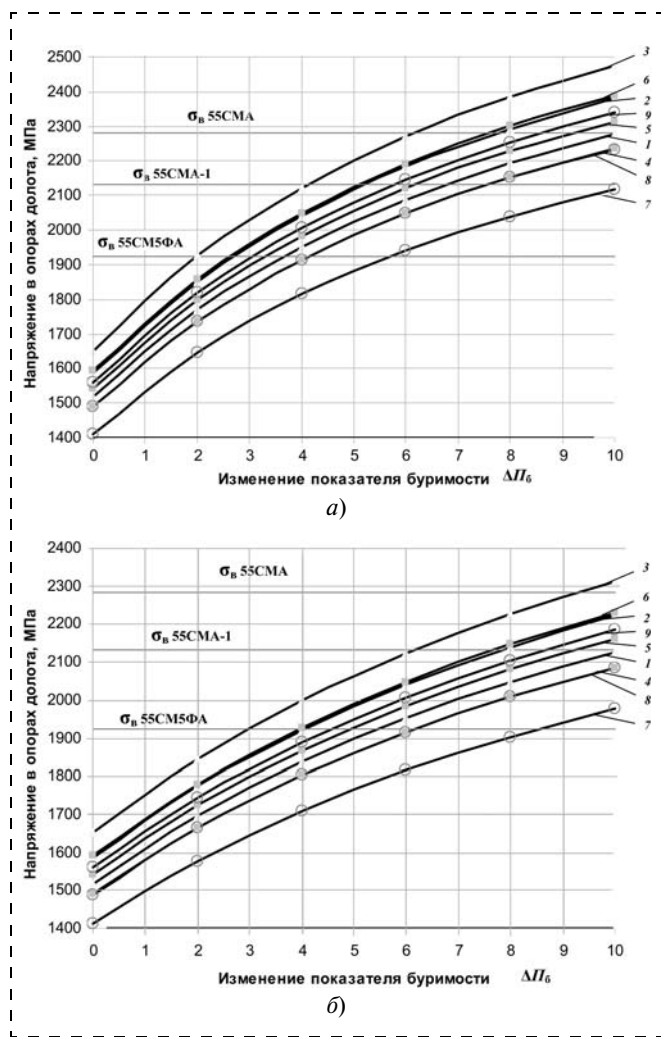


Рис. 3. Напряжения в роликах опор качения шарошек:

1 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 215,9 мм, при осевом усилии 160 кН; 2 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 244,5 мм, при осевом усилии 200 кН; 3 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 269,9 мм, при осевом усилии 235 кН



**Рис. 4.** Напряжения в роликах опор качения шарошек: *a* —  $P_6 = 5$ ; *b* —  $P_6 = 7,5$ ; 1–3 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 215,9 мм, при осевых усилиях 140, 160 и 180 кН; 4–6 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 244,5 мм, при осевых усилиях 180, 200 и 220 кН; 7–9 — напряжения, возникающие в опорах шарошечного долота диаметром 269,9 мм, при осевых усилиях 200, 235 и 270 кН

ден. Их предел прочности находится в диапазоне 1900...2300 МПа. Механические свойства данных сталей значительно зависят от режимов термической обработки.

При условии бурения горной породы с показателем буримости  $P_6 = 5$  (см. рис. 4, *a*) и среднем подающем усилии максимально допустимая величина изменения показателя буримости породы  $[\Delta P_6]$  соответственно для сталей 55СМ5ФА; 55СМА-1; 55СМА: для долот диаметром 215,9 мм  $[\Delta P_6] = 2,5; 5; 7,5$ ; для долот диаметром 244,5 мм  $[\Delta P_6] = 3,3; 6,2; 9,2$ ; для долот диаметром 269,9 мм  $[\Delta P_6] = 4,2; 7,5; > 10$ .

При условии бурения горной породы с показателем буримости  $P_6 = 7,5$  (см. рис. 4, *b*) и среднем

подающем усилии максимально допустимая величина изменения показателя буримости породы  $[\Delta P_6]$  соответственно для сталей 55СМ5ФА; 55СМА-1; 55СМА: для долот диаметром 215,9 мм  $[\Delta P_6] = 4; 8; > 10$ ; для долот диаметром 244,5 мм  $[\Delta P_6] = 5; 9,2; > 10$ ; для долот диаметром 269,9 мм  $[\Delta P_6] = 6,2; > 10; > 10$ .

## Выводы

1. При бурении сложноструктурных пород, имеющих слои с разными показателями буримости, напряжение в различных элементах бурового инструмента, возникающее при переходе к бурению слоя с более высоким значением  $P_6$ , зависит от предшествующего уровня показателя буримости и величины прироста этого показателя. Увеличение напряжений при этом может достигать до 50 % и более.

2. Увеличение напряжения зависит от отношения прироста показателя буримости к первоначальному значению показателя буримости. При условии одинакового прироста показателя буримости напряжение будет больше в том случае, если первоначальное значение показателя буримости было меньше.

3. В целях предотвращения разрушения предел прочности материала тел качения шарошечных долот при бурении сложноструктурных пород следует принимать на 50 % больше напряжения, возникающего в телах качения шарошечных долот при бурении породы с неизменным значением показателя буримости 5...7,5.

*НИР выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 годы.*

## Список литературы

1. Трубецкой К. Н. и др. Справочник. Открытые горные работы. М.: Горное бюро, 1994. 599 с.
2. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ: учеб. пособие. 4-е изд. М.: Изд-во МГУ, 2001. 422 с.
3. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах / под ред. В. А. Перетолчина. М.: Недра, 1993. 286 с.
4. Решетов Д. Н. Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
5. Буткин В. Д., Гилёв А. В. и др. Проектирование буровых инструментов для открытых горных, земляных и строительных работ. М.: МАКС Пресс, 2005. 240 с.

УДК 621.31

**С. И. Малафеев**, д-р техн. наук, проф., гл. науч. сотр., **А. А. Новгородов**, вед. спец.,  
**Н. А. Серебrenников**, ген. директор, ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва

E-mail: sim\_vl@newmail.ru

## Новый экскаватор ЭКГ-18Р: система приводов постоянного тока с широтно-импульсным регулированием<sup>1</sup>

---

*Рассматриваются результаты проектирования и промышленной эксплуатации мехатронного комплекса для нового ижорского карьерного экскаватора ЭКГ-18Р. Электрические приводы главного движения реализованы по системе "активный выпрямитель—транзисторный ШИМ-преобразователь—двигатель постоянного тока". Высокие технические характеристики новой системы приводов подтверждены положительным опытом эксплуатации двух экскаваторов на угольном разрезе "Талдинский".*

**Ключевые слова:** экскаватор, двигатель постоянного тока, IGBT-транзистор, электропривод, система управления.

S. I. Malafeev, A. A. Novgorodov, N. A. Serebrennikov

## New Excavator ЭКГ-18Р: the System of Direct Current Moto Drives with the Pulse-Width Modulation Control

---

*Results of designing, experience of industrial production and operation of the mechatronic complex for the career excavator ЭКГ-18Р are considered. Electric drives of the main movement are realized on system "the active rectifier—the transistor PWM-converter—the DC motor with the microcomputer control system". High technical characteristics of the new drive system are confirmed by positive operating experience of two excavating machines on a coal plant "Taldinsky".*

**Keywords:** excavator, the IGBT-transistor, the electric drive, control system.

### Введение

Экскаватор ЭКГ-18Р с ковшем объемом 18 м<sup>3</sup> и рабочей массой 700 т предназначен для выемки и погрузки горных пород при открытой разработке месторождений. Это базовая модель новой линейки экскаваторов, спроектированных "ИЗ-КАРТЭКС" под оптимальное соответствие параметрам карьерного транспорта. Новый экскаватор ЭКГ-18Р обеспечивает высокую производительность, обладает хорошей маневренностью, прост в управлении и обслуживании. Современная конструкция, высокопрочные материалы, применяемые в этих

экскаваторах, обеспечивают надежную работу в самых тяжелых горно-геологических и климатических условиях.

В новой машине использованы современные электроприводы, выполненные по системе "активный выпрямитель—транзисторный преобразователь—двигатель постоянного тока (ТрП-Д)", новая информационно-диагностическая система, позволяющая собирать информацию по состоянию электрооборудования и механизмов, а также вести учет производительности. В машине реализованы технические решения, обеспечивающие повышение надежности основных узлов: редукторов основных механизмов, прочности металлоконструкций рабочего оборудования и т. д.

В настоящей статье рассматриваются схемотехнические решения и особенности новой системы управления приводами первых экскаваторов ЭКГ-18Р (рис. 1, см. 2-ю стр. обложки) с транзис-

---

<sup>1</sup> Проект выполнен группой сотрудников ООО "Компания "Объединенная Энергия" при участии А. В. Анучина, П. М. Афанасьева, П. А. Афолина, О. Б. Баева, В. С. Герасимова, П. В. Гусарова, С. В. Кононова, В. С. Мамаева, К. Ю. Раца.

При подготовке статьи использованы результаты поисковой научно-исследовательской работы в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 годы по проблеме НК-544П(5); № П-236.

торными преобразователями энергии, разработанной ООО "Компания "Объединенная Энергия", г. Москва.

### Система приводов экскаватора ЭКГ-18Р с транзисторными преобразователями энергии

Общая функциональная схема электрооборудования экскаватора ЭКГ-18Р, реализованная на основе традиционной структуры, разработанной Компанией "Объединенная Энергия" для отечественных экскаваторов с транзисторными преобразователями управления двигателями постоянного тока [1], показана на рис. 2. Электропитание экскаватора осуществляется от сети напряжением 6 кВ. Силовой трансформатор ТУ1 (6 кВ/0,4 кВ) обеспечивает электропитание оборудования напряжением 380 В. Три электропривода главного движения экскаватора ЭКГ-18Р (напора, подъема и поворота) выполнены по системе "транзисторный преобразователь—двигатель постоянного тока".

Для электропитания приводов используется локальная сеть постоянного тока, организованная с использованием группы из шести активных выпрямителей АВ, работающих на общую локальную сеть постоянного тока. Выходное напряжение в локальной сети постоянного тока поддерживается

постоянным с помощью регулятора напряжения, который также обеспечивает управляемый "мягкий" заряд конденсаторов в звене постоянного тока при включении системы.

Управление двигателями осуществляется с помощью транзисторных мостовых преобразователей ТП1...ТП5. Электроприводы напора, подъема и поворота реализованы по принципу подчиненного регулирования координат с использованием алгоритма цифрового управления с ПИ регулятором тока и П регулятором напряжения [2]. Система управления обеспечивает формирование типовой экскаваторной характеристики привода. В целях улучшения динамических характеристик привода использованы задатчик интенсивности и нелинейная обратная связь по току. В электроприводе поворота применен специальный алгоритм управления, обеспечивающий безударный выбор зазоров путем изменения параметров задатчика интенсивности в функции тока якорной обмотки. В приводе подъема применена положительная обратная связь по току для обеспечения удержания ковша.

Устройство аварийного сброса (СЛИВ) предназначено для рассеивания энергии при рекуперативном торможении в аварийных режимах.

Задание скорости движения привода осуществляется машинистом с помощью командоаппаратов

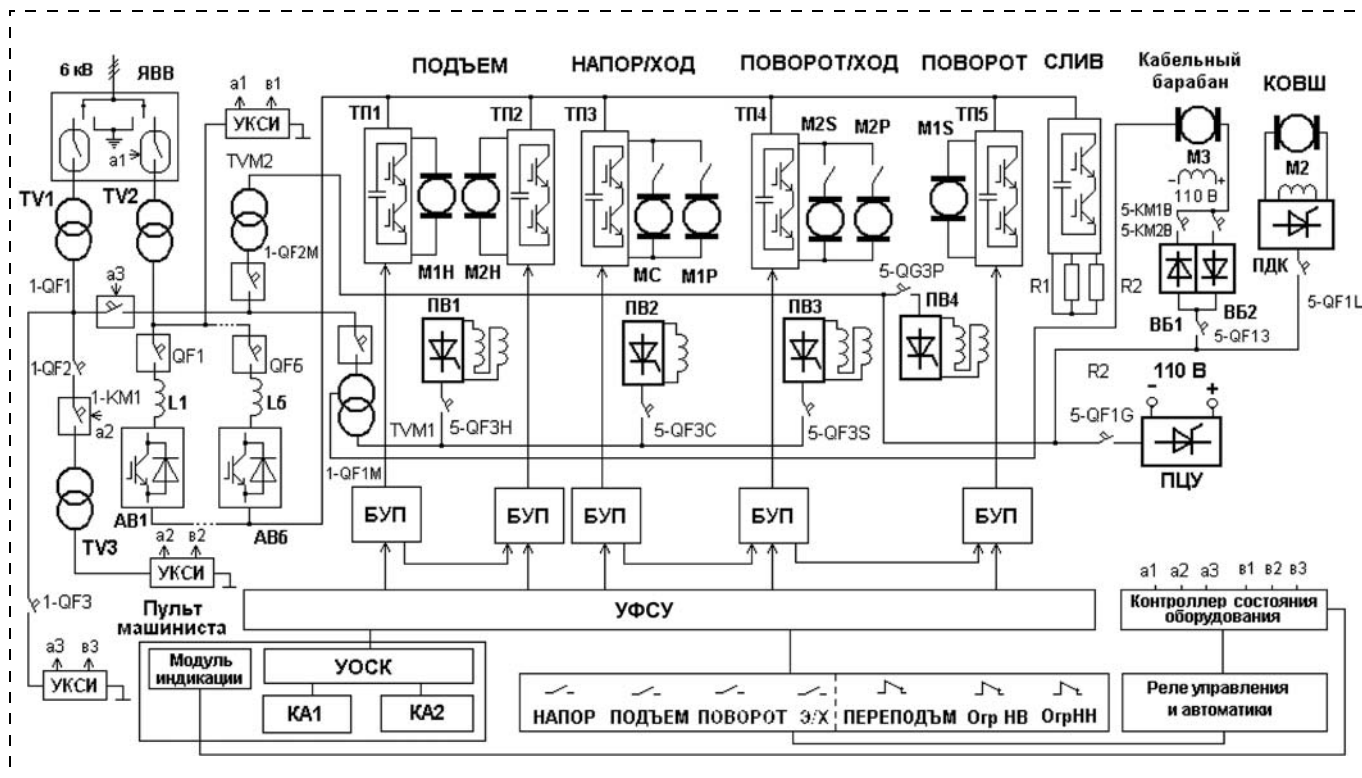


Рис. 2. Функциональная схема низковольтного комплектного устройства экскаватора ЭКГ-18Р

КА1 и КА2. Устройство обработки сигналов командоаппаратов УОСК предназначено для преобразования выходных сигналов КА1 и КА2 в систему цифровых сигналов управления приводами главного движения.

Устройство формирования сигналов управления приводами УФСУ формирует сигналы задания для приводов главного движения в функции выходных сигналов УОСК и состояния цепей защиты и блокировок.

Контроллер состояния оборудования выполняет сбор информации о состоянии реле управления и автоматики экскаватора и формирует сигналы управления для преобразователей и посылку в виде последовательного кода для модуля индикации. Модуль индикации размещен в кабине машиниста и предназначен для отображения с помощью светодиодов информации о включенном состоянии электрооборудования.

Для оценки динамических характеристик системы приводов и их настройки используется переносной компьютер со специальным программным обеспечением. Подключение компьютера к устройству формирования сигналов управления приводами осуществляется с помощью специального кабеля. Диагностика приводов предусматривает регистрацию процессов изменения сигналов задания, напряжения и тока каждого привода. В режиме настройки предусмотрено изменение стопорных токов приводов и максимальных значений выходных напряжений.

*Примечание: пояснение неупомянутых элементов схемы по рис. 2 см. в статье [1].*

### Активные выпрямители

Активные выпрямители (АВ) подключены к вторичной обмотке силового трансформатора через трехфазные реакторы. В целях исключения возможности насыщения регуляторов с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) напряжение на шинах постоянного тока поддерживается на уровне, превышающем амплитудное значение для вторичной обмотки трансформатора. Напряжение в звене постоянного тока поддерживается на уровне 440 В. Несущая частота ШИМ – 2,5 кГц.

Активный выпрямитель представляет собой регулируемый источник напряжения, питающий звено постоянного тока. Напряжение в звене постоянного тока поддерживается постоянным и практически не зависит от напряжения в сети как при потреблении, так и в режиме рекуперации.

Управление компонентами вектора тока, потребляемого из сети или отдаваемого в сеть, обеспечивает практически синусоидальную форму тока, благодаря чему достигаются наилучшие условия электромагнитной совместимости оборудования. Использование алгоритмов векторного управления позволяет регулировать коэффициент мощности и компенсировать, таким образом, реактивную мощность [3].

Реакторы на входе выпрямителей позволяют поднять напряжение вторичной обмотки трансформатора до необходимого уровня в звене постоянного тока. Реактор также ограничивает амплитуды гармоник в токе выпрямителя. Для системы, работающей с коэффициентом мощности, равным 1, напряжение звена постоянного тока стабилизируется на уровне 440 В при напряжении 220 В на вторичной обмотке трансформатора.

### Широтно-импульсные преобразователи

Для управления двигателями постоянного тока используются мостовые преобразователи с широтно-импульсным управлением (рис. 3). В качестве силовых ключей использованы IGBT-транзисторы. В системе применен специальный алгоритм поочередного управления ключами, обеспечивающий повышенную помехоустойчивость [4].

Такое техническое решение обеспечивает двустороннюю проводимость энергии между источником и двигателем, регулирование скорости во всех квадрантах механической характеристики, высокий КПД.

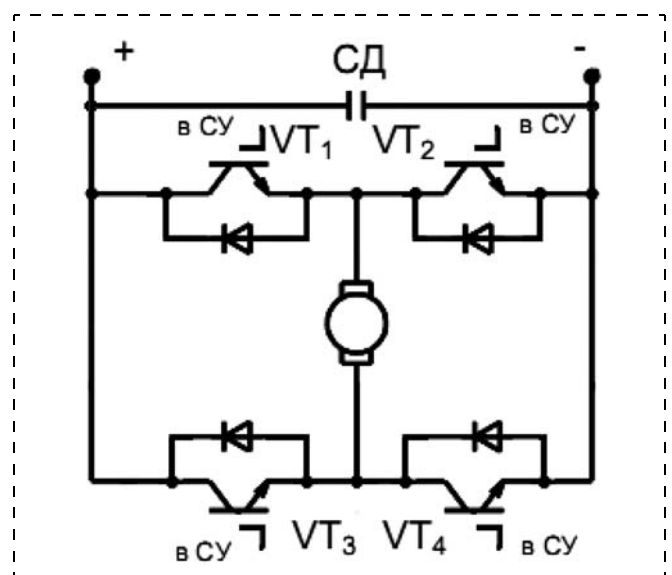


Рис. 3. Принципиальная схема мостового транзисторного преобразователя

## Результаты экспериментальных исследований электроэнергетических процессов

На Талдинском разрезе ОАО "УК "Кузбассразрезуголь" в марте 2011 г. был введен в эксплуатацию первый, а в июне 2011 г. – второй экскаваторы ЭКГ-18Р с разработанной системой управления. В течение 8 мес непрерывной работы подтверждены высокие технические характеристики системы. В процессе эксплуатации экскаватора были проведены регистрация с помощью цифрового осциллографа и анализ процессов в силовых элементах системы.

Регистрация проводилась на интервале времени 50 с, что составляет 1,5...2 цикла экскавации. На рис. 4 приведена диаграмма действующих значений фазного тока в первичной обмотке питающего трансформатора и фазного напряжения вторичной обмотки силового трансформатора. Действующее значение тока потребления за цикл экскавации составляет 40...50 А.

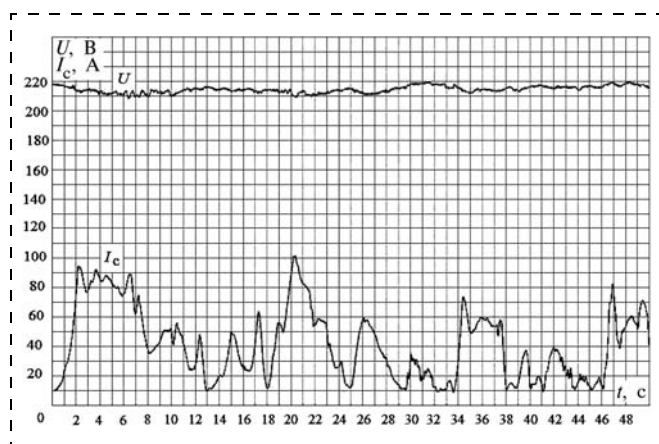


Рис. 4. Диаграммы действующего значения фазного тока  $I$  в первичной обмотке трансформатора и действующего значения фазного напряжения  $U$  вторичной обмотки силового трансформатора

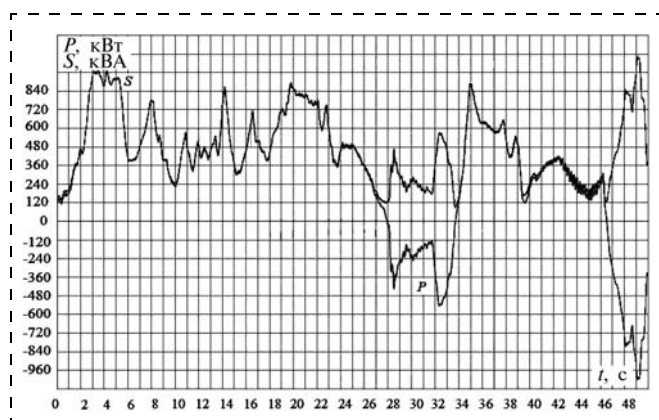


Рис. 5. Диаграммы активной  $P$  и полной  $S$  мощностей, потребляемых экскаватором

На рис. 5 приведена диаграмма активной и полной мощностей, потребляемых экскаватором, измеренных на стороне 6 кВ. Средняя активная мощность за цикл экскавации составляет 316 кВт (при различных условиях экскавации средняя мощность достигала 400 кВт). Максимальное значение активной мощности в цикле экскавации, вычисленной за период сети, не превышает 1200 кВт.

Экспериментальные диаграммы токов и напряжений приводов главного движения (подъема, напора и поворота) показаны на рис. 6–8.

Ток и напряжение в первичной обмотке силового трансформатора в режимах потребления и рекуперации имеют практически синусоидальную форму. Коэффициент несинусоидальности напряжения и тока не превышает 5%. Коэффициент мощности, измеренный за период питающей сети на стороне 6 кВ питающего трансформатора, практически равен заданному значению, т. е. 1, во всех режимах работы.

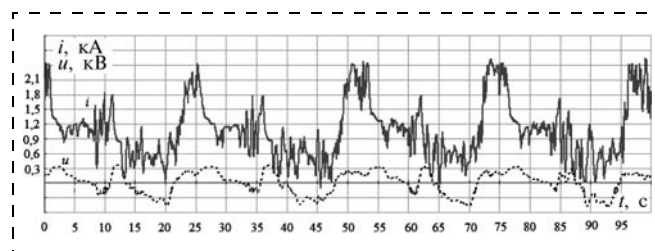


Рис. 6. Диаграммы напряжения  $u$  и тока  $i$  двигателя привода подъема

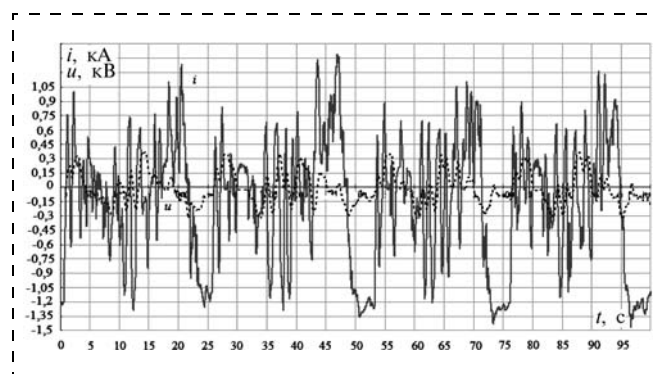


Рис. 7. Диаграммы напряжения  $u$  и тока  $i$  привода напора

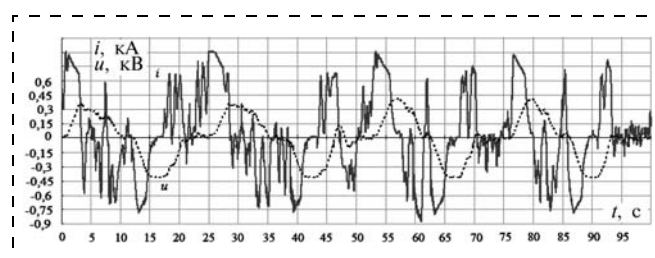


Рис. 8. Диаграммы напряжения  $u$  и тока  $i$  привода поворота



## Заключение

Анализ современного состояния экскаваторного привода и результаты проектирования серии машин с электроприводами постоянного тока и транзисторными преобразователями позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение электрических двигателей постоянного тока с транзисторными преобразователями энергии в электроприводах экскаваторов в настоящее время является технически и экономически обоснованным решением и обеспечивает качественное повышение технического уровня горных машин.

2. Применение новых схмотехнических решений силовой части приводов главного движения и современных алгоритмов управления позволило обеспечить в новой машине улучшенные энергетические характеристики – коэффициент мощности, практически равный 1, и высокий КПД преобразования энергии, а также улучшить условия работы и повышение ресурса всех электрических и механических элементов экскаватора за счет ограничения пусковых токов, ударов в механических передачах, оптимизации параметров движения.

3. Мехатронные комплексы с транзисторными преобразователями приняты в качестве базовых

моделей новой линейки ижорских экскаваторов ЭКГ-10, ЭКГ-12К, ЭКГ-18Р и экскаватора ЭКГ-5А Уралмашзавода.

## Список литературы

1. Малафеев С. И., Новгородов А. А., Серебrenников Н. А. Экскаватор ЭКГ-12К: Новая система управления на основе IGBT-технологии // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 11. С. 17–22.
2. Малафеев С. И., Новгородов А. А., Серебrenников Н. А. Экскаватор ЭКГ-5А: Новое техническое решение системы управления приводами // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 11. С. 23–28.
3. Малафеев С. И., Серебrenников Н. А. Создание электрооборудования и систем управления для экскаваторов на основе мехатронной технологии // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 12. С. 29–34.
4. Малафеев С. И., Мамай В. С. Широтно-импульсный преобразователь интегрирующего типа // Электротехника. 1993. № 2. С. 48–50.
5. Малафеев С. И., Серебrenников Н. А. Перспективное электротехническое электрооборудование и системы управления для горных машин: опыт Компании "Объединенная Энергия" // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. Отд. вып. 8. Электрфикация и энергосбережение. С. 77–92.

## ИНФОРМАЦИЯ

### X Международная научно-техническая конференция "Чтения памяти В. Р. Кубачека"

### "Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности"

19–20 апреля 2012 г.

(см. также 3-ю стр. обложки)

Конференция, ежегодно проводимая как международная с 2002 г. Уральским государственным горным университетом, состоялась 19–20 апреля в г. Екатеринбурге.

В работе конференции приняли участие представители ведущих вузов страны горного профиля, а также ряд федеральных и научно-исследовательских университетов, имеющих соответствующие направления. Были представлены вузы стран СНГ (Белорусский НТУ, Карагандинский ГТУ, Рудненский индустриальный институт).

В числе научных организаций – ННЦ-ИГД им. А. А. Скочинского, ОАО "НТЦ-НИИОГР", Институты горного дела Уральского и Сибирского отделений РАН и др.

Среди авторов докладов – специалисты ОАО "Уралмашзавод", Копейского машиностроительного завода, ОАО "СУЭК-Хакасия" и ряд других.

Работа конференции велась в 7 секциях:

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

Всего было заслушано около 100 докладов.

Одновременно с работой конференции проходила Всероссийская студенческая олимпиада "Проектирование гидропривода" (см. стр. 48).

УДК 622.676-82

Л. И. Кантович, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой, МГГУ, г. Москва,

В. С. Вагин, канд. техн. наук, доц., МГТУ, г. Магнитогорск

E-mail: Kad-65@magtu.ru

## Влияние системы привода на динамические нагрузки передвижных проходческих подъемных установок

---

*Приведены результаты влияния системы привода на динамические нагрузки, возникающие в передвижных проходческих подъемных установках.*

**Ключевые слова:** передвижная проходческая подъемная установка, безредукторный гидравлический привод, асинхронный привод с фазным ротором, тиристорный привод постоянного тока.

L. I. Kantovich, V. S. Vagin

## The Impact of the Drive to Dynamic Loading Mobile Machines of Tunnel

---

*The results of the influence of the system drive to dynamic loads arising in mobile sinking hoists.*

**Keywords:** mobile tunnel lift installation, direct drive hydraulic drive, drive with asynchronous slip-ring motors, thyristor DC drive.

Режим работы проходческой подъемной установки – повторно-кратковременный, сопровождающийся переходными процессами, возникающими во время разгона и замедления подъемной машины. На характер и длительность протекания этих процессов значительное влияние оказывают массивность установки, величина концевых нагрузок, выбранная диаграмма скорости движения подъемных сосудов, тип проходческого подъема и принятая для подъемной установки система привода. Охарактеризовать переходные процессы можно на основании анализа кинематических и динамических явлений, сопровождающих движение подъемной установки.

Характер нагружения подъемной установки в переходном процессе и ее упругие свойства могут создавать самые неблагоприятные сочетания, когда относительно небольшие внешние нагрузки вызывают значительные знакопеременные напряжения в упругих элементах, что иногда без видимых причин приводит к разрушению или быстрому износу этих элементов.

Наличие переходного процесса составляет технологическую особенность работы передвижных проходческих подъемных машин.

Следовательно, расчет динамики системы взаимосвязанных деталей подъемных машин и их приводов должен проводиться с учетом упругости их связей, а значит, и колебательного движения всех ее элементов.

Искомые величины сил и моментов сил упругости могут быть определены при помощи решения дифференциальных уравнений движения подъемной установки – уравнений динамики, описывающих переходные процессы в данной установке.

Проходческие подъемные установки работают в условиях с непрерывно меняющейся высоты подъема, от минимальной 10...20 м до максимальной, равной 1000 м и более, с различной грузоподъемностью, при различных скоростях подъема.

Переменные концевые нагрузки – от максимальной, равной весу бады, груженой породой или бетоном, до минимальной, равной весу прицепного устройства после спуска балок или рельсов для армировки ствола без бады – требуют от привода подъемной машины обеспечения устойчи-

вой работы при различной величине движущих моментов. Кроме того, необходимость частого спуска грузов требует возможности длительной работы при отрицательной величине движущих моментов, т. е. в режиме торможения при различных скоростях спуска.

В настоящее время при проходке вертикальных стволов новых строящихся шахт все большее распространение получают специальные передвижные проходческие подъемные машины типа МПП, имеющие редукторный асинхронный привод. Применяемый асинхронный привод далеко не полностью удовлетворяет требованиям маневренности и необходимой управляемости проходческого подъема. Наиболее подходящим к условиям управления проходческих подъемных машин является привод постоянного тока системы "тиристорный преобразователь—двигатель".

Следует также заметить, что серьезным недостатком использования электропривода в передвижных проходческих подъемных машинах является чрезмерная быстроходность электродвигателей при сравнительно малых крутящих моментах на валу, что вызывает необходимость применения механического редуктора. Расчеты показывают, что использование редуктора даже в шахтных стационарных подъемных установках увеличивает массу подъемной машины на 20...35 %. Следовательно, наличие редуктора в приводе малогабаритных передвижных проходческих подъемных машин следует рассматривать как существенный недостаток.

Альтернативой электромеханическому приводу может быть безредукторный высокомоментный объемный гидропривод.

Гидравлическая схема безредукторного гидропривода проходческого подъема (рис. 1) состоит из гидромотора ГМ, связанного зубчатой муфтой

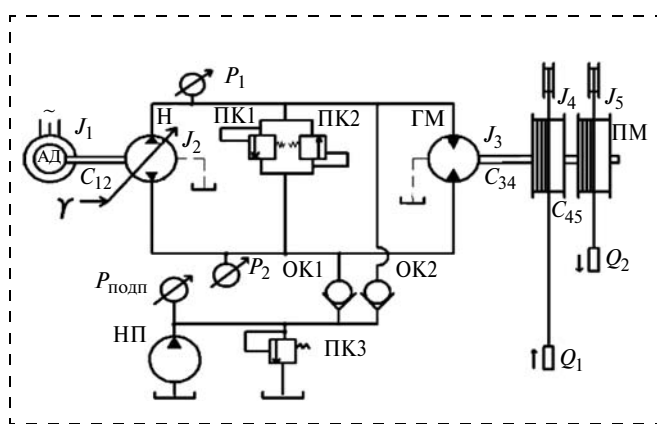


Рис. 1. Схема передвижной проходческой подъемной установки с безредукторным гидравлическим приводом

с органом навивки подъемной машины ПМ, регулируемого реверсивного насоса Н, приводимого во вращение асинхронным двигателем АД, двух гидролиний (напорной и сливной), двух предохранительных клапанов ПК1 и ПК2, системы подпитки, включающей подпиточный насос НП, два обратных ОК1, ОК2 и предохранительный ПК3 клапаны.

Для оценки влияния системы привода на динамику проходческого подъема целесообразно выполнить сравнительный анализ динамических качеств передвижных проходческих подъемных установок, оснащенных сравнимаемыми системами приводов: редукторным асинхронным с фазным ротором, тиристорным постоянного тока и безредукторным высокомоментным гидравлическим приводом.

Не рассматривая многочисленные положительные качества сравниваемых систем приводов, а также имеющие место их недостатки, описанные в технической литературе, представляется целесообразным выполнить сравнительный динамический анализ передвижных проходческих подъемных установок, оснащенных конкурирующими системами приводов.

Вопросы дальнейшего совершенствования передвижных проходческих подъемных установок неразрывно связаны с разработкой методов динамического анализа и синтеза этих установок. Это трудная задача, поскольку процессы, происходящие в механической системе и системах приводов передвижных проходческих подъемных установок, обуславливаются весьма разнообразными, сложными и недостаточно изученными явлениями.

Основные динамические свойства двухконцевой проходческой подъемной установки с безредукторным гидроприводом (см. рис. 1) описываются системой неоднородных дифференциальных уравнений 2-го порядка с переменными коэффициентами механической части подъема [1] и системой нелинейных уравнений безредукторного гидравлического привода [2]:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{эд}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= -K_H \gamma (P_1 - P_2) - f_{н.эк} \dot{\varphi}_2; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) &= q_{ГМ}(P_1 - P_2) - f_{ГМ.эк} \dot{\varphi}_3; \\
 K_H \dot{\varphi}_2 \gamma - C_{п}(P_1 - P_2) - C_{у} P_1 - q_{ГМ} \dot{\varphi}_3 - 2K_{13} \dot{P}_1 &= 0; \\
 -K_H \dot{\varphi}_2 \gamma + C_{п}(P_1 - P_2) - C_{у} P_2 + q_{ГМ} \dot{\varphi}_3 - 2K_{23} \dot{P}_2 &= \\
 = \begin{cases} 0 & \text{при } P_2 > P_{нкл}; \\ r_{кл} P_2 - Q_{пн} & \text{при } P_2 \leq P_{нкл}; \end{cases} & \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{M}_{эд} &= \frac{1}{T_3} \left( \frac{\omega_0 - \dot{\phi}_1}{\omega_0 \nu} - M_{эд} \right); \\ J_4 \ddot{\phi}_4 - C_{34}(\phi_3 - \phi_4) + C_{45}(\phi_4 - \phi_5) + Q_1 R_{\Pi} + \\ &+ \frac{Q_1}{g} R_{\Pi}^2 \ddot{\phi}_4 + \frac{Q_1}{g} R_{\Pi}^2 \dot{\phi}_4 \dot{\phi}_1 - \frac{Q_1}{g} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) R_{\Pi} \ddot{\phi}_1 + \\ &+ q(l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) R_{\Pi} + \frac{q}{g} R_{\Pi}^2 (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \ddot{\phi}_4 + \\ &+ \frac{q}{g} R_{\Pi}^2 (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \dot{\phi}_4 \dot{\phi}_1 - \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_{\Pi} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi})^2 \ddot{\phi}_1 = 0; \\ J_5 \ddot{\phi}_5 - C_{45}(\phi_4 - \phi_5) - Q_2 R_0 + \frac{Q_2}{g} R_0^2 \ddot{\phi}_5 + \\ &+ \frac{Q_2}{g} R_0^2 \dot{\phi}_5 \dot{\phi}_2 + \frac{Q_2}{g} (l_{02} + \phi_5 R_0) R_0 \ddot{\phi}_2 - \\ &- q(l_{02} + \phi_5 R_0) R_0 + \frac{q}{g} R_0^2 (l_{02} + \phi_5 R_0) \ddot{\phi}_5 + \\ &+ \frac{q}{g} R_0^2 (l_{02} + \phi_5 R_0) \dot{\phi}_5 \dot{\phi}_2 + \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_0 (l_{02} + \phi_5 R_0)^2 \ddot{\phi}_2 = 0; \\ \frac{1}{g} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \left[ Q_1 + \frac{q}{3} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \right] \ddot{\phi}_1 - \\ &- \frac{1}{g} \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \right] R_{\Pi} \ddot{\phi}_4 = \\ &= \frac{1}{g} \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \right] g - \\ &- \left\{ \frac{1}{g} (-\dot{\phi}_4 R_{\Pi}) \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \phi_4 R_{\Pi}) \right] + \alpha \right\} \dot{\phi}_1 - EF\Phi_1; \\ \frac{1}{g} (l_{02} + \phi_5 R_0) \left[ Q_2 + \frac{q}{3} (l_{02} + \phi_5 R_0) \right] \ddot{\phi}_2 + \\ &+ \frac{1}{g} \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \phi_5 R_0) \right] R_0 \ddot{\phi}_5 = \\ &= \frac{1}{g} \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \phi_5 R_0) \right] g - \\ &- \left\{ \frac{1}{g} \phi_5 R_0 \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \phi_5 R_0) \right] + \alpha \right\} \dot{\phi}_2 - EF\Phi_2, \end{aligned}$$

где  $\phi_n, J_n$  ( $n = 1, 2, \dots, 5$ ) – абсолютные углы закручивания и моменты инерции дискретных масс соответственно ротора электродвигателя АД, насоса Н, гидромотора ГМ и органов навивки грузовой и порожней ветвей подъемной машины ПМ;  $C_{12}, C_{34}, C_{45}$  – угловые жесткости упругих связей между ротором электродвигателя и насосом, между гидромотором и органом навивки и между органами на-

вивки;  $Q_1, Q_2, q$  – концевые грузы грузовой и порожней ветвей и погонная сила тяжести тягового органа;  $M_{эд}$  – момент электродвигателя;  $R_{\Pi}, R_0, g$  – радиусы навивки поднимающейся и опускающейся ветвей тягового органов и ускорение свободного падения;  $l_1, l_2$  и  $l_{01}, l_{02}$  – переменные и начальные длины отвесов тяговых органов грузовой и порожней ветвей;  $\Phi_1, \Phi_2$  и  $\dot{\Phi}_1, \dot{\Phi}_2$  – функции времени и их производные для абсолютного удлинения сечений тяговых органов;  $E, F, \alpha$  – модуль упругости, площадь сечения и коэффициент затухания динамических усилий тягового органа;  $\omega_0, \nu, T_3$  – синхронная угловая скорость, коэффициент крутизны статической характеристики и электромагнитная постоянная поля электродвигателя;  $K_H, f_{H.ЭК}, \gamma$  – коэффициент удельной подачи, обобщенного эквивалентного демпфирования насоса и угол поворота управляющего элемента насоса, являющегося функцией времени;  $P_1, P_2$  – давления в напорной и сливной гидролиниях;  $C_{\Pi}, C_{\gamma}$  – коэффициенты перетечек и утечек системы привода;  $q_{ГМ}, f_{ГМ.ЭК}$  – удельный расход и коэффициент эквивалентного демпфирования гидромотора;  $K_{13}, K_{23}$  – гидравлические податливости напорной и сливной гидролиний;  $Q_{\Pi\Pi}, P_{\text{НКЛ}}, r_{\text{КЛ}}$  – подача подпиточного насоса, давление и удельный расход подпорного клапана системы подпитки.

Уравнения движения проходческой подъемной установки с редукторным асинхронным приводом представляются системой уравнений механической части подъема и системой уравнений асинхронного двигателя с фазным ротором. При этом выражения электромагнитного момента асинхронного двигателя с фазным ротором описываются через потокосцепления обмоток статора и ротора [3]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\phi}_1 + C_{12}(\phi_1 - \phi_2) &= M_{эд} z; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 - C_{12}(\phi_1 - \phi_2) + C_{23}(\phi_2 - \phi_3) &= 0; \\ M_{эд}(t) &= \frac{3}{2} p \omega_0 \frac{K_r}{x_s \sigma} (\psi_{\alpha r} \psi_{\beta s} - \psi_{\alpha s} \psi_{\beta r}); \\ \dot{\psi}_{\alpha s} &= U_{\alpha s} - \omega_0 \alpha'_s \psi_{\alpha s} + \omega_0 \alpha'_s K_r \psi_{\alpha r}; \\ \dot{\psi}_{\beta s} &= U_{\beta s} - \omega_0 \alpha'_s \psi_{\beta s} + \omega_0 \alpha'_s K_r \psi_{\beta r}; \\ \dot{\psi}_{\beta r} &= \alpha'_r \omega_0 [1 - (1 - k) Sg(t_{\Pi} - t)] \times \\ &\times (-\psi_{\beta r} + \psi_{\beta s} K_s) + \dot{\phi}_1 \psi_{\alpha r}; \\ \dot{\psi}_{\alpha r} &= \alpha'_r \omega_0 [1 - (1 - k) Sg(t_{\Pi} - t)] \times \\ &\times (\psi_{\alpha s} K_s - \psi_{\alpha r}) - \dot{\phi}_1 \psi_{\beta r}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
& J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + Q_1 R_{\Pi} + \\
& + \frac{Q_1}{g} R_{\Pi}^2 \ddot{\varphi}_3 + \frac{Q_1}{g} R_{\Pi}^2 \dot{\varphi}_3 \dot{\Phi}_1 - \frac{Q_1}{g} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) R_{\Pi} \ddot{\Phi}_1 + \\
& + q(l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) R_{\Pi} + \frac{q}{g} R_{\Pi}^2 (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \ddot{\varphi}_3 + \\
& + \frac{q}{g} R_{\Pi}^2 (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \dot{\varphi}_3 \dot{\Phi}_1 - \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_{\Pi} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi})^2 \ddot{\Phi}_1 = 0; \\
& J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - Q_2 R_0 + \frac{Q_2}{g} R_0^2 \ddot{\varphi}_4 + \\
& + \frac{Q_2}{g} R_0^2 \dot{\varphi}_4 \dot{\Phi}_2 + \frac{Q_2}{g} R_0 (l_{02} + \varphi_4 R_0) \ddot{\Phi}_2 - \\
& - q(l_{02} + \varphi_4 R_0) R_0 + \frac{q}{g} R_0 (l_{02} + \varphi_4 R_0) \ddot{\varphi}_4 + \\
& + \frac{q}{g} R_0^2 (l_{02} + \varphi_4 R_0) \dot{\varphi}_4 \dot{\Phi}_2 + \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_0 (l_{02} + \varphi_4 R_0)^2 \ddot{\Phi}_2 = 0; \\
& \frac{1}{g} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \left[ Q_1 + \frac{q}{3} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \right] \ddot{\Phi}_1 - \\
& - \frac{1}{g} \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \right] R_{\Pi} \dot{\varphi}_3 = \\
& = \frac{1}{g} \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \right] g - \\
& - \left\{ \frac{1}{g} (-\dot{\varphi}_3 R_{\Pi}) \left[ Q_1 + \frac{q}{2} (l_{01} - \varphi_3 R_{\Pi}) \right] + \alpha \right\} \dot{\Phi}_1 - EF\Phi_1; \\
& \frac{1}{g} (l_{02} + \varphi_4 R_0) \left[ Q_2 + \frac{q}{3} (l_{02} + \varphi_4 R_0) \right] \ddot{\Phi}_2 + \\
& + \frac{1}{g} \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \varphi_4 R_0) \right] R_0 \dot{\varphi}_4 = \\
& = \frac{1}{g} \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \varphi_4 R_0) \right] g - \\
& - \left\{ \frac{1}{g} \varphi_4 R_0 \left[ Q_2 + \frac{q}{2} (l_{02} + \varphi_4 R_0) \right] + \alpha \right\} \dot{\Phi}_2 - EF\Phi_2,
\end{aligned}$$

где  $\varphi_n$ ,  $J_n$  ( $n = 1, 2, 3, 4$ ) – абсолютные углы закручивания и моменты инерции дискретных масс соответственно ротора подъемного асинхронного электродвигателя, редуктора и органов навивки грузовой и порожней ветвей;  $C_{12}$ ,  $C_{34}$ ,  $C_{45}$  – угловые жесткости упругих связей между ротором электродвигателя и редуктором, между редуктором и органом навивки подъемной машины и между органами навивки;  $M_{эд}$  – момент асинхронного двигателя с фазным ротором;  $p$  – число пар полюсов асинхронного двигателя;  $\omega_0$  – угловая скорость вращения

магнитного поля;  $\Psi_{\alpha r}$ ,  $\Psi_{\beta s}$ ,  $\Psi_{\alpha s}$ ,  $\Psi_{\beta r}$  – потокосцепления обмоток ротора и статора фаз  $\alpha$  и  $\beta$ , удовлетворяющие системе дифференциальных уравнений;  $\alpha'_s = \frac{\alpha_s}{\sigma}$ ;  $\alpha_s = \frac{R_s}{x_s}$ ;  $K_s = \frac{x_0}{x_s}$ ;  $\alpha'_r = \frac{\alpha_r}{\sigma}$ ;  $\alpha_r = \frac{R_r}{x_r}$ ;

$K_r = \frac{x_0}{x_r}$ ;  $\sigma = 1 - K_s K_r$ ;  $R_s$ ,  $R_r$  – активное сопротивление обмоток статора и ротора;  $x_s$ ,  $x_r$  – индуктивные сопротивления обмоток статора и ротора;  $x_0$  – индуктивное сопротивление взаимной индукции между обмотками статора и ротора;  $U_{\alpha s} = U_{\max} \cos \omega_0 t$  – фазное напряжение статора, приведенное к оси  $\alpha$ ;  $U_{\beta s} = U_{\max} \sin \omega_0 t$  – фазное напряжение статора, приведенное к оси  $\beta$ ;  $U_{\max}$  – амплитудное напряжение сети, приложенное к одной фазе обмотки статора.  $Sg(t_{\Pi} - t) = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{\Pi} > t; \\ 0 & \text{при } t_{\Pi} < t; \end{cases}$   $t_{\Pi}$  – время переключения ступеней сопротивления роторной цепи;

$k = 1 + \frac{R_g}{R_r}$  – кратность активного сопротивления роторной цепи;  $R_g$  – дополнительное сопротивление;  $z$  – передаточное отношение редуктора.

Динамические свойства двухконцевой проходческой подъемной установки с электромеханическим тиристорным приводом механической части подъема описываются также системой неоднородных дифференциальных уравнений 2-го порядка с переменными коэффициентами, как и для установок с асинхронным приводом.

Дифференциальные уравнения движения электромеханического тиристорного привода постоянного тока подъемной установки с учетом влияния механической и электромагнитной инерции и индуктивности якорной цепи хорошо известны [4] и представляются в следующем виде:

$$\begin{aligned}
M_{эд}(t) &= C_d I_{я}; \\
L_{я} \frac{dI_{я}}{dt} + I_{я} R_{я} + C_d \dot{\Phi}_1 &= U_{\Pi}; \\
U_{\Pi} &= K_{\Gamma\Pi} U_y; \\
U_y &= K_1 T; \\
C_d &= (U_{\Pi} - I_{я\text{н}} R_{я}) (\dot{\Phi}_1)^{-1},
\end{aligned} \tag{3}$$

где  $M_{эд}$  – электромагнитный момент двигателя;  $C_d$  – постоянная двигателя;  $U_{\Pi}$ ,  $I_{я\text{н}}$  – номинальное напряжение и ток якоря двигателя;  $R_{я}$  – сопротивление якорной обмотки;  $L_{я}$  – индуктивность

цепи якоря, определяется по формуле Лиувилля–Уманского [4]

$$L_{я} = C_1 \frac{60}{2\pi p n_H} \frac{U_{п}}{I_{яH}},$$

где  $\phi_1, n_H$  – угловая скорость и номинальная частота вращения двигателя;  $U_{п}, p, J_1$  – напряжение преобразователя, число пар полюсов и момент инерции электродвигателя;  $C_1$  – коэффициент (0,1 для тихоходных и 0,2 для быстроходных) электродвигателей [4];  $K_{ТП}$  – коэффициент усиления тиристорного преобразователя (40...80);  $U_y$  – задающее напряжение на входе системы управления преобразователя ( $\pm 10$  В),  $U_y = K_1 T$ ;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий наклон характеристики  $U_y$ ;  $T$  – текущее время.

Представленные (1)–(3) системы дифференциальных уравнений проходческого подъема с рассматриваемыми системами приводов детально описывают динамику подъемных систем, довольно сложны, имеют относительно высокий порядок и численное решение требует их подготовки. Для этого в системах уравнений были выполнены замены переменных в целях понижения порядка дифференциальных уравнений и приведения их в последующем к нормальному виду с помощью стандартных программ. Приведенные к нормальному виду системы дифференциальных уравнений решались с помощью ЭВМ путем численного интегрирования методом Рунге–Кутты.

Получаемые решения систем дифференциальных уравнений движения (1)–(3) дают возможность определить не только величины максимальных динамических усилий при запуске подъемной установки, но и закон их изменения во времени.

При пуске двигателя под нагрузкой чем больше приведенная масса подъемной машины и пусковой момент подъемного двигателя, тем больше динамические усилия в упругих элементах подъемной установки.

Процесс запуска под полной нагрузкой обычно не опасен для деталей подъемной установки, но весьма неблагоприятен для двигателя подъемной машины, так как при больших силах сопротивления значительно удлиняется продолжительность запуска и возможен перегрев обмоток электрических машин пусковыми токами.

Наибольший интерес представляет начальный период запуска двигателя, когда возникают максимальные динамические нагрузки. Дальнейшее движение не представляет особого интереса, так

как динамические усилия, возникающие в упругих элементах подъемной установки, будут значительно меньшими, чем в первом полупериоде. Характер изменения динамических усилий в дальнейшем может представляться как затухающие колебания.

Динамические усилия в тяговом органе (подъемном канате или стальной ленте), представляемом в виде распределенной по длине массой, зависят не только от величины и характера движения концевого груза, но, в известной степени, и от характера деформации при колебательных процессах самого упругого тягового органа, масса которого соизмерима с массой концевого груза.

Для выполнения сравнительного анализа и определения влияния систем приводов на динамику подъемных установок динамические процессы рассмотрены применительно к двухбарабанной подъемной установке 2Ц-1,2  $\times$  0,8, оснащенной рассматриваемыми системами приводов, для глубины проходки ствола порядка 250 м, при использовании бабьи емкостью 1 м<sup>3</sup>. При этом основными элементами тиристорного привода приняты электродвигатель ДП-52 и редуктор ЦДН 4-115-30. Для электромеханического асинхронного привода – подъемный двигатель МТВ 512-8 и редуктор ЦДН 4-115-30. Для безредукторного гидропривода – гидромоторы ДП-510И и насосы НП-120.

Так как наибольшие значения моментов сил упругости возникают при запуске машины, то переходные процессы рассмотрены для режима разгона установки при подъеме с веса, когда под действием момента двигателя система подъема начинает движение с максимальным допустимым по правилам безопасности расчетным ускорением. Характер изменения динамических нагрузок в тяговых органах при разгоне подъемных установок с различными системами приводов показан на рис. 2 и 3.

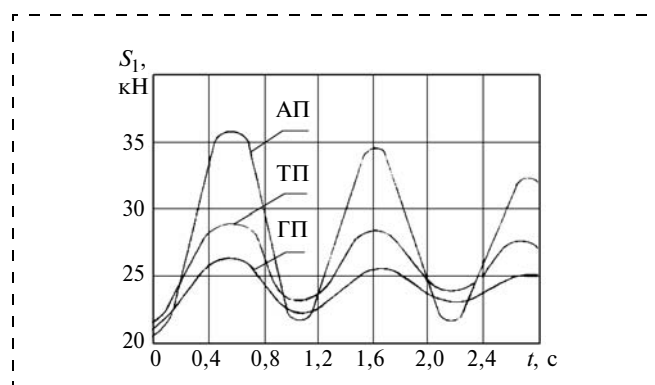


Рис. 2. Динамические характеристики натяжения тягового органа поднимающейся грузовой ветви  $S_1$  для подъемных установок с асинхронным приводом АП, тиристорным приводом ТП и гидроприводом ГП

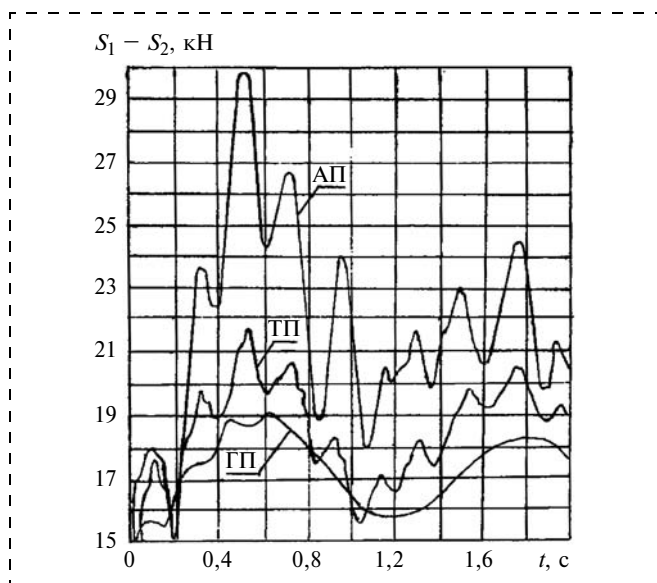


Рис. 3. Динамические характеристики разности натяжений ветвей тягового органа поднимающейся и опускающейся ветвей  $S_1 - S_2$  для подъемных установок с асинхронным приводом АП, тиристорным приводом ТП и гидроприводом ГП

Максимальные значения динамических параметров в электро- и гидромеханических системах передвижных проходческих подъемных установок и результаты расчета коэффициентов динамичности приведены в табл. 1.

В табл. 1 обозначены следующие динамические параметры:  $S_1$  — натяжение тягового органа в поднимающейся грузовой ветви;  $S_2$  — натяжение тягового органа опускающейся порожней ветви;  $S_1 - S_2$  — разность натяжений ветвей тягового органа;  $M_{ГМ}$  — момент на валу гидромотора безредукторного гидропривода;  $M_{эд}$  — момент на валу электродвигателя тиристорного привода и асинхронного привода соответственно;  $P_1 - P_2$  — перепад давления в напорной и сливной гидролиниях;  $I_{я}$  — ток якорной цепи тиристорного привода;  $\dot{\phi}_3$  — угловая скорость органа навивки двухконцевой проходческой подъемной установки;  $\psi$  — коэффициент динамичности.

Приведенные результаты динамического анализа свидетельствуют о существенном влиянии применяемой системы привода на динамические нагрузки в передвижных проходческих подъемных установках.

Выполненный сравнительный динамический анализ позволил установить, что динамичность подъемных установок с гидравлическим приводом ниже в сравнении:

а) с тиристорным постоянным током:

на 7,24 % по натяжению  $S_1$ ; на 7,33 % по натяжению  $S_2$ ; на 13,77 % по разности натяжений  $S_1 - S_2$ ;

на 27,4 % по моменту на валу двигателя; на 39,9 % по давлению и току двигателя;

б) с асинхронным приводом:

на 32,65 % по натяжению  $S_1$ ; на 13,9 % по натяжению  $S_2$ ; на 73,56 % по разности натяжений  $S_1 - S_2$ ; на 252,6 % по моменту двигателя.

Следовательно, применение безредукторного гидравлического привода в передвижных проходческих подъемных установках, при обеспечении одинаковых уровней динамичности, позволяет повысить грузоподъемность подъемных сосудов, а также производительность подъема:

а) в сравнении с приводом постоянного тока на 7,24 %;

б) в сравнении с асинхронным приводом на 32,65 %.

Так, например, при увеличении концевой нагрузки грузовой ветви для подъемной установки с гидравлическим безредукторным приводом с 22,71 до 28,80 кН (т. е. на 27 %) (рис. 4, 5 и табл. 2) хотя и приводит к увеличению по абсолютной величине динамических нагрузок в упругих элементах подъемной установки, но, тем не менее, они не достигают даже значений, которые имеют место для подъемных установок с асинхронным приводом при концевой нагрузке  $Q_1 = 22,71$  кН.

Следует заметить, что коэффициенты динамичности параметров при увеличении грузоподъемно-

Таблица 1

Максимальные значения основных параметров и коэффициентов динамичности подъемных установок с различными системами приводов

Параметр	Привод					
	гидравлический		тиристорный		асинхронный	
	Максимальное значение	Коэффициент динамичности $\psi$	Максимальное значение	Коэффициент динамичности $\psi$	Максимальное значение	Коэффициент динамичности $\psi$
$S_1$ , кН	26,9	1,093	28,85	1,172	35,97	1,461
$S_2$ , кН	8,59	1,009	9,10	1,069	9,769	1,148
$S_1 - S_2$ , кН	19,0	1,179	21,60	1,342	33,29	2,067
$M_{ГМ}$ , кН · м	13,1	1,424				
$M_{эд}$ , Н · м			596	1,814	2108	3,950
$P_1 - P_2$ , МПа	11,6	1,355				
$I_{я}$ , А			291	1,814		
$\dot{\phi}_3$ , через 2 с, с <sup>-1</sup>	1,90		1,90		1,90	

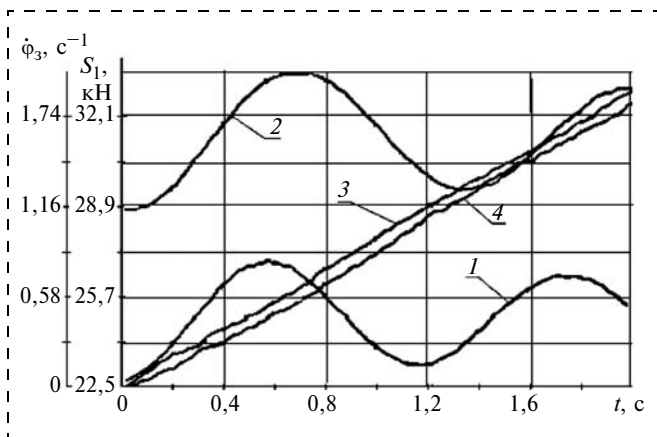


Рис. 4. Зависимости усилия  $S_1$  в грузовой ветви (1 – для концевой нагрузки  $Q_1 = 22,71$  кН; 2 – для концевой нагрузки  $Q_1 = 28,80$  кН) и угловой скорости  $\dot{\phi}_3$  вала гидромотора (3 – для концевой нагрузки  $Q_1 = 22,71$  кН; 4 – для концевой нагрузки  $Q_1 = 28,80$  кН) при разгоне подъемной установки

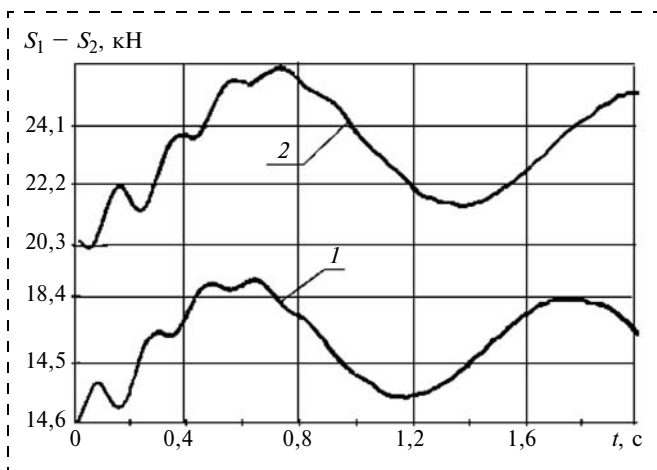


Рис. 5. Зависимости разности натяжений  $S_1 - S_2$  ветвей тягового органа двухконцевого подъема при увеличении концевой нагрузки: 1 –  $Q_1 = 22,71$  кН; 2 –  $Q_1 = 28,80$  кН при разгоне подъемной установки

Таблица 2

Максимальные значения и коэффициенты динамичности параметров для различных значений концевой нагрузки тягового органа грузовой ветви

Параметр	Концевая нагрузка тягового органа грузовой ветви, кН					
	$Q_1 = 22,71$			$Q_1 = 28,80$		
	Статика	Динамика	Коэффициент $\psi$	Статика	Динамика	Коэффициент $\psi$
$P_1 - P_2$ , МПа	8,56	11,6	1,355	12,14	15,19	1,251
$S_1$ , кН	24,613	26,9	1,093	30,703	33,70	1,098
$S_1 - S_2$ , кН	16,102	19	1,176	22,191	26	1,172
$M_{ГМ}$ , кН·м	9,2	13,10	1,424	12,804	17,20	1,343
$\dot{\phi}_3$ , $c^{-1}$	Через 2 с	1,87		Через 2 с	1,81	
$M_{ЭД}$ , Н·м		180			238	

сти возрастают незначительно, т. е. увеличиваются не пропорционально увеличению грузоподъемности. Это объясняется тем, что с увеличением нагрузки на элементы подъемной установки увеличивается нагрузка на привод и возрастают демпфирующие свойства безредукторного гидравлического привода.

Таким образом, расчетные данные о величине динамических усилий в упругих элементах проходческого подъема, вызванного пуском двигателя, показывают, что в современных подъемных машинах с малой величиной вращающихся и движущихся масс влияние двигателя для различных систем привода на амплитуды динамических нагрузок в тяговых органах весьма ощутимо.

Расчетами современных проходческих подъемных машин типа МПП с электромеханическим приводом установлена их недостаточно высокая надежность и долговечность, вызванная высокой динамичностью при эксплуатации.

При этом применение безредукторного гидравлического привода в проходческом подъеме позволяет использовать одно из основных его положительных свойств, а именно возможность изменения параметров простыми средствами. Поэтому, если характеристики безредукторного гидропривода и подъемной машины неблагоприятны с точки зрения динамики подъемной системы, всегда можно изменением жесткости, объема гидролиний, параметрами демперных элементов, инерционности системы привести эти характеристики в соответствие с требованиями обеспечения минимальной динамичности подъемной установки, имеющей заданный спектр нагрузки.

Результаты исследований свидетельствуют о том, что высокомоментный гидропривод отвечает требованиям, предъявляемым к приводам проходческих подъемных установок в большей мере, чем электромеханический.

Динамический анализ проходческих подъемных установок с различными системами приводов свидетельствует о том, что применение безредукторного гидропривода способствует снижению амплитуд упругих колебаний динамических нагрузок. Суммарная величина нагрузок на упругие элементы подъемной системы и, в частности, на тяговый орган, имеющий обычно самый малый срок службы в сравнении с другими элементами подъемных установок мало отличается от статических нагрузок, что подтверждается относительно низкими коэффициентами динамичности.



На основании выполненных исследований выявлено, что безредукторная гидромеханическая система проходческого подъема нагружена значительно меньше, чем электромеханическая. Для обеспечения одинаковой загрузки с системой подъема, имеющей электромеханический редукторный привод, выявляется эффективный способ значительного увеличения производительности проходческих подъемных установок — повышение величины поднимаемого груза, что можно успешно реализовать за счет навески бады большего типоразмера. Последнее обстоятельство имеет большое значение, так как позволяет увеличивать производительность подъемной установки, не увеличивая мощность привода.

Таким образом, использование безредукторного гидропривода в передвижных проходческих подъемных установках обеспечивает наилучшие условия работы проходческого подъема. Позволяет значительно снизить динамические усилия в упругих элементах подъемной системы и при уве-

личении грузоподъемности будет способствовать повышению производительности проходческого подъема, что в конечном счете позволит увеличить скорость проходки вертикальных стволов и сократить сроки строительства новых шахт.

#### Список литературы

1. **Борохович А. И., Вагин В. С.** Уравнения динамики передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным гидроэлектроприводом // Известия вузов. Горный журнал. 1989. № 4. С. 92–96.
2. **Вагин В. С.** Уравнения движения безредукторного гидравлического привода проходческих подъемных установок // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2011. № 9. С. 269–273.
3. **Копылов И. П., Мамедов Ф. А., Беспалов В. Я.** Математическое моделирование асинхронных машин. М.: Энергия, 1969. 97 с.
4. **Динкель А. Д., Католиков В. Е., Петренко В. И.** и др. Тиристорный электропривод рудничного подъема. М.: Недра, 1977. 312 с.

УДК 622

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

E-mail: info@tsu.tula.ru

## Математическая модель и имитационное моделирование взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с грунтовым массивом

*Разработана математическая модель взаимодействия исполнительного органа прокалывающей установки с грунтовым массивом. Экспериментальная проверка подтвердила адекватность модели и возможность использования результатов имитационного моделирования для обоснования конструкции исполнительного органа и режимов работы прокалывающей установки.*

**Ключевые слова:** управляемый прокол, головная секция, напряженно-деформированное состояние, усилие прокола.

**V. I. Sarychev, A. E. Pushkarev, A. A. Rogachev, A. V. Pushenko**

## Mathematical Model and Imitating Simulation of Interaction between Penetration Unit Executive Organ and Rock Massive

*Mathematic model of interaction between penetration unit executive organ and rock massive has made. Experimental research and modeling results are right and can be used for calculation of penetration unit construction and working parameters.*

**Keywords:** control penetration, executive organ, stress-strain and deformation condition, penetrative force.

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 обуславливают необходимость создания технических средств, обеспечивающих образование выработок с минимальным воздействием на окружающий массив. В значительной степени этим условиям отвечают машины, реализующие 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.

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

Управление прокалывающим исполнительным органом сводится к решению двух основных задач — к определению общего усилия прокола и обеспечению заданной траектории трассы прокола, которые предопределяются только режимом проникновения става в грунт без его вращения. Решение первой задачи нашло свое отражение в работах [5, 6], в которых было установлено, что общее усилие прокола  $P_{пр}$  складывается из четырех составляющих:

$$P_{пр} = P_{упл} + P_{тр} + P_{сц} + P_{упр}, \quad (1)$$

где  $P_{упл}$  — усилие, затрачиваемое на уплотнение грунта при вдавливании головной секции испол-

нительного органа в массив;  $P_{тр}$  — усилие для преодоления силы трения става о грунт, возникающей под влиянием напряженного состояния массива и собственного веса става;  $P_{сц}$  — усилие для преодоления сцепления става с массивом;  $P_{упр}$  — усилие, необходимое для управления ставом при обеспечении заданной траектории.

Первые три составляющие, как показано в работах [5, 6], определяются на основании заданных горно-геологических условий ведения горных работ, физико-механических свойств массива грунта и технических характеристик исполнительного органа (става).

Наибольшую сложность вызывает определение усилия  $P_{упр}$ , так как при этом необходимо оценить взаимодействие не только головной секции с грунтовым массивом, но и всего става при его искривлении по всей длине, что требует учета следующих влияющих факторов: длины  $l_{ст}$ , внешнего  $d$  и внутреннего  $d_{вн}$  диаметров става; угла наклона  $\alpha$  рабочей площадки головной секции; изгибной жесткости става  $E_{ст}J_{ст}$  ( $E_{ст}$  — модуль упругости материала става;  $J_{ст} = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_{вн}^4)$  — момент инерции сечения става); сцепления материала конструкции става с грунтом  $C_{ст}$  и его трения по грунту  $f$ ; механических характеристик грунтового массива (модуль упругости  $E_{гр}$ , коэффициент Пуассона  $\nu_{гр}$ ).

Решение задачи обеспечивают контроль и возможность оперативной корректировки такого режима работы прокалывающей установки, как ее пуск с продавливанием става без его вращения. Оценка соответствия положения става проектному профилю трассы проводится по расчетному отклонению головной секции от заданной траектории.

Реализация данной задачи невозможна без определения напряженно-деформированного состояния исполнительного органа при его контактном взаимодействии с грунтовым массивом по всей длине. В качестве базового метода используется универсальный численный метод начальных параметров, хорошо зарекомендовавший себя при решении ряда задач горной геомеханики [1, 2].

На рис. 1 представлена расчетная схема взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом, на которой (в дополнение к выше описанным) приняты следующие обозначения:  $Q_0$  и  $M_0$  — поперечная сила и изгибающий момент в начальном (нулевом) сечении исполнительного органа — в месте его крепления к агрегату, которое характе-

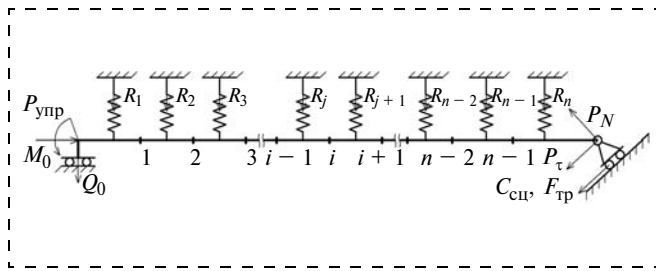


Рис. 1. Схема к расчету напряженно-деформированного состояния исполнительного органа

ризуется жестко-сдвигаемым узлом, отражающим строго горизонтальное поступательное движение;  $P_N$  и  $P_\tau$  – реактивные нормальная и касательная силы на рабочей поверхности головной секции исполнительного органа;  $C_{сц}$  и  $F_{тр}$  – сила сцепления и сила трения на контактной поверхности головной секции (отметим сразу, что  $F_{тр} = P_N f$ );  $R_j$  – реакции отпора грунта на  $j$ -м участке става ( $j = 1, 2, \dots, n$ ), имитирующие взаимодействие става с грунтовым массивом. Со стороны кинематических факторов выступают угол поворота  $\theta_0$  и вертикальное перемещение (отклонение)  $x_0$  в начальном сечении, а также  $\theta_n$  и  $x_n$  в конечном сечении исполнительного органа. В начальном узле закрепления  $\theta_0$  и  $x_0$  равны 0, тогда как конечное сечение за счет наложения реактивных сил является стесненно перемещаемым, т. е.  $\theta_n$  и  $x_n$  не равны 0.

Сущность метода начальных параметров сводится к тому, чтобы найти неизвестные силовые и кинематические факторы в начальном сечении конструкции, на основании которых затем определяются внутренние усилия и перемещения по всей длине исполнительного органа. Исходя из граничных условий в данном случае задача будет решена, когда будут найдены неизвестные  $Q_0$  и  $M_0$ , так как  $\theta_0 = 0$  и  $x_0 = 0$ . Кроме того, в процессе решения определяются также и реактивные силы  $P_N$ ,  $P_\tau$  и  $P_j$ .

Решение поставленной задачи становится возможным только после образования двух групп уравнений, первая из которых описывает статико-кинематическое состояние става, а вторая отражает взаимодействие исполнительного органа с вмещающим грунтовым массивом. Основные принципы формирования статико-кинематических уравнений и уравнений взаимодействия става с вмещающим массивом предложены в работе [2]. Математическая модель напряженно-деформированного состояния исполнительного органа имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} Q_0 - P_N \cos \alpha + P_\tau \sin \alpha + \sum_{j=1}^n R_j &= 0; \\ P_N \sin \alpha + P_\tau \cos \alpha &= P_{упр}; \\ Q_0 l_{ст} + M_0 + \sum_{j=1}^n R_j a_{MR_j} &= 0; \\ -P_N f + P_\tau &= C_{сц} \frac{\pi d^2}{4 \sin \alpha}; \\ \frac{Q_0 a_{x_j Q}}{6 E_{ст} J_{ст}} + \frac{M_0 a_{x_j M}}{2 E_{ст} J_{ст}} + \frac{\sum_{t=1}^j R_t a_{x_j R_t}}{6 E_{ст} J_{ст}} &= R_j \frac{1 + \nu_{гр}}{2 E_{гр} l_j}. \end{aligned} \right\} (2)$$

В системе уравнений приняты следующие обозначения коэффициентов влияния:  $a_{MR_j} = \sum_{k=j}^n l_k - \frac{1}{2} l_j$ ;

$$a_{x_j Q} = \left( \sum_{k=1}^j l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^3; \quad a_{x_j M} = \left( \sum_{k=1}^j l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^2;$$

$$a_{x_j R_t} = \left( \sum_{k=t}^j l_k - \frac{l_t + l_j}{2} \right)^3; \quad l_j - \text{длина } j\text{-го участка}$$

расчетной схемы;  $k$  и  $t$  – текущие порядковые номера участков.

Первые три уравнения определяют условия равновесия расчетной схемы; четвертое уравнение характеризует напряженное состояние на площадке скольжения головной секции (в основе лежит условие прочности Кулона–Мора [3]); пятое уравнение формирует группу из  $n$  уравнений (по числу участков), имитирующих условие взаимодействия става с массивом грунта. Левая часть этого уравнения отражает вертикальное перемещение става на  $j$ -м участке, правая часть – деформацию массива, т. е. выполняется условие совместности перемещений става и массива. В правой части пятого уравнения коэффициент при  $R_j$  характеризует упругий отпор грунта.

Полученная система содержит в общем случае  $(4 + n)$  уравнений, а решением системы является определение неизвестных начальных параметров  $Q_0$  и  $M_0$ , нормальной  $P_N$  и касательной  $P_\tau$  реактивных сил по площадке скольжения и реактивных усилий отпора грунтового массива  $R_j$ . Система формируемых линейных уравнений является разрешимой при задании силы  $P_{упр}$ , как части общего усилия прокола.

Определение неизвестных в системе (2) позволяет найти поперечные  $Q_i$  и продольные  $N_i$  силы,

изгибающие моменты  $M_i$ , углы поворота  $\theta_i$ , вертикальные перемещения  $x_i$  и напряжения  $\sigma_i$  в любом  $i$ -м сечении исполнительного органа, т. е. найти его напряженно-деформированное состояние. Для этого необходимо воспользоваться следующими формулами:

$$Q_i = Q_0 + \sum_{j=1}^i R_j; \quad (3)$$

$$N_i = P_{\text{упр}}; \quad (4)$$

$$M_i = Q_0 \sum_{j=1}^i l_j + M_0 + \sum_{j=1}^i R_j \left( \sum_{k=j}^i l_k - \frac{1}{2} l_j \right); \quad (5)$$

$$\theta_i = \frac{1}{2E_{\text{ст}}J_{\text{ст}}} \left( Q_0 \left( \sum_{j=1}^i l_j \right)^2 + 2M_0 \sum_{j=1}^i l_j + \sum_{j=1}^i R_j \left( \sum_{k=j}^i l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^2 \right); \quad (6)$$

$$x_i = \frac{1}{2E_{\text{ст}}J_{\text{ст}}} \left( Q_0 \left( \sum_{j=1}^i l_j \right)^3 + M_0 \left( \sum_{j=1}^i l_j \right)^2 + \sum_{j=1}^i R_j \left( \sum_{k=j}^i l_k - \frac{1}{2} l_j \right)^3 \right); \quad (7)$$

$$\sigma_i = \frac{N_i}{S_{\text{ст}}} \pm \frac{M_i}{W_{\text{ст}}}, \quad (8)$$

где  $S_{\text{ст}} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_{\text{вн}}^2)$  и  $W_{\text{ст}} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{d^4 - d_{\text{вн}}^4}{d} \right)$  – площадь и момент сопротивления поперечного сечения става.

Как уже отмечалось выше, важнейшим показателем контроля соответствия фактического положения става проектному профилю трассы является отклонение головной секции. Выражение (7) позволяет осуществлять такую оценку, а также обеспечивает выбор необходимого усилия прокола с учетом заданных конструктивных и геотехнологических характеристик. Для этого при любом шаге изменения длины става необходимо проводить расчет перемещения  $x_i$  в конечном сечении става (на головной секции), т. е. при  $i = n$ .

Разработанная математическая модель, включающая систему (2) и уравнения (3)–(8), была реализована в виде пакета прикладных программ, позволяющего выполнять многовариантные исследования работы прокалывающего исполнитель-

ного органа в широком диапазоне геотехнологических условий при изменении его конструктивных параметров.

Результаты проведенных в лабораторных условиях экспериментальных исследований [4] стали базой для апробации разработанной математической модели и программного обеспечения. Моделирование проводилось при типовом наборе значений физико-механических характеристик грунта и конструктивных параметров исполнительного органа. Статистический анализ результатов лабораторного и имитационного моделирования отклонений головной секции исполнительного органа показал, что средняя относительная погрешность не превышала 10...15 %, что говорит о высокой степени адаптации разработанной модели к решению реальных задач. В итоге стало возможным проведение многовариантных исследований методами численного моделирования взаимодействия исполнительного органа с грунтовым массивом в широком диапазоне исходных данных.

В процессе адаптации расчетной модели было выявлено, что наибольшее влияние на отклонение головной секции исполнительного органа от заданной траектории заложения выработки оказывают следующие факторы: усилие  $P_{\text{упр}}$ , как составляющее общего усилия прокалывания; жесткость грунтового массива  $K_{\text{гр}} = E_{\text{гр}}/(1 - \nu_{\text{гр}})$ ; длина става  $l_{\text{ст}}$ ; угол наклона рабочей площадки головной секции к оси става  $\alpha$ ; коэффициент трения  $f$  става о грунт. В связи с этим моделирование осуществлялось при изменении данных показателей в следующих пределах, реально отражающих конструктивные и физико-механические характеристики:  $10 \text{ кН} \leq P_{\text{упр}} \leq 30 \text{ кН}$ ;  $500 \text{ кПа} \leq K_{\text{гр}} \leq 40000 \text{ кПа}$ ;  $0,5 \text{ м} \leq l_{\text{ст}} \leq 4,5 \text{ м}$ ;  $30^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ ;  $0,3 \leq f \leq 0,6$ .

Исследования проводились для трех модификаций исполнительного органа (сортовых профилей проката труб малого диаметра):  $\varnothing 70 \times 10 \text{ мм}$ ;  $\varnothing 96,5 \times 14 \text{ мм}$ ;  $\varnothing 120 \times 15 \text{ мм}$ . В качестве постоянных параметров были приняты длина головной секции ( $l_{\text{г}} = 0,1 \text{ м}$ ) и коэффициент Пуассона ( $\nu_{\text{гр}} = 0,3$ ). Варьирование сцепления  $C_{\text{ст}}$  от 1 до 10 кПа, как показали результаты расчетов, не приводило к существенным отклонениям исследуемых параметров (изменения в результатах не превышали 1 %).

В общем случае при варьировании приведенных исходных параметров моделировалось более 3200 геотехнологических ситуаций. В качестве графической иллюстрации результатов моделирования на рис. 2 приведены зависимости отклонения головной секции  $x_n$  от длины става при изменении

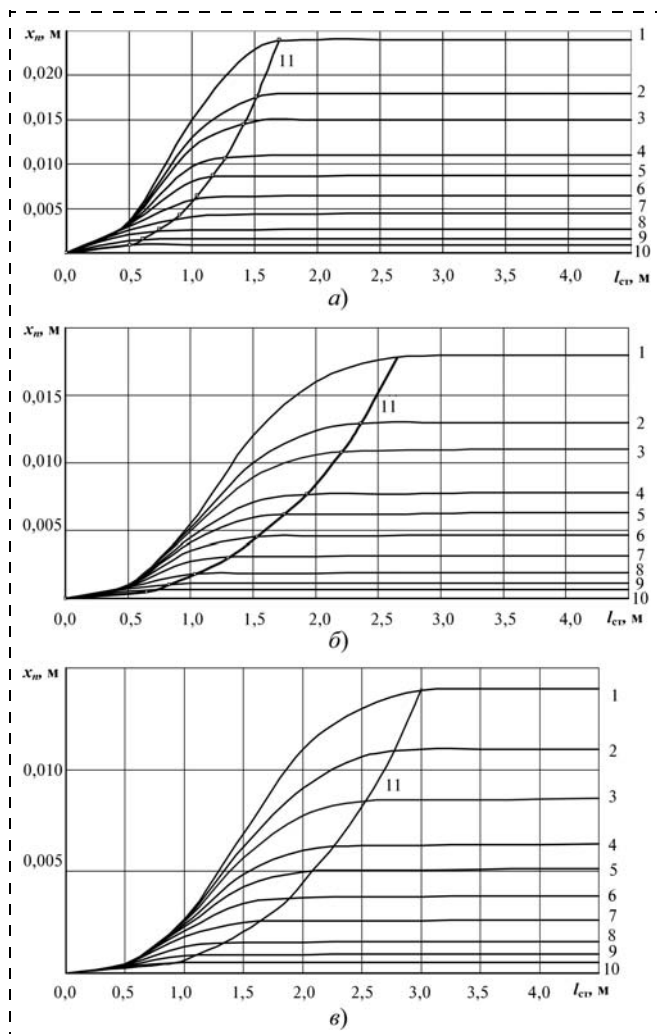


Рис. 2. Зависимости отклонений головной секции от длины става модификаций  $70 \times 10$  (а),  $96,5 \times 14$  (б) и  $120 \times 15$  мм (в) при жесткости  $K_{гр}$ , равной: 1 – 500 кПа; 2 – 750 кПа; 3 – 1000 кПа; 4 – 1500 кПа; 5 – 2000 кПа; 6 – 3000 кПа; 7 – 5000 кПа; 8 – 10000 кПа; 9 – 20000 кПа; 10 – 40000 кПа

жесткости грунтового массива и при значениях  $\alpha = 30^\circ$ ,  $f = 0,3$  и  $P_{упр} = 10$  кН. Аналогичные зависимости были получены и для всех других ситуаций.

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

Приведенные зависимости показывают, что при определенной длине исполнительного органа изменение отклонений головной секции от прямолинейной трассы становится незначительным, асимптотически приближаясь к максимальной величине  $x_{mmax}$ . Например, для слабых грунтов с жесткостью 500 кПа при длине  $l_{ст}$  более 1,7 м отклонения не превышают 1...2% от  $x_{mmax} = 14,0$  мм,

а для грунтов с  $K_{гр} = 5000$  кПа такая величина  $x_{mmax}$  достигается уже при  $l_{ст} = 0,9$  м.

Общий анализ результатов моделирования показал, что максимальные отклонения в конечном сечении головной секции  $x_{mmax}$  возникают при минимальных значениях коэффициента трения  $f$  и угла наклона  $\alpha$ . Так, для анализируемых трех модификаций исполнительного органа они составляют 24,0; 17,5 и 13,9 мм. Данные отклонения фиксировались при длине  $l_{ст}$ : 1,7; 2,65 и 3,0 м. Отсюда можно сделать вывод о наличии активной управляющей зоны исполнительного органа у головной секции, размер которой изменяется в зависимости от механических характеристик грунта. Точки на каждой из кривых 1...10, соответствующие границам этих зон, объединены на рис. 2 кривой 11.

Таким образом, полученные методом имитационного моделирования результаты выявили, что при управлении процессом прокола в конструктивном отношении к основным влияющим факторам следует отнести: угол наклона рабочей поверхности головной секции, жесткость става (модификацию) и длину активной части исполнительного органа. В качестве режимного параметра выступает  $P_{упр}$  – составляющая общего усилия прокола.

При анализе графической интерпретации результатов моделирования можно отметить, что изменение активной зоны исполнительного органа имеет вид ярко выраженной ветви степенной функции. Обработка всей совокупности результатов методами математической статистики позволила получить обобщенные эмпирические зависимости изменения активной зоны исполнительного органа для трех его модификаций от жесткости грунтового массива:

- для профиля  $d = 70,0$  мм
 
$$l_{акт} = 9,734 K_{гр}^{-0,279}; \quad (9)$$

- для профиля  $d = 96,5$  мм
 
$$l_{акт} = 21,653 K_{гр}^{-0,331}; \quad (10)$$

- для профиля  $d = 120,0$  мм
 
$$l_{акт} = 18,619 K_{гр}^{-0,286}. \quad (11)$$

При этом корреляционное отношение было не менее 0,95.

В целях лучшего восприятия данные зависимости представлены графически на рис. 3. Полученные зависимости позволяют определять активную зону исполнительного органа при изменении модуля упругости и коэффициента

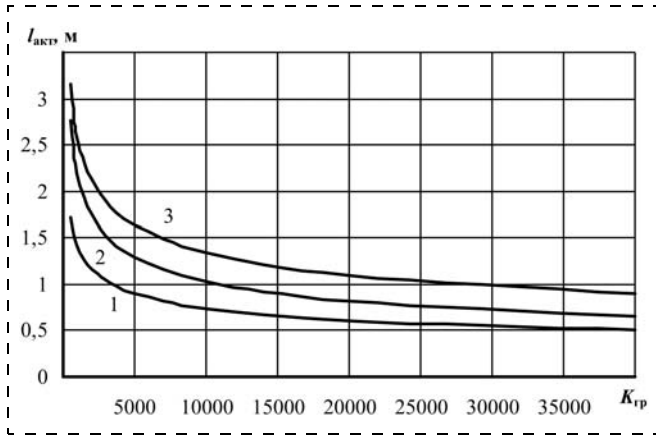


Рис. 3. Изменение активной зоны става  $l_{\text{акт}}$  модификаций  $70 \times 10$  (1),  $96,5 \times 14$  (2) и  $120 \times 15$  мм (3) от жесткости грунтового массива  $K_{\text{гр}}$

Пуассона грунтового массива. При этом длина  $l_{\text{акт}}$  не зависит от усилия  $P_{\text{упр}}$ , 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:

$$x_n = \frac{P_{\text{упр}}}{E_{\text{ст}} J_{\text{ст}}} \frac{\sin \alpha_{\text{пред}} - \sin \alpha}{f^{0,6}} \left( \frac{E_{\text{ст}} J_{\text{ст}}}{K_{\text{гр}}} \right)^{0,752}. \quad (12)$$

В уравнении (12)  $\alpha_{\text{пред}}$  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  $P_{\tau}$  через составляющую  $P_{\text{упр}}$ , в результате чего формируется соотношение  $\alpha_{\text{пред}} > \text{arccctg} f$ , которое при сохранении неравенства обуславливает возможность отклонения рабочего органа от прямолинейной оси выработки.

Таким образом, полученное по итогам численного моделирования уравнение позволяет определять отклонение в конечном сечении головной секции става при любой комбинации физико-механических характеристик грунта ( $E_{\text{гр}}$ ,  $\nu_{\text{гр}}$ ,  $f$ ), кон-

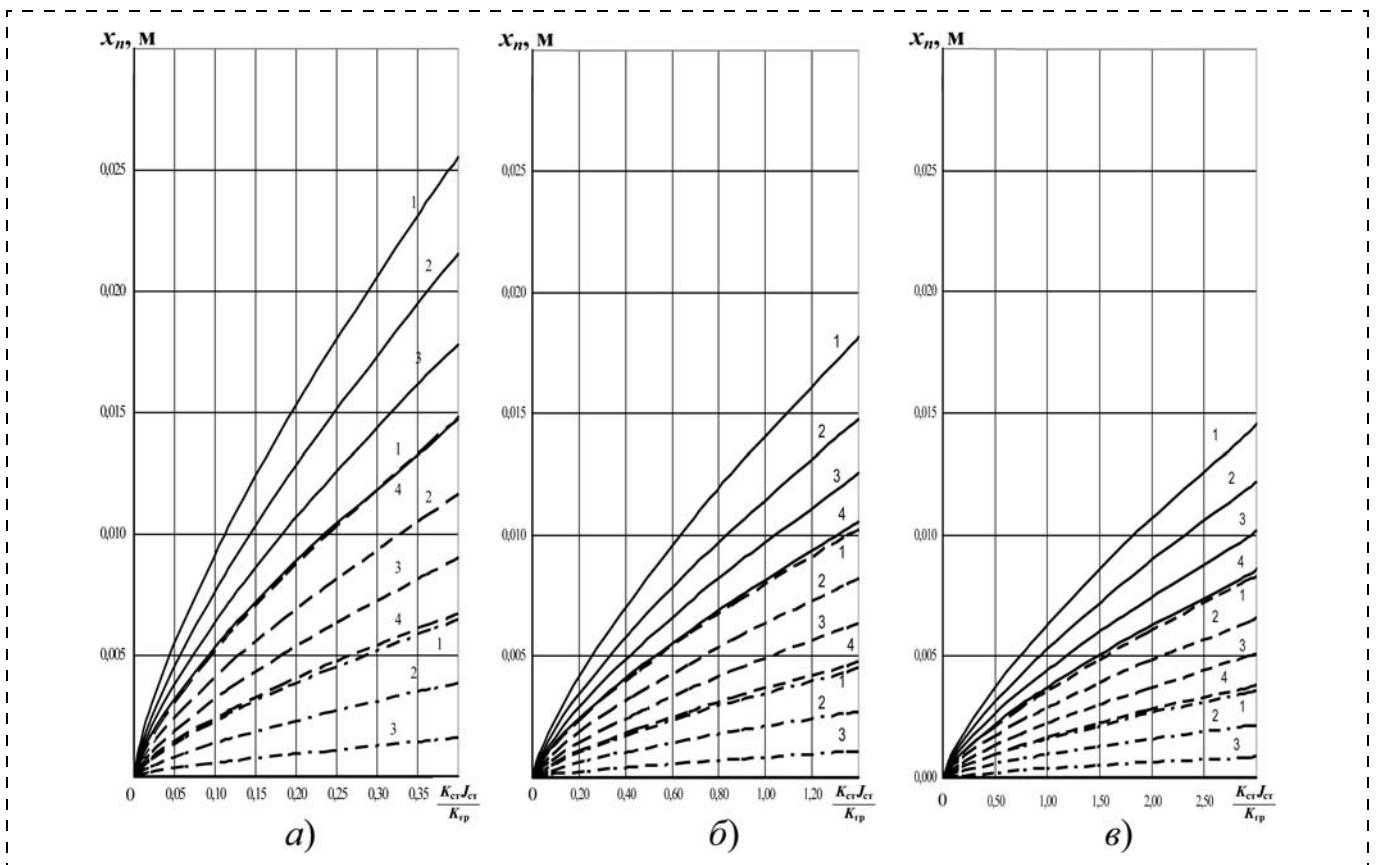


Рис. 4. Зависимости изменения отклонений головной секции става модификаций  $70 \times 10$  (а),  $96,5 \times 14$  (б) и  $120 \times 15$  мм (в) от сочетания физико-механических и конструктивных параметров при: 1 –  $f = 0,3$ ; 2 –  $f = 0,4$ ; 3 –  $f = 0,5$ ; 4 –  $f = 0,6$ ; — — — —  $\alpha = 30^\circ$ ; - - - -  $\alpha = 45^\circ$ ; - · - · -  $\alpha = 60^\circ$

структивных параметров исполнительного органа, которые характеризуются моментом инерции сечения става  $J_{ст}$ , модулем деформации материала става  $E_{ст}$  и углом наклона рабочей площадки головной секции к продольной оси става  $\alpha$ . Работоспособность формулы (12) при комбинации таких параметров проиллюстрирована графически на рис. 4 для трех модификаций става при  $\alpha$ , равном 30, 45 и 60°, и  $f$  со значениями 0,3; 0,4; 0,5 и 0,6.

Сравнение усилий прокола, полученных при равных показателях отклонений головной секции исполнительного органа  $x_n$  расчетным путем из выражения (12), с экспериментальными подтвердило высокую степень сходимости получаемых результатов (корреляционное отношение не менее 0,84).

#### Список литературы

1. Каретников В. Н., Клейменов В. Б., Бреднев В. А. Автоматизированный расчет и конструирование металлургических крепей подготовительных выработок. М.: Недра, 1984. 312 с.

2. Сарычев В. И. Геомеханическое обоснование параметров систем разработки короткими забоями толстых угольных пластов средней мощности: Дис. ... д-ра техн. наук. Тула: ТулГУ, 2000. 284 с.

3. Феодосьев В. И. Сопrotивление материалов. М.: Наука, 1979. 560 с.

4. 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 // Известия ТулГУ. Сер. Экология и безопасность жизнедеятельности. 2006. Вып. 8. С. 158–160.

5. Рогачев А. А., Бреннер В. А., Головин К. А., Пушкарев А. Е., Сарычев В. И. Математическое моделирование процесса взаимодействия исполнительного органа прокалывающей машины с грунтовым массивом // Материалы III Междунар. научн. симп. "Ударно-вибрационные системы, машины и технологии". Орел: ОрелГУ, 2006. С. 510–520.

6. Рогачев А. А., Бреннер В. А., Головин К. А., Пушкарев А. Е., 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 622.794.502

В. И. Александров, д-р техн. наук, проф., П. Н. Махараткин, канд. техн. наук, доц.,  
С. Ю. Авксентьев, канд. техн. наук, асс., СПГГУ, г. Санкт-Петербург

E-mail: alexvict@spmi.ru

## Энергоемкость гидравлического транспортирования крупнодисперсных и мелкодисперсных гидросмесей

*Показано, что удельная энергоемкость гидравлического транспорта хвостов обогащения минерального сырья зависит от концентрации твердой фазы и эта зависимость имеет экстремальный характер. С увеличением концентрации удельная энергоемкость уменьшается до некоторого наименьшего значения, после которого, при дальнейшем увеличении концентрации, энергоемкость возрастает. Полученные результаты позволяют при проектировании гидротранспорта обоснованно подойти к выбору трубопроводов и насосного оборудования.*

**Ключевые слова:** гидросмесь, твердые частицы, концентрация, удельная энергоемкость.

V. I. Alexandrov, P. N. Maharatkin, S. Yu. Avksentev

## Specific Power Consumption of Hydraulic Transport for Mineral Raw Materials Products Processing

*It is shown that specific power consumption of hydrotransport ore tails depends from concentration of a solid phase and this dependence has extreme character. With increasing of solid particles concentration the specific power consumption aspires to limiting value and with the subsequent increase in concentration the power consumption increases too. The received results allow soundly to make choice of pipelines parameters and the pumping equipment at designing of hydrotransport systems for conditions of the least power losses.*

**Keywords:** slurry, solid particles, concentration, specific power consumption.

Анализ расчетных методик по определению удельных потерь напора при гидравлическом транспорте сыпучих материалов, например хвостов обогащения минерального сырья в горной промышленности, показывает, что с увеличением концентрации их величина возрастает. Увеличение концентрации всегда приводит к увеличению производительности по твердому материалу и снижению общего расхода, что само по себе весьма положительно. В связи с этим величина мощности (энергии), определяемая произведением давления и расхода, будет уменьшаться при росте концентрации до некоторого предельного значения, при достижении которого должен происходить ее рост. Нахождение максимума концентрации твердого материала в потоке гидросмеси, которому будет соответствовать минимум потребляемой мощности, является важной научно-технической задачей, решение которой будет способствовать увеличению эффективности рабочего процесса и оборудования гидротранспортного комплекса [1, 2].

Удельная энергоёмкость гидротранспортирования определяется мощностью, расходуемой при транспортировании 1 т твердого материала на расстояние 1 км, и может быть рассчитана по формуле

$$e = \frac{N}{q_{\text{ТВ}} L}, \quad (1)$$

где  $e$  – удельная энергоёмкость, кВт · ч/(т · км);  $N$  – мощность, затрачиваемая на транспортирование гидросмеси, кВт;  $q_{\text{ТВ}}$  – производительность системы по твердому материалу, т/ч;  $L$  – длина трубопровода (расстояние транспортирования), км.

Мощность, затрачиваемая на транспортирование гидросмеси, определяется параметрами перекачиваемого потока гидросмеси и численно равна произведению объемного секундного расхода  $Q_{\text{см}}$  гидросмеси и необходимого давления, достаточного для преодоления гидравлических сопротивлений  $p$ , т. е.

$$N = \frac{Q_{\text{см}} p}{1000} = \frac{Q_{\text{см}} \rho_{\text{см}} g H}{1000}, \quad (2)$$

где  $p = \rho_{\text{см}} g H$  – рабочее давление, Па;  $\rho_{\text{см}}$  – плотность транспортируемой гидросмеси, кг/м<sup>3</sup>;  $H = i_{\text{см}} L$  – потребный напор (удельная энергия) системы гидротранспорта, м вод. ст.;  $i_{\text{см}}$  – удельные потери напора, м вод. ст./м;  $L$  – длина трубопровода, м.

Подставив соответствующее выражение для мощности, получим формулу (1) в следующем виде

$$e = \frac{\rho_{\text{см}} g i_{\text{см}}}{3,6 \rho_{\text{ТВ}} c_{\text{ТВ}}}, \quad (3)$$

где  $\rho_{\text{ТВ}}$  – плотность твердого материала, т/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{ТВ}}$  – объемная концентрация твердого материала в гидросмеси, доли ед.

Формула показывает, что энергоёмкость гидротранспортной системы зависит от величины концентрации твердых частиц в объеме транспортируемой гидросмеси, плотности твердого материала и гидросмеси и удельных потерь напора. Формулу (3) можно представить в виде следующего выражения

$$e = AB, \quad (4)$$

где  $A = \frac{g}{3,6 \rho_{\text{ТВ}}}$  – постоянный множитель, зависящий только от плотности твердого материала;

$B = \frac{\rho_{\text{см}} i_{\text{см}}}{c_{\text{ТВ}}}$  – параметр, величина которого определяется концентрацией твердых частиц в объеме перекачиваемой гидросмеси, который назовем приведенной плотностью.

Приведенную плотность  $B$  можно рассматривать как критерий энергоёмкости процесса гидравлического транспорта. Основной величиной, определяющей  $B$ , являются потери напора  $i_{\text{см}}$ , значение которых зависит от концентрации твердых частиц  $c_{\text{ТВ}}$ .

Таким образом, кривая удельных потерь напора является возрастающей функцией концентрации твердых частиц, а кривая расхода, наоборот, убывающей функцией концентрации. Следовательно, кривые удельных потерь напора и расхода имеют единственное общее значение концентрации, которое в этом случае можно считать критическим значением –  $c_{\text{ТВ.кр}}$ .

Для каждого вида гидросмеси, характеризующейся определенным гранулометрическим составом, необходимой производительностью по твердому материалу, имеется вполне определенная критическая концентрация. При концентрациях, меньших критической, потребляемая мощность гидротранспортной системы уменьшается с ростом концентрации. После достижения значения концентрации, равной критической, потребляемая мощность с дальнейшим ростом концентрации увеличивается.

На рис. 1 приведены графические зависимости изменения расхода гидросмеси и удельных потерь напора от концентрации, которые показывают, что обе кривые имеют общую точку, соответствующую общему значению концентрации твердого материала.

Наличие критического значения концентрации твердого материала в объеме гидросмеси опреде-



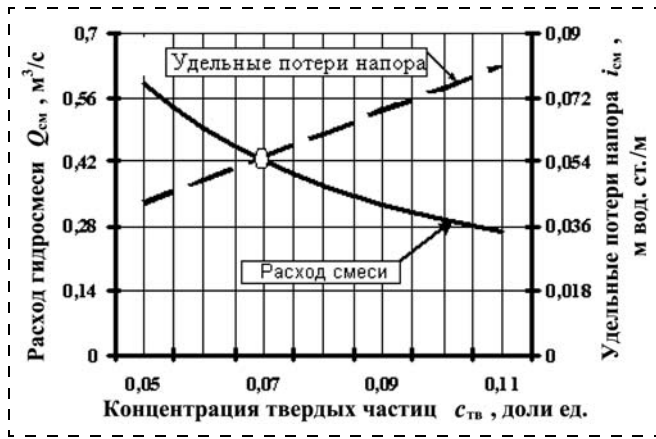


Рис. 1. Графические зависимости расхода и удельных потерь напора от концентрации твердых частиц (точка пересечения определяет значение критической концентрации)

ляет минимальное значение приведенной плотности  $B$ . Кривые  $Q(c_{ТВ})$  и  $i_{см}(c_{ТВ})$  имеют общее решение, соответствующее критическому значению концентрации и минимальному значению приведенной плотности  $B$ , как критерия энергоемкости, что подтверждается графиком зависимости  $B(c_{ТВ})$  (рис. 2).

Произведение расхода и потерь давления определяет мощность процесса транспортирования, которая также будет иметь минимальное значение при достижении критической концентрации (рис. 3).

Полученные теоретические зависимости по энергетическим затратам при течении гидросмесей по трубопроводам показывают, что всегда имеется некоторое предельное значение концентрации твердых частиц в объеме гидросмеси, при котором расходующая мощность и удельная энергоемкость принимают наименьшие значения для заданных



Рис. 2. График изменения приведенной плотности  $B$  от концентрации твердых частиц в объеме гидросмеси

механических характеристик твердого материала. К таким характеристикам относятся: гранулометрический состав твердых частиц, их крупность и плотность.

Покажем это на конкретном расчетном примере.

Транспортируется  $q_{ТВ} = 368$  т/ч хвостов обогащения железной руды (Качканарский ГОК "Ванадий"). Плотность твердых хвостов  $\rho_{ТВ} = 3,45$  т/м<sup>3</sup>. Длина гидротранспортного трубопровода  $L = 2$  км. Необходимо определить концентрацию гидросмеси, соответствующую наименьшей энергоемкости процесса гидравлического транспорта.

Выразим расчетные параметры как функции концентрации  $c_{ТВ}$ :

объемный расход пульпы, м<sup>3</sup>/с:

$$Q = \frac{q_{ТВ}}{3600 \rho_{ТВ} c_{ТВ}} = \frac{368}{3600 \cdot 3,450 \cdot c_{ТВ}} = \frac{0,0296}{c_{ТВ}};$$

диаметр трубопровода, м, [3]:

$$D = 0,51 \left( \frac{q_{ТВ}}{c_{об} \rho_{ТВ}} \right)^{0,37} = 0,51 \left( \frac{368}{3600 \cdot 3,45 \cdot c_{об}^{1,17}} \right)^{0,37} = \frac{0,139}{c_{об}^{0,433}};$$

средняя скорость потока гидросмеси для принятого диаметра трубопровода, м/с:

$$v_{ср} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0296}{c_{об} \pi} \cdot \left( \frac{c_{об}^{0,433}}{0,139} \right)^2 = \frac{1,95}{c_{об}^{0,134}};$$



Рис. 3. Зависимость мощности гидротранспорта от концентрации твердых частиц в потоке гидросмеси

критическая скорость, м/с [3]:

$$v_{кр} = 7,8 \cdot c_{об}^{0,17} \sqrt[3]{D} =$$

$$= 7,8 \cdot c_{об}^{0,17} \sqrt[3]{\frac{0,139}{0,433}} = 4,04 \cdot c_{об}^{0,026};$$

соотношение критической и средней скорости потока гидросмеси в трубопроводе:

$$\alpha = \frac{v_{кр}}{v_{ср}} = \frac{4,04 \cdot c_{об}^{0,026} \cdot c_{об}^{0,134}}{1,95} = 2,07 \cdot c_{об}^{0,16}.$$

Отметим в качестве пояснения, что если коэффициент  $\alpha > 1$ , то на его величину необходимо умножить расчетное значение дополнительных потерь напора  $\Delta i_B$ , расходуемых на транспортирование твердой фазы. В связи с этим в расчетах желательно, чтобы средняя скорость потока пульпы несколько превышала критическую. Если это условие не соблюдается, то трубопровод будет работать с неподвижным слоем осадка (слой заилиения);

удельные потери напора на транспортирование оборотной воды по формуле Дарси-Вейсбаха, м вод. ст./м:

$$i_B = \lambda \frac{v_{ср}^2}{2gD} = \lambda \frac{1,95^2 \cdot c_{об}^{0,433}}{2g \cdot c_{об}^{0,268} \cdot 0,139} = 1,394 \cdot \lambda c_{об}^{0,165};$$

число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_{ср} D}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости оборотной воды, м<sup>2</sup>/с.

Если  $Re < 700\ 000$  (течение происходит в турбулентной зоне трения), то коэффициент гидравлических сопротивлений  $\lambda = \frac{0,31}{\lg(Re - 1)^2}$ ; если

$$Re \geq 700\ 000, \text{ то } \lambda = \left( 1,74 + 2 \lg \frac{1}{2 \frac{k}{D}} \right)^{-2} \text{ – течение}$$

происходит в квадратичной зоне трения, и коэффициент  $\lambda$  не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только относительной шероховатостью стенок трубы  $k/D$  (здесь  $k$  – абсолютная шероховатость). Практика показывает, что для больших диаметров трубопроводов и действующих критических скоростей режим течения всегда квадратичный с постоянным значением коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda \approx 0,014$ ;

дополнительные потери напора по формуле [3]:

$$\Delta i_B = 0,61 c_{об};$$

потери напора на транспортирование пульпы:

$$i = i_B + \Delta i_B =$$

$$= 1,394 \lambda c_{об}^{0,165} + 0,61 c_{об} =$$

$$= 0,0195 c_{об}^{0,165} + 0,61 c_{об}.$$

Расчетная формула для дополнительных потерь напора принята по результатам экспериментальных исследований гидравлического транспорта

Таблица 1

Результаты расчета параметров гидротранспорта хвостов обогащения железной руды Качканарского ГОКа "Ванадий"

Расчетные параметры	Концентрация $c_{ТВ}$ , доли ед.						
	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3
Расход гидросмеси $Q_{см}$ , м <sup>3</sup> /с	0,592	0,269	0,228	0,197	0,148	0,118	0,099
Диаметр трубопровода $D$ , м	0,508	0,361	0,336	0,316	0,28	0,253	0,234
Средняя скорость $v_{ср}$ , м/с	2,91	2,62	2,56	2,51	2,42	2,35	2,29
Критическая скорость $v_{кр}$ , м/с	2,4	2,46	2,46	2,47	2,49	2,51	2,52
Коэффициент $\alpha$	0,825	0,94	0,96	0,982	1,03	1,06	1,1
Удельные потери напора по воде $i_B$ , м вод. ст./м	0,012	0,013	0,014	0,017	0,01	0,015	0,016
Дополнительные удельные потери напора по воде $\Delta i_B$ , м вод. ст./м	0,030	0,067	0,087	0,089	0,12	0,152	0,183
Удельные потери напора в трубопроводе $i$ , м вод. ст./м	0,042	0,08	0,093	0,106	0,137	0,167	0,199
Необходимый напор $H$ , м вод. ст.	84,8	161	186	211	274	336	398
Плотность смеси $\rho_{см} = c_{ТВ}(\rho_{ТВ} - 1000) + 1000$	1122	1269	1318	1367	1490	1612	1735
Мощность $N$ , кВт	787	771	777	795	846	898	943
Энергоемкость $e$ , кВт · ч/(т · км)	1,07	1,048	1,056	1,08	1,15	1,22	1,28

хвостов обогащения железной руды на Качканарском ГОК "Ванадий" [3].

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Из расчетных данных видно, что с увеличением концентрации твердого материала в объеме гидросмеси увеличиваются потери напора. Потребная мощность и удельная энергоёмкость в диапазоне концентраций 0,11...0,13 принимают наименьшие значения. Графики зависимости удельной энергоёмкости и мощности, построенные по расчетным данным табл. 1, приведены на рис. 4.

Для установления функциональной зависимости удельной энергоёмкости от плотности твердого материала были выполнены расчеты, результаты которых приведены в табл. 2. Расчетные результаты показывают, что максимальное значение энергетических затрат соответствует наименьшей концентрации твердых частиц в объеме перекачиваемой гидросмеси. Постепенное увеличение концентрации приводит к снижению потребляемой

мощности. Заметим, что с увеличением плотности твердого материала при одинаковых концентрациях потребляемая мощность также увеличивается.

Результаты расчета представлены на рис. 5 в виде графических зависимостей удельной энергоёмкости процесса гидравлического транспорта от концентрации частиц твердой фазы при изменении плотности от 4000 до 2400 кг/м<sup>3</sup>. На рис. 6 приведен график зависимости минимальной удельной

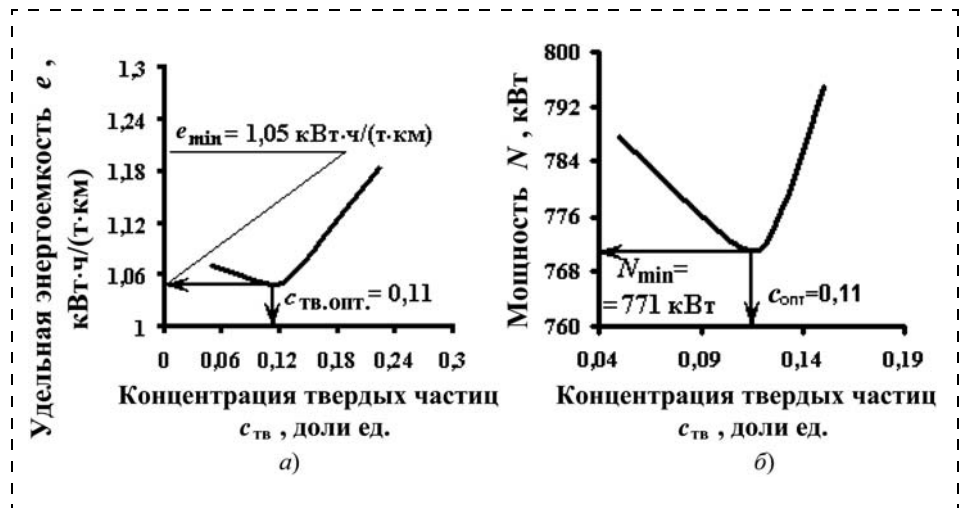


Рис. 4. Графики зависимости удельной энергоёмкости (а) и мощности (б) при гидротранспорте хвостов обогащения железной руды

Таблица 2  
Мощность и удельная энергоёмкость при изменении концентрации и плотности твердой фазы

Параметры	Производительность по твердому материалу $q_{ТВ} = 368$ т/ч													
<b>Плотность <math>\rho_{ТВ} = 4000</math> кг/м<sup>3</sup></b>														
$c_{ТВ}$	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$N$ , кВт	400,24	319,99	308,96	298,98	291,38	287,37	286,5	284,54	291,87	295,85	299,47	301,35	304,63	311,27
$e$ , кВт/(т·ч)	0,534	0,435	0,42	0,406	0,396	0,39	0,389	0,387	0,396	0,402	0,407	0,409	0,414	0,423
<b>Плотность <math>\rho_{ТВ} = 3450</math> кг/м<sup>3</sup></b>														
$c_{ТВ}$	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$N$ , кВт	442,34	347,31	333,75	326,7	309,04	298,56	295,47	295,11	298,56	299,59	301,95	304,5	307,91	311,03
$e$ , кВт/(т·ч)	0,601	0,472	0,453	0,443	0,420	0,405	0,401	0,4	0,405	0,407	0,41	0,414	0,418	0,422
<b>Плотность <math>\rho_{ТВ} = 2900</math> кг/м<sup>3</sup></b>														
$c_{ТВ}$	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$N$ , кВт	501,3	386	368	354	333	320,6	314	308	308,2	307,4	306	308	311,4	311
$e$ , кВт/(т·ч)	0,681	0,524	0,5	0,481	0,452	0,435	0,427	0,418	0,419	0,4177	0,415	0,418	0,423	0,423
<b>Плотность <math>\rho_{ТВ} = 2700</math> кг/м<sup>3</sup></b>														
$c_{ТВ}$	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$N$ , кВт	528,1	399,4	387	372,3	347,8	331,7	322,1	316	312,5	312,3	309,6	310	313,2	320
$e$ , кВт/(т·ч)	0,717	0,543	0,526	0,506	0,472	0,451	0,438	0,429	0,424	0,424	0,421	0,421	0,425	0,435
<b>Плотность <math>\rho_{ТВ} = 2400</math> кг/м<sup>3</sup></b>														
$c_{ТВ}$	0,05	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$N$ , кВт	581,2	434,4	415,1	393,5	365	347,3	336,2	327,4	322,5	318,2	317,9	315,5	317,1	320
$e$ , кВт/(т·ч)	0,791	0,59	0,564	0,535	0,496	0,472	0,457	0,445	0,438	0,432	0,432	0,429	0,431	0,435

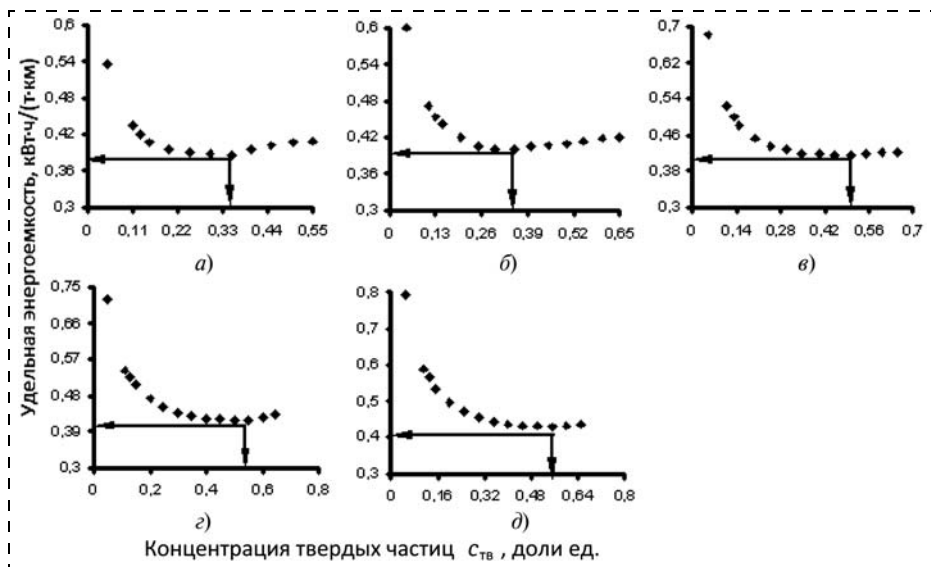


Рис. 5. Зависимости удельной энергоёмкости гидравлического транспорта от концентрации твердой фазы в потоке гидросмеси при различной плотности твердых частиц: а — 4000 кг/м<sup>3</sup>; б — 3450 кг/м<sup>3</sup>; в — 2900 кг/м<sup>3</sup>; г — 2700 кг/м<sup>3</sup>; д — 2400 кг/м<sup>3</sup>

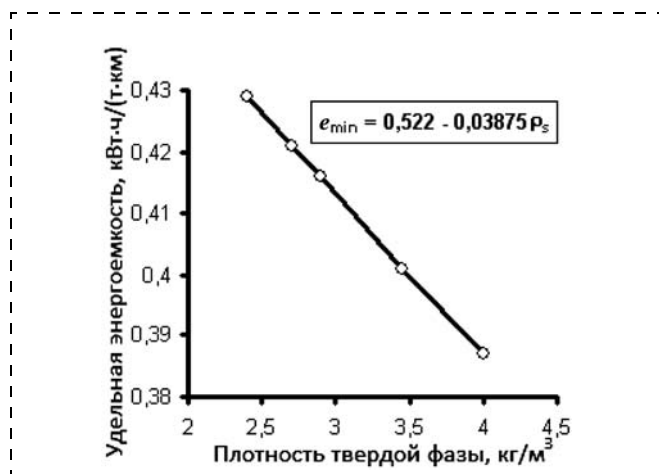


Рис. 6. Зависимость удельной энергоёмкости от плотности твердой фазы

энергоёмкости от плотности твердых частиц. Кривая экстраполируется зависимостью  $e_{\min} = 0,522 - 0,03875\rho_{\text{ТВ}}$ .

### Выводы

При проектировании гидротранспортных систем должна быть решена задача о величине концентрации твердой фазы в потоке гидросмеси, при которой энергетические затраты будут иметь наименьшие значения. В настоящее время, как правило, выбор величины концентрации осуществляется самим проектировщиком, на основе собственного опыта. Расчеты, приведенные в данной статье, показывают, что энергетические затраты на гидравлический транспорт твердых материалов

является сложной функцией механических характеристик твердой фазы и гидросмеси. Гидравлическая мощность, затрачиваемая на перекачку потока гидросмеси по трубопроводу, так же как и удельная энергоёмкость процесса транспортирования, с увеличением концентрации твердых частиц снижается и достигает некоторого предельного минимального значения, после которого дальнейшее увеличение концентрации приводит к росту энергетических затрат. Наименьшая гидравлическая мощность и соответствующее значение удельной энергоёмкости характеризуют наиболее

эффективный режим работы гидротранспортной системы, при котором используемая насосная установка будет работать с наименьшей потребляемой мощностью и эффективностью.

Можно сделать следующие выводы.

1. Энергетические характеристики гидравлического транспорта различных гидросмесей определяются концентрацией твердой фазы и ее плотностью.
2. Удельная энергоёмкость гидравлического транспорта является сложной функцией основных параметров перекачиваемой гидросмеси и имеет экстремум, соответствующий наименьшим энергетическим затратам при оптимальном значении концентрации твердой фазы.
3. С увеличением плотности твердой фазы при заданной производительности системы удельная энергоёмкость гидравлического транспорта уменьшается.

### Список литературы

1. **Thomas D. G.** Transport characteristics of suspensions: Part VI – Minimum transport velocity for large particle size suspensions in round horizontal pipes. *AIChE J.* V. 8, pp. 373–378, 1998.
2. **Gillies R. G., K. B. Hill, M. J. McKibben, C. A. Shook.** Solids transport by laminar Newtonian flows. *Powder Technology.* V. 104, pp. 269–277, 1999.
3. **Проведение** опытно-промышленных исследований гидравлического транспортирования хвостов обогащения Качканарского горно-обогатительного комбината / Отчет по НИР, х/д № 1/2005, СПГИ (ТУ). СПб., 2005.

УДК 620.178:677.042

**В. М. Сербин**, канд. техн. наук, доц., СевКавГТУ, г. Ставрополь

E-mail: vmserbin@yandex.ru

## Повышение износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов малых типоразмеров<sup>НГ</sup>

---

*Рассмотрены новые подходы к повышению ресурса рабочих органов спиральных классификаторов малых типоразмеров на основе использования методов гуммирования и рационального конструирования элементов спирали.*

**Ключевые слова:** спиральный классификатор, рабочий орган, износостойкость, гуммирование.

V. M. Serbin

## Increase of Wear Resistance of Working Bodies of Spiral Qualifiers of Small Standard Sizes

---

*New approaches to improving resource working bodies of the spiral classifier sizes small through the use of methods of rational design and gumming elements of the helix.*

**Keywords:** spiral classifier, a working organ, wear resistance, gumming.

В работе [1] был рассмотрен метод повышения износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов с диаметром спирали от 1 до 3 м, основанный на использовании методов конструкционной износостойкости и гуммирования. Однако наряду с упомянутыми машинами промышленностью также востребованы классификаторы со спиралями диаметром 0,3, 0,48 и 0,75 м [2]. Эти аппараты условно относятся к классификаторам малых типоразмеров и широко применяются в горнообогатительной, строительной, химической и других отраслях промышленности для промывки, фракционирования, дешламации и обезвоживания разнообразных нерудных и рудных материалов, в том числе алмазо- и золотосодержащих руд. В нашей стране основными производителями этих машин являются ОАО ПО "Иркутский завод тяжелого машиностроения" и ОАО "Новочеркасский машиностроительный завод им. А. А. Никольского".

Пропорциональное уменьшение диаметральных размеров рабочих органов этих аппаратов потребовало качественно иного подхода к повышению их износостойкости. В частности, использование дискретных футеровочных элементов для

этих целей оказалось нерациональным, так как приводит к неоправданному усложнению и удорожанию конструкции. Поэтому лопасти, набор которых образует ленту спирали, целиком изготавливают из дорогостоящей износостойкой рессорно-пружинной стали 65Г в виде стального листа толщиной 8 мм.

Опыт эксплуатации этих аппаратов в различных отраслях промышленности показал низкую эффективность подобного исполнения рабочего органа. Во-первых, ресурс работы металлических лопастей, по данным ЗАО "Алроса" (г. Мирный) и других предприятий, составляет не более 8...12 мес. Во-вторых, изготовление этих элементов создает значительные технологические трудности, так как включает операции вырубki заготовок, их нагревание в специальных индукционных печах и последующую штамповку для сообщения заготовкам спиралевидной формы, что весьма трудоемко, учитывая высокие механические характеристики стали 65Г.

Цель предлагаемой работы – повышение надежности и долговечности рабочих органов спиральных классификаторов с одновременным снижением затрат на изготовление и монтаж лопастей.

Анализ показал, что проблему повышения износостойкости лопастей можно решить хорошо известным и отработанным способом — методом гуммирования износостойкими резинами. Ранее этот метод показал высокую эффективность применительно к классификаторам больших типоразмеров (КС-12, 15, 20, 24, 30), которые эксплуатируются в значительно более напряженном режиме. Накопленный опыт и проведенные исследования позволяют экстраполировать результаты, полученные для этих классификаторов, и на классификаторы малых типоразмеров, которые перемещают значительно меньшие объемы абразивного материала. Поэтому в качестве материала для изготовления лопастей была предложена хорошо зарекомендовавшая себя резиновая смесь ИРП-10214 на основе бутадиен-стирольного каучука, износостойкость которой по опыту эксплуатации значительно выше отбеленного чугуна и специально сплава ИЧХ28Н2 [3].

Для решения вопроса о конструктивном исполнении лопастей был исследован нагрузочный режим работы спиральных классификаторов. За основу было принято выражение для определения производительности классификаторов по пескам [2]:

$$Q = 5,45mnD^3\rho K_\alpha / 2700,$$

где  $m$  — число спиралей;  $n$  — частота вращения спирали,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $D$  — диаметр спирали, м;  $\rho$  — насыпная плотность материала,  $\text{т/м}^3$ ;  $K_\alpha$  — поправочный коэффициент, учитывающий угол наклона спирали.

После преобразования этого уравнения было получено выражение для определения объема призмы волочения, перемещаемой одним витком спирали:

$$V_{\text{пр}} = 0,0168D^3 K_\alpha.$$

В таблице представлены результаты расчета при  $K_\alpha = 1$ , соответствующие наиболее часто применяемому углу наклона спирали  $18^\circ$ .

Как следует из данных таблицы, спиральные классификаторы малых типоразмеров при номинальной производительности перемещают буквально ничтожные объемы абразивного материала по сравнению, например, с классификаторами типа КС-20, 24 или 30, что позволяет использовать принципиально иной подход к конструированию лопастей.

Прежде всего, при столь низких нагрузках нет смысла изготавливать лопасти целиком из высокопрочной стали, поэтому было предложено выполнять лопасти в виде монолитных резиновых плит. Для обеспечения требуемой прочности и жесткости внутри этих плит была размещена закладная деталь в форме кольцевого сектора, которая одновременно является и крепежным элементом. С учетом относительно небольших осевых нагрузок, действующих на лопасть, закладная деталь изготовлена из стальной полосы толщиной 3...4 мм и шириной, равной 0,3...0,4 высоты лопасти. При выполнении этих соотношений и известных габаритных размерах резиновых плит закладная деталь, а следовательно, резино-металлическая лопасть (РМЛ) в целом является гибкой конструкцией. Это создает предпосылки для изготовления РМЛ в виде плоских деталей и сообщения им спирале-

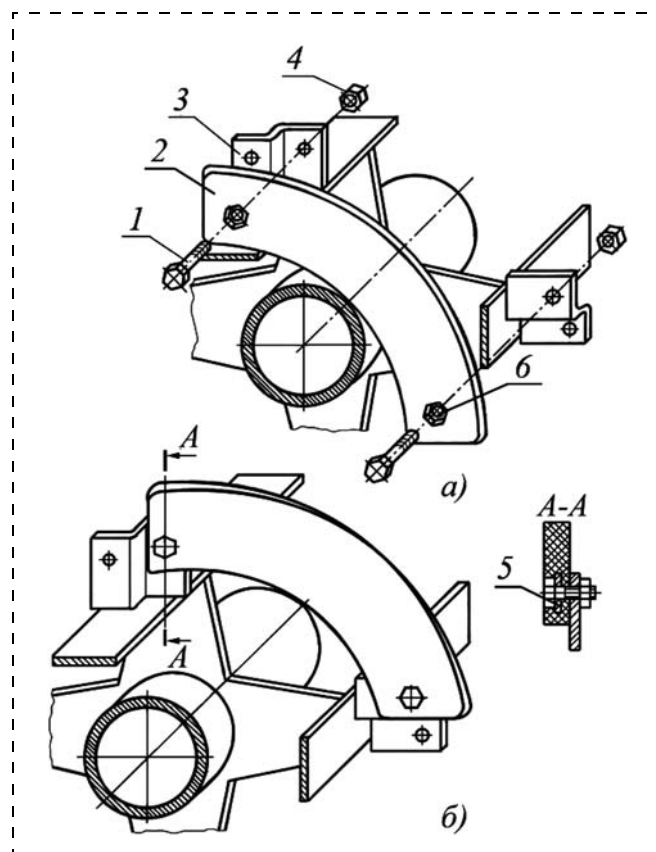


Рис. 1. Схема монтажа РМЛ на рабочий орган классификатора: а — исходное состояние; б — форма лопасти после монтажа

Тип классификатора	КС-3,0	КС-4,8	КС-7,5	КС-10	КС-12	КС-15	КС-20	КС-24	КС-30
Объем призмы волочения, $\text{м}^3$	0,0005	0,002	0,007	0,0168	0,029	0,057	0,135	0,23	0,45

видной формы в процессе крепления на рабочий орган. Последнее обстоятельство имеет важное значение, так как при этом значительно упрощаются конструкция оснастки (пресс-формы), технология изготовления и монтаж РМЛ на спираль.

На рис. 1 показана схема монтажа РМЛ на рабочий орган классификатора. Болты 1 одновременно вставляются в сквозные отверстия, выполненные на поверхности лопасти 2 и кронштейнах классификатора 3. После этого поочередно заворачивают гайки 4 и подтягивают к кронштейнам обе стороны РМЛ. По мере затяжки болтов гибкая закладная деталь 5, размещенная внутри РМЛ, а вместе с ней и вся лопасть прижимаются к поверхности кронштейнов и принимают спиралевидную форму (см. рис. 1, б). При этом головки болтов утапливаются в шестигранные углубления б, выполненные на поверхности РМЛ, что позволяет защитить их от износа. Таким образом, закладная деталь в предлагаемой конструкции является как крепежным, так и формообразующим элементом.

На основании проведенных исследований была разработана конструкция РМЛ классификаторов типа КС1-4,8 × 45 и КС1-7,5 × 55, изготовлена оснастка, отработан технологический регламент и организован выпуск опытной партии резиновых лопастей в ОАО "Черкесский завод РТИ" (рис. 2, а).

Опытно-промышленные испытания гуммированных лопастей классификатора КС1-4,8 × 45 проводились в условиях фабрики № 12 Удачнинского ГОКа АК "Алроса", а классификатора КС1-7,5 × 55 — комбината "Чиатурмарганец" (Грузия). В процессе монтажа РМЛ на рабочий орган была подтверждена высокая эффективность рассмотренного выше способа крепления — лопасти в процессе затяжки болтов легко принимали спиралевидную форму (см. рис. 2, б).

При проведении сравнительных испытаний за аналог принимались металлические лопасти, выполненные из стали 65Г. По предыдущему опыту эксплуатации срок их службы на обоих предприятиях составлял около одного года.

Наблюдения за характером износа РМЛ показали, что обе лопасти изнашиваются преимущественно по торцевой поверхности, взаимодействующей с "песчаной постелью" классификатора. При этом износ в верхней части спирали выше, чем в нижней, что соответствует общей тенденции для спиральных классификаторов. Что касается рабочей поверхности, взаимодействующей с призмой волочения, то на этой поверхности следы износа практически отсутствуют, что связано с низкой

производительностью классификаторов по пескам и, соответственно, небольшими объемами перемещаемой рудной массы, а также эффективной смазкой и охлаждением водой.

В процессе эксплуатации потери прочности и деформирование лопастей не наблюдалось даже в самых жестких условиях работы, что свидетельствует о высокой надежности предложенной конструкции.

К положительным качествам РМЛ, выявленным в процессе эксплуатации, относится также высокая их податливость, что исключает заклинивание спирали и выход из строя ее элементов (вала, кронштейнов, опор и т. д.).

Общий ресурс работы РМЛ на обоих предприятиях составил около 4 лет, т. е. в 4 раза выше металлических лопастей. Результаты испытаний позволили рекомендовать РМЛ к серийному произ-

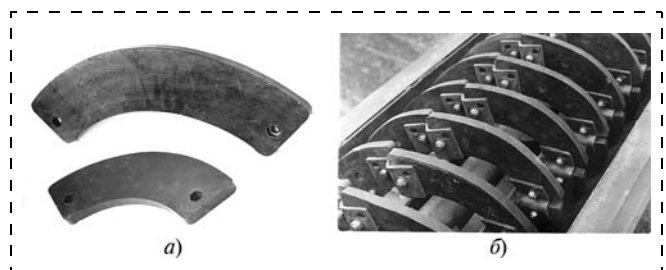


Рис. 2. РМЛ (а) и крепление лопастей к спирали классификатора КС1-4,8 × 45 (б)

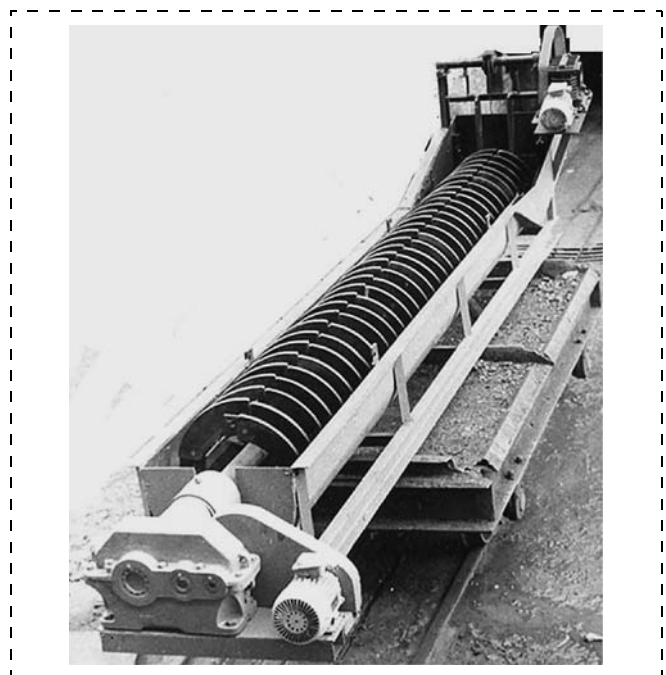


Рис. 3. Спиральный классификатор КС1-4,8 × 45 с гуммированным рабочим органом

водству. В настоящее время серийный выпуск РМЛ ведет ОАО "Черкесский завод РТИ", а спиральных классификаторов КС1-4,8 × 45 и КС1-7,5 × 55, оснащенных гуммированными лопастями (рис. 3), – ОАО ПО "Иркутский завод тяжелого машиностроения" и ОАО "Новочеркасский машиностроительный завод им. А. А. Никольского".

Оригинальность разработки подтверждается авторским свидетельством на изобретение [4].

#### Список литературы

1. **Сербин В. М.** Повышение износостойкости рабочих органов спиральных классификаторов конструи-

ционными методами // Научный симпозиум "Неделя горняка 2011". Сб. научн. тр. Семинар "Современные технологии в горном машиностроении". М.: МГГУ, 2011. С. 253–265.

2. **ГОСТ 28121–89.** Классификаторы спиральные. Типы, основные параметры, размеры и технические требования. Введ. 01.01.90. Госстандарт СССР: Изд-во стандартов, 1989. 11 с.

3. **Пенкин Н. С.** Гуммированные детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 200 с.

4. **А.с. № 1180071.** Резиновая футеровка спирали классификатора / В. М. Сербин, Н. С. Пенкин. № 3754160/22-03; заявл. 04.05.1984; опубл. 23.09.1985. Бюл. № 35.

## ИНФОРМАЦИЯ

### Всероссийская студенческая олимпиада "Проектирование гидропривода" (см. также 4-ю стр. обложки)

Олимпиада состоялась в Уральском государственном горном университете 21–23 апреля 2012 г. и привлекла команды 9 вузов. Это: Уральский государственный горный университет (г. Екатеринбург), Кузбасский государственный технический университет им. Т. Ф. Горбачева (г. Кемерово), Магнитогорский государственный технический университет, Московский государственный горный университет, Сибирский государственный университет путей сообщения (г. Новосибирск), Государственный университет — учебно-научно-производственный комплекс (г. Орел), Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Челябинская государственная аграрная академия, Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Первое место заняла команда УГГУ в составе капитана команды Станислава Майорова (Россия), Ганзама Ренчинсамбуу (Монголия) и Хаба Максэма (Гвинея). Второе место поделили еще одна команда УГГУ и команда Сибирского государственного университета путей сообщения.

В личном первенстве приняли участие 54 студента. Здесь победил М. В. Дмитрюк (Челябинская государственная аграрная академия). Далее места заняли М. А. Камышников (Сибирский государственный университет путей сообщения) и И. Т. Кондрашков (УГГУ).

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

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

Сдано в набор 16.04.2012. Подписано в печать 24.05.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО612. Цена свободная.

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

Оригинал-макет ООО "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.