

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
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Дмитрак Ю. В., Картавый А. Н., Картавый Н. Г., Серов В. А. Разработка малозахватных рабочих органов выемочных агрегатов типа ВСА для мало-мощных угольных пластов 2

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Микитченко А. Я., Сафощин В. В., Греков Э. Л., Могучев М. В., Шевченко А. Н., Жирков А. А., Шоленков А. Н., Шевченко Д. Р., Филимонов С. И., Бессонов В. Г. Влияние на сеть и энергетика низковольтных комплектных устройств для серии электрических экскаваторов, выполненных на базе системы "тиристорный преобразователь—двигатель" 8

Карташев И. И., Тульский В. Н., Кузнецов Н. М., Симуткин М. Г., Насыров Р. Р. Оценка работы фильтров в системе электроснабжения горно-добывающего предприятия по результатам контроля качества электроэнергии 16

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Сурина Н. В., Казакова О. В. Пути повышения надежности зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов 20

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Красюк А. М., Русский Е. Ю. Влияние возмущений от воздушного потока на НДС основных узлов ротора вентилятора главного проветривания 24

Пасынков Д. А., Шестаков В. С. Разработка модели спуско-подъемного комплекса буровых установок 32

РЕМОНТ. ДИАГНОСТИКА

Булатбаев Ф. Н., Мехтиев А. Д., Булатбаева Ю. Ф. Метод восстановления втулок рычажной передачи тормозного устройства шахтных подъемных машин 37

Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Классификация поврежденных зубчатых передач 41

Варфоломеев Ю. К., Розенбаум С. А. Опыт организации работы ремонтных подразделений в филиале ОАО "СУЭК-Красноярск" "Разрез Березовский-1". 44

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 031:622:621; 622:285:001.7; 622:273:217.2

Ю. В. Дмитрак, д-р техн. наук, проф., **А. Н. Картавий**, канд. техн. наук, вед. науч. сотр.,
Н. Г. Картавий, д-р техн. наук, проф., **В. А. Серов**, д-р техн. наук, вед. науч. сотр., МГГУ

E-mail: kartavyi@mail.ru

Разработка малозахватных рабочих органов выемочных агрегатов типа ВСА для маломощных угольных пластов*

Приведены сведения о малозахватной выемке твердых полезных ископаемых из маломощных пластов с помощью добычного виброагрегата типа ВСА.

Ключевые слова: твердые полезные ископаемые, тонкие пласты, малозахватная выемка.

Yu. V. Dmitrak, A. N. Kartavy, N. G. Kartavy, V. A. Serov

Development of Small Dredging Coverage Milling Cutters of Aggregates Type VSA for Girdle Coal Layers

Data about small dredging coverage of solid minerals from girdle with the help the mining vibration aggregate of type VSA are resulted.

Keywords: solid minerals, girdle, small dredging coverage.

Стремление добывать конкурентный по цене и качеству уголь на мировом рынке и внутри РФ в последние два десятилетия обусловило преимущественную разработку "высокотехнологичных" угольных запасов [1] из пластов мощностью 2,0...5,0 м и углом падения менее 18°. При этом, по данным работы [2], только в пластах с вынимаемой мощностью 0,9...1,5 м остаются нетронутыми до 48 % всех промышленных запасов действующих шахт, при строительстве которых вложены значительные капитальные затраты и на освоение этих запасов. Причем в указанных пластах сосредоточены высококачественные угли остродефицитных марок А, К, Ж, Г и значительная часть их относится по принятой классификации к технологичным.

В соответствии с отмеченным выше направлением развития угледобычи и требованиями производителей к увеличению производительности и надежности угледобывающих комплексов зарубежными фирмами были созданы для выемки "высокотехнологичных" угольных пластов мощ-

ные угольные комбайны, которые стали основными выемочными агрегатами при подземной добыче угля. При этом вне поля зрения машиностроителей осталась техника для выемки маломощных пластов (вынимаемая мощность 2,0 м и менее).

Обобщая направление создания и развития выемочных горных машин за рубежом и в РФ, можно отметить в последние десятилетия четкую тенденцию многократного увеличения мощности их приводов и снятия ограничений в области их применения по сопротивляемости резанию разрабатываемых угольных пластов и возможной максимальной производительности. Зарубежные угледобывающие выемочные комбайны (например, 4LS-20, KGS-445, KGS-750) оборудуются электрическими приводами мощностью до 700...835 кВт [3]. Такие мощности позволяют не обращать особого внимания на сопротивляемость полезного ископаемого и породы резанию и эффективно разрушать даже самые прочные прослойки горных пород в угольных пластах. Это удобно для эксплуатационников. Вместе с тем при отмеченной тенденции совершенствования выемочной техники получены негативные результаты.

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного контракта № 16.515.11.5047 от 13 мая 2011 г.

1. Для обеспечения передачи больших мощностей при достаточной надежности машин выросли массы приводов рабочих органов (РО) и самих РО. В связи с этим в целом существенно возросли массивность и габаритные размеры выемочных агрегатов и комплексов добычного оборудования. Применение массивных (массой до 45 т) и крупногабаритных выемочных комбайнов стало возможным только при достаточной вынимаемой мощности, что привело к отсутствию новых разработок по высокопроизводительным комбайнам для маломощных угольных пластов. Единственным средством выемки для таких пластов остаются угольные струги с их существенными недостатками и, на наш взгляд, отсутствием перспективы кардинального совершенствования струговых установок.

2. Существенным недостатком отмеченной тенденции развития комбайнов являются их режимные параметры: скорости резания и подачи, а также величина захвата РО (0,63...1,1 м). Увеличенные до 5 м/мин и более скорости подачи не являются решением задачи достижения требуемой по условиям конкуренции производительности выемочных комбайнов и механизированных комплексов, эксплуатируемых в маломощных угольных пластах. Сохранение на прежнем уровне ширины захвата и скорости резания привело к чрезмерной массивности и большим габаритным размерам существующих выемочных агрегатов, комбайнов и комплексов при требовании высокой их производительности. Это следует признать существенным недостатком современных комбайнов для выемки угля.

3. Недостатком современных шнековых угольных комбайнов для угольных шахт и комбайнов для открытых горных работ типа "Виртген" являются их РО, осуществляющие разрушение забоя сплошным его резанием, что требует повышенных удельных энергозатрат на разрушение забоя, например, по сравнению с известным щелевым способом.

4. Совмещение шнековыми РО двух функций: разрушения полезного ископаемого и его погрузки на конвейер, у комбайнов для подземной выемки угля часто погрузка становится ограничивающим фактором их производительности, а также приводит к дополнительному измельчению и ухудшению сортности добываемого полезного ископаемого.

Нарастание энерговооруженности современных выемочных комбайнов, сопровождавшееся ростом перемещаемых вдоль забоя их масс и габаритов, привело также к росту инерционных сил и

динамической нагруженности РО, элементов и узлов их приводов.

Указанные выше недостатки комбайнов отразились в конечном итоге на стоимости, затратах на обслуживание комбайнов и на технико-экономических показателях комплексов, оборудованных этими комбайнами. Негативными последствиями отмеченной тенденции мирового развития в создании выемочной техники для угольных шахт являются: снижение эффективности использования недр и повышенный вред природной среде.

Нами предложено разрабатываемое в рамках проекта НИР (государственный контракт № 16.515.11.5047) иное более эффективное по основным показателям, во всяком случае, для маломощных пластов направление развития выемочной техники — создание для добычных комплексов высокоскоростного выемочного агрегата (ВСА). По сравнению с существующими комбайнами ВСА отличается, во-первых, многократно увеличенными режимными параметрами: скоростью подачи до 30 м/мин и скоростью резания до 10 м/с при оптимальном (по толщине снимаемой резцом стружки) их соотношении, во-вторых, комбинированным РО щелевого типа с вибрационным воздействием его режущего инструмента на разрушаемую породу и, в-третьих, меньшей величиной захвата 0,3 м.

Инновационная идея создания ВСА также заключается в использовании в его конструктивной схеме преимуществ и в устранении недостатков струговой и комбайновой выемки полезных ископаемых. Способ отделения горной породы от массива с помощью комбинированных РО состоит в прорезании резцами шнека или диска опережающих углублений или щелей в породном массиве (рис. 1). Образующиеся при этом выступы или целики породы скалываются дополнительным инструментом, в частности клиновыми шарошками. При этом за счет проявления отжима горных пород в призабойной зоне пласта и выбранного комбинированного способа разрушения снижается удельная энергоемкость и улучшаются другие показатели работы механизированных выемочных комплексов.

Эффективность работы комбинированного щелевого РО была подтверждена экспериментально на полнометражном стенде с углецементным блоком, а затем при испытаниях и эксплуатации разработанного МГГУ комбайна КВЭ (рис. 2) с комбинированным РО на шахте "Сеченская" Подмосковского угольного бассейна еще в восьмидесятые годы прошлого столетия [4—6]. При перемеще-

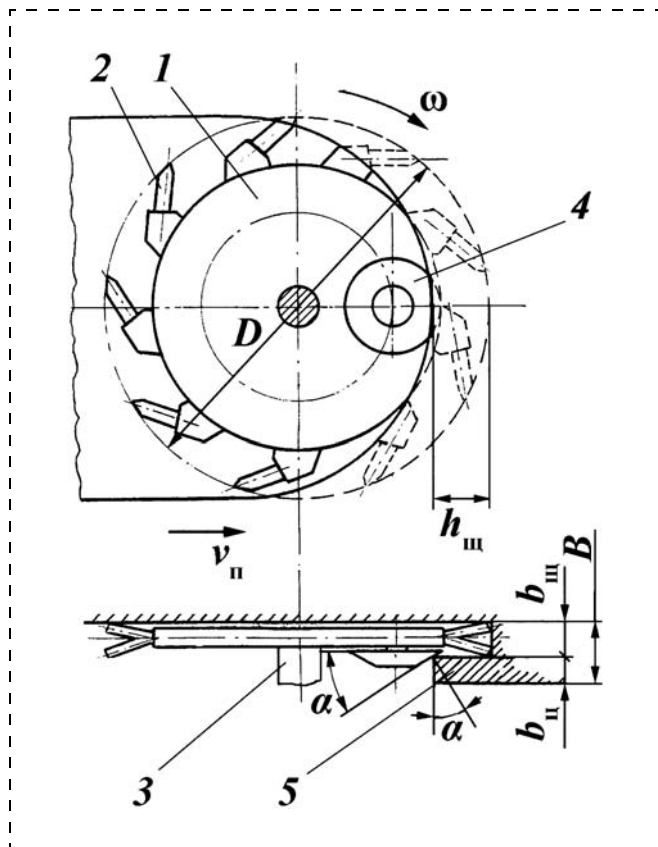


Рис. 1. Расчетная схема РО, состоящего из режущего диска, прорезающего опережающую щель, и клиновидного устройства, скалывающего целик:

1 — режущий диск; 2 — резцы; 3 — приводной вал; 4 — коническая шарошка; 5 — целик; α — угол основания конуса шарошки; B — ширина снимаемой полосы; $b_{щ}$ — ширина щели; $b_{ц}$ — толщина целика; $h_{щ}$ — глубина щели; $v_{п}$ — скорость подачи

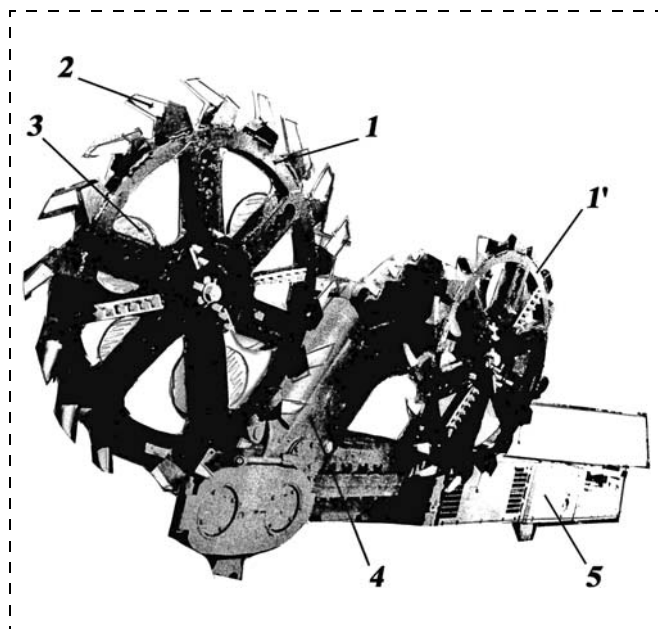


Рис. 2. Общий вид комбайна типа KBЭ (прототип VCA):

1 и 1' — диски; 2 — резец; 3 — шарошка; 4 — редуктор привода РО; 5 — электродвигатель

нии комбайна диск 1 с резцами 2 прорезает в массиве вдоль забоя щель, которая образует целик угля (породы), разрушаемый шарошками 3. Второй диск 1' работает аналогично, но подрезает верхнюю пачку полезного ископаемого.

Комбайн имел минизахват 0,2 м и работал по струговой технологии со скоростью подачи до 12 м/мин и скоростью резания 5,1 м/с. Скорость подачи KBЭ на тот период была в 2—3 раза выше, чем у серийных комбайнов с захватом 0,5 м. При этих режимных параметрах крутящий момент на диске РО в среднем составлял 8...9 кН·м, усилие в тяговой цепи — менее 50 кН, средняя потребляемая электродвигателем мощность — 60...80 кВт, а удельные энергозатраты — соответственно 0,15...0,25 кВт·ч/т. Вынимаемая мощность угольного пласта составляла 1,5...2,0 м. Пласт угля содержал включения колчедана и имел сложное строение — прослойка из плотных серых глин толщиной 7...25 см; $\sigma_{сж}$ угля — 8...10 МПа. Обращают на себя внимание даже при небольшой крепости угля низкие удельные энергозатраты при работе комбайна.

Комбайн типа KBЭ не изготавливался серийно в связи со сложившейся ситуацией в угольной промышленности и в РФ.

Предлагаемый РО ВСА разработан на новом современном техническом уровне, имеет лишь общую с рассмотренным РО схему разрушения забоя и существенно отличается от него конструктивным исполнением, более высокими режимными параметрами, конструкцией устройства для разрушения целика, образуемого щелью, и другими особенностями. Принципиальным отличием предлагаемого РО является использование вибрационных воздействий режущего инструмента на разрушаемую породу (виброактивного резания). Под виброактивным резанием понимается обычное механическое резание с возбуждением вибраций режущего инструмента.

Виброактивное резание горных пород изучалось только применительно к проходческим комбайнам в Тульском государственном университете. Результаты этих исследований обобщены в работе [7]. Анализ этого и других информационных источников, в том числе по вибрационному резанию металлов [8] показал перспективность развития этого вида резания для разрушения пород выемочными комбайнами в целях повышения эффективности их РО. В пользу такого вывода свидетельствуют немногочисленные прямые исследования вибрационного разрушения горных

пород, положительные оценки вибрационного резания в металлообработке и экспериментальные результаты контактного упруго-пластического разрушения различных твердых материалов, в том числе и горных пород.

Разработка виброактивных РО выемочных и проходческих горных машин находится в зачаточном состоянии и практически ограничивается НИОКР применительно к стреловидным РО проходческих комбайнов, проводившимися Тульским государственным университетом совместно с ОАО "ЦНИИПодземмаш" и ОАО "Скуратовский экспериментальный завод". Угловые вибрационные колебания РО создавались двумя дебалансными вибровозбудителями. Центральные силы дебалансов были уравновешены при радиальных их направлениях, а при повороте дебалансов на 90 или 270° создавались разнонаправленные моменты вращения относительно оси РО и вызывались его угловые колебания вокруг среднего значения угловой скорости РО.

Несмотря на допущенную на наш взгляд ошибочность в выборе частоты и направления вектора колебаний, положительный эффект наложения вибраций на РО был установлен экспериментально. В целом указанные исследования и НИОКР представляют значимый вклад в развитие вибрационного резания горных пород, но для создания РО ВСА они недостаточны и требуются дополнительные исследования вибрационного резания.

Помимо РО в схеме ВСА обосновано применение усовершенствованной цепной системы подачи с одним (или двумя) вынесенным на штрек приводом подачи и облегченной перемещаемой по раме конвейера вдоль лавы режущей частью, включающей приводной электропривод и сменный РО, выполняющий функцию разрушения. Погрузка отбитой горной массы на конвейер осуществляется специальным погрузочным лемехом конвейера, перемещаемым на забой гидродомкратами механизированной крепи.

В результате исследований применительно к ВСА получено значительное число новых выводов и технических предложений.

Важным результатом НИР является приведенное ниже обоснование величины захвата ВСА исходя из энергетических показателей проектируемого агрегата. Высокий уровень изученности процесса резания горных пород резовым инструментом [9], существующие нормативные документы (ОСТы и ГОСТы) по расчету параметров комбайнов теоретически позволили получить за-

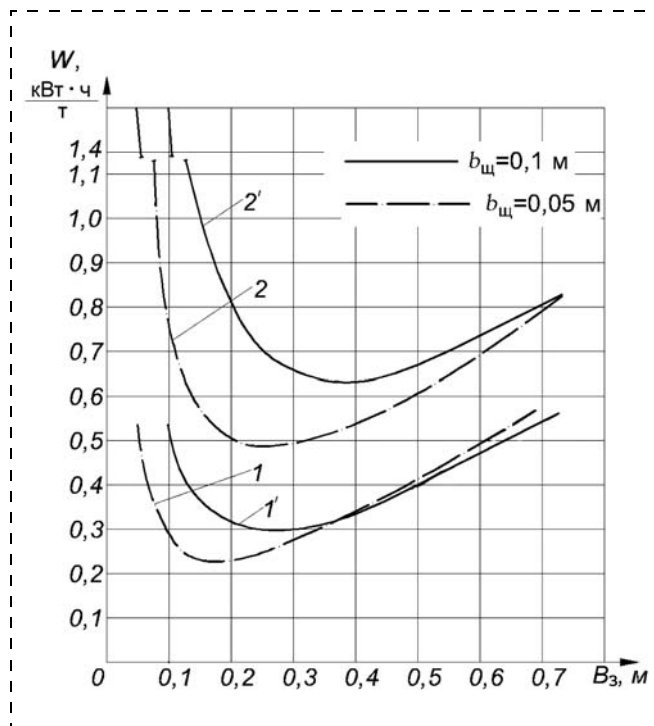


Рис. 3. Зависимость удельных энергозатрат W от ширины захвата РО ВСА B_3 :

1 и 1', 2 и 2' — графики $W = f(B_3)$ при сопротивляемости резанию $A = 100$ и 300 Н/мм и ширине щели $b_{щ} = 0,05$ и $0,1$ м

висимости удельных энергозатрат W от величины захвата B_3 ВСА с учетом разрушения образуемой опережающей щелью целиков породы. На рис. 3 представлены некоторые из этих зависимостей.

На рис. 3 видно, что удельные энергозатраты РО ВСА имеют четко выраженные минимумы в диапазоне величины захвата РО 0,2...0,3 м.

С использованием щелевой схемы разрушения забоя удельная энергоемкость снижается значительно по сравнению с разрушением сплошным резанием. Например, при резании угля с $b_{щ} = 0,1$ м и $A = 100$ Н/мм, $\sigma_{сж} = 12$ МПа, $\sigma_{раст} = 0,38$ МПа она снижается с 0,54 до 0,29 кВт·ч/т, т. е. в 1,86 раза. При резании с той же шириной щели угля с $A = 300$ Н/мм, $\sigma_{сж} = 26$ МПа, $\sigma_{раст} = 0,49$ МПа удельная энергоемкость снижается с 1,5 до 0,63 кВт·ч/т, т. е. в 2,4 раза. Таким образом, на крепких углях использование в ВСА комбинированного способа разрушения будет более эффективным.

Мощность, необходимая для резания стандартным шнековым РО, согласно расчетам, выше мощности, расходуемой комбинированным РО ВСА. Так, при захвате РО 0,2 м и сопротивляемости резанию $A = 100$ Н/мм мощность на резание шнековым РО будет равна ~140 кВт, а на разрушение

комбинированным РО ВСА — ~80 кВт (при ширине щели 0,1 м).

Разрушение комбинированным способом является менее энергоемким процессом, чем сплошное резание. Уменьшение мощности на резание диском комбинированного РО снижает уровень суммарной мощности, поэтому в конструкциях щелевых РО целесообразно стремиться к уменьшению мощности, затрачиваемой режущим диском, минимизируя ширину прорезаемой щели.

Минимальным удельным энергозатратам комбинированного РО на отделение полезного ископаемого от массива пласта (см. рис. 3) соответствует максимальная теоретическая производительность ВСА (рис. 4). На рис. 4 видно, что зависимости производительности ВСА от ширины его захвата для углей с различной сопротивляемо-

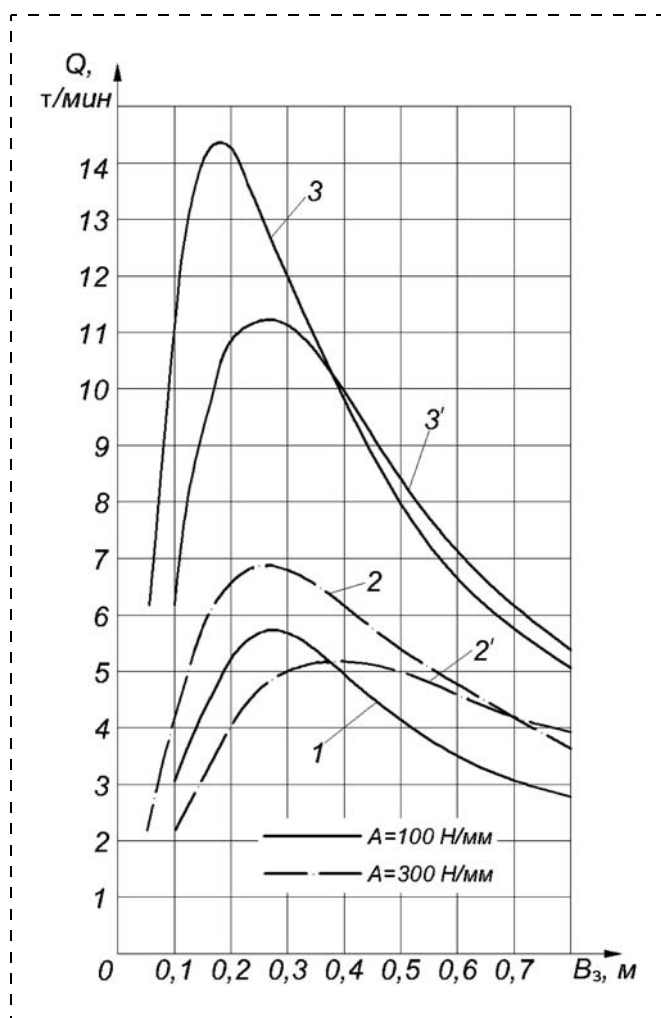


Рис. 4. Зависимость теоретической производительности Q от ширины захвата РО ВСА B_3 :
 1 — $N_{уст} = 100$ кВт, $b_{щ} = 0,1$ м, $A = 300$ Н/мм; 2 и 2' — $N_{уст} = 200$ кВт, $b_{щ} = 0,05$ и $0,1$ м, $A = 300$ Н/мм; 3 и 3' — $N_{уст} = 200$ кВт, $b_{щ} = 0,05$ и $0,1$ м, $A = 100$ Н/мм

стью резанию при определенной установленной мощности электродвигателя привода РО имеют выраженные "максимумы" производительности, соответствующие оптимальной ширине захвата. Производительность при комбинированном способе разрушения в 2—3 раза выше производительности разрушения углей сплошным резанием, в частности шнековым РО серийных комбайнов. При сопротивляемости резанию $A = 100$ Н/мм, ширине щели $b_{щ} = 0,1$ м и мощности РО $N_{уст} = 200$ кВт производительность составит 6,1 т/мин, а для комбинированного разрушения — 11,2 т/мин, т. е. выше в 1,8 раза. При сопротивляемости резанию $A = 300$ Н/мм — соответственно 2,2 и 5,2 т/мин, т. е. производительность ВСА будет в 2,5 раза выше по сравнению со шнековым комбайном.

С уменьшением ширины щели, прорезаемой диском, производительность РО увеличивается. Если сопротивляемость резанию $A = 100$ Н/мм, а установленная мощность $N_{уст} = 200$ кВт, то максимальная производительность при ширине щели $b_{щ} = 0,05$ м составит 14,2 т/мин, а при $b_{щ} = 0,1$ м — 11,2 т/мин, при сопротивляемости резанию $A = 300$ Н/мм соответственно — 6,9 и 5,2 т/мин. Очевидно, снижение мощности на резание диском при уменьшении ширины прорезаемой щели является одним из возможных направлений повышения производительности ВСА.

Следует отметить, что проведенные выше расчеты не учитывают снижения удельных энергозатрат ВСА в связи с действием отжима угля горным давлением и работы его РО в зоне ослабленной сопротивляемости угля резанию. Ориентировочно коэффициент отжима можно принять в диапазоне 0,4...0,5. С учетом отжима производительность ВСА может быть примерно в 2 раза выше.

Моделированием динамических систем и исследованиями динамических процессов в ВСА установлено, что повышение режимных параметров (скоростей резания и подачи) привело к улучшению динамики ВСА, а также к уменьшению динамических нагрузок на элементы привода РО и системы подачи ВСА. Это происходит за счет отстройки гармонических составляющих средней возбуждающей нагрузки РО от собственных колебаний в динамических системах, устранения автоколебаний в системе подачи и переходу к колебаниям в зарезонансном режиме. Что касается высокочастотных стохастических нагрузок на режущий инструмент, то эти нагрузки пассивным фильтром "РО—податливость трансмиссии привода" выравниваются и не воздействуют, как и у со-

временных выемочных комбайнов, на элементы трансмиссии. Однако это не исключает воздействий медленно изменяющихся стохастических колебаний нагрузки, связанных с изменением сопротивляемости резанию разрабатываемого пласта по длине лавы. При достаточно низкой частоте изменения сопротивляемости резанию осредненная нагрузка РО может создавать динамические нагрузки на электродвигатели привода РО и системы подачи ВСА.

Моделирование динамических систем ВСА проводилось с учетом влияния электромагнитного момента асинхронного электродвигателя [10] по методикам работ [11–13].

На основе использования изложенных выше и других проведенных применительно к ВСА исследований разработаны и изготовлены для разрушения горных пород с различными физико-механическими свойствами оригинальные варианты макетов РО для экспериментальных стендовых исследований и прототипы реальных РО ВСА. В 2012 г. планируются экспериментальные исследования, в т. ч. вибрационного резания, для которых созданы специальные экспериментальные стенды.

В заключение отметим некоторые основные преимущества разрабатываемого ВСА:

сочетание в ВСА преимуществ струговой технологии выемки и комбайнового РО с вибрационным резанием, но лишенного недостатков существующих комбайнов и стругов;

значительное снижение удельных энергозатрат ВСА (0,2...0,25 кВт · ч/т) на отделение полезных ископаемых на основе использования щелевого способа разрушения массива пласта с вибрационным резанием и отжима забоя горным давлением;

многократное увеличение режимных параметров ВСА (скорость подачи до 30 м/мин, скорость резания до 10 м/с) по сравнению с параметрами существующих выемочных комбайнов;

улучшение динамики систем привода РО и подачи;

уменьшение перемещаемой вдоль лавы массы ВСА 10...12 т и его габаритных размеров;

возможность применения ВСА в сложных горно-геологических условиях (малая вынимаемая мощность пласта, сложная его гипсометрия, наличие твердых включений и прослоек и т. п.).

ВСА в основе комплексов механического оборудования предназначен для безвзрывной выемки из пластовых месторождений подземным и открытым способами различных полезных ископаемых: угля, сланцев, строительных горных пород и др.

При выемке полезных ископаемых из мало-мощных пластов подземным способом сокращается возможное свободное пространство и ограничивается перемещение в лаве обслуживающего персонала, поэтому для механизированного комплекса на основе ВСА обязательным становится требование обеспечения высокого уровня автоматизации управления оборудованием комплекса и работа последнего без постоянного присутствия людей в забое.

Список литературы

1. **Краснянский Г. Л., Зайденварг В. Е., Ковальчук А. В., Скрыль А. И.** Уголь в экономике России. М.: Экономика, 2011. 383 с.
2. **Лиманский А. В.** Перспективные технологии снижения потерь угля в недрах при разработке угольных пластов со сложными горно-геологическими условиями. М.: ННЦ ГП-ИГД им. А. А. Скочинского. Научные сообщения. № 335. Люберцы. 2009. С. 150–166.
3. **Рубан А. Д., Артемьев В. Б.** и др. Подготовка и разработка высокогазоносных угольных пластов. М.: Горная книга, 2010. 500 с.
4. **Щелухин Э. Г.** Исследование и выбор рабочих параметров исполнительного органа высокоскоростного малозахватного угледобывающего комбайна: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МГИ, 1976. 217 с.
5. **Машункин И. А.** Исследование динамики движения и установление ее влияния на нагрузки высокоскоростной малозахватной угледобывающей машины: Дисс. ... канд. техн. наук. М.: МГИ, 1974.
6. **Картавый Н. Г., Серов В. А.** Направление повышения технико-экономических показателей выемочного оборудования при разработке угольных пластов средней мощности // Уголь. 1992. № 3. С. 13–17.
7. **Бреннер В. А., Кавыршин И. П., Кутлунин В. А.** и др. Виброактивное разрушение горных пород проходческими комбайнами. Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.
8. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание: Пер. с япон. / под ред. И. И. Портнова, В. В. Белова. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
9. **Позин Е. З., Меламед В. З., Тон В. В.** Разрушение углей выемочными машинами. М.: Недра, 1984. 289 с.
10. **Вейц В. Л.** Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 368 с.
11. **Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я.** Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. 249 с.
12. **Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я.** Динамические процессы горных машин. М.: Наука, 1972. 150 с.
13. **Красников Ю. Д., Хургин З. Я., Нечаевский В. М.** и др. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. М.: Недра, 1983. 264 с.

УДК 621.31

А. Я. Микитченко, д-р техн. наук, директор по научной работе,
В. В. Сафошин, д-р электротехники, ген. директор,
Э. Л. Греков, канд. техн. наук, зам. директора по научной работе,
М. В. Могучев, канд. техн. наук, зам. директора по научной работе,
А. Н. Шевченко, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., **А. А. Жирков**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.,
А. Н. Шоленков, инж., **Д. Р. Шевченко**, инж., **С. И. Филимонов**, асп., **В. Г. Бессонов**, асп.,
ОАО "Рудоавтоматика", г. Железногорск
E-mail: rudavt@fecity.ru

Влияние на сеть и энергетика низковольтных комплектных устройств для серии электрических экскаваторов, выполненных на базе системы "тиристорный преобразователь—двигатель"

Представлены материалы последних лет работы по созданию низковольтных комплектных устройств управления на серию экскаваторов, обеспечивающих энергопотребление с высоким коэффициентом мощности 0,95...0,99 и уменьшение потребления активной энергии в 1,5—2 раза по сравнению с традиционными системами. Часть этих машин уже эксплуатируется в народном хозяйстве, другая будет введена в этом и следующих годах.

Ключевые слова: низковольтное комплектное устройство, электропривод, карьерный экскаватор, система "тиристорный преобразователь—двигатель", качество электроэнергии, влияние на сеть.

**A. Ya. Mikitchenko, V. V. Safoshin, E. L. Grekov, M. V. Moguchev, A. N. Shevchenko,
A. A. Zhirkov, A. N. Sholenkov, D. R. Shevchenko, S. I. Filimonov, V. G. Bessonov**

Influence on Electrical Power System and Power Quantities of Low-Voltage Assemblies Based on the System "Thyristor Converter—DC Motor" for the Series of Electric Power Excavators

This article represents the latest years work materials of the development of the low-voltage control assemblies for the series of electric power excavator, enabling energy consumption with a high power factor 0,95...0,99 and 1,5—2 times active energy reduction in comparison with the traditional systems. Same of these machines are being used in the national economy system now, other will be operating next years.

Keywords: low-voltage assemblies, electric drive, excavator, "thyristor converter—DC motors" system, power factor.

Общие предпосылки к разработке и принятые решения

Учитывая мировые тенденции организации горных работ, ООО "ИЗ-КАРТЭКС имени П. Г. Коробкова", один из основных производителей экскаваторов в России, разработало стратегию на создание линейки российских карьерных экскаваторов с ковшами номинальной вместимостью 12, 20, 30 и 50 м³. Первые два из них предназначены для работы с автосамосвалами грузоподъемностью 120 и 240 т, вторые — с автосамосвалами грузоподъем-

ностью более 320 т. Поскольку в российской практике крупных машин с ковшами вместимостью более 20 м³ не было, то их приводы было решено делать на базе новых систем переменного тока. Для машин с ковшами вместимостью 20 м³ и менее существуют соответствующий опыт и отечественное производство экскаваторных электрических машин постоянного тока, поэтому их приводы было решено выполнить на постоянном токе, но уже не с традиционной системой Г—Д, а на базе быстроредействующих энергоэффективных систем с полупроводниковыми преобразователями.

ОАО "Рудоавтоматика", являясь одним из основных поставщиков электрооборудования на "ИЗ-КАРТЭКС", взялось за разработку низковольтных комплексных устройств (НКУ) для нижней части линейки ижорских экскаваторов с ковшами вместимостью 12 и 20 м³, расширило эту номенклатуру на уже выпускающиеся ЭКГ-10, ЭКГ-15 и новый ЭКГ-18Р, дополнило ее разработками НКУ ЭКГ-5 для "УЗТМ" и НКУ ЭШ6/45 и ЭШ11/70 для "НКМЗ".

Было предусмотрено, что НКУ, предназначенные для экскаваторов с ковшами вместимостью 5, 6, 10, 11 и 15 м³, могут устанавливаться не только на новые машины, но и использоваться для модернизации существующих.

Вся серия выполнена на единой принципиальной основе по системе "тиристорный преобразователь—двигатель с фильтрокомпенсирующим устройством" (ТП—Д с ФКУ).

При выборе направления разработки в качестве гаранта использованы: исключительно удачный в мировой практике опыт шведской фирмы "ASEA", поставляющей оборудование для американских экскаваторов фирмы "Харнишфегер", научные исследования группы экскаваторного электропривода академика В. И. Ключева (МЭИ).

В общем случае энергетическая установка экскаватора состоит из высоковольтной ячейки, двух силовых трансформаторов с 30-градусным сдвигом вторичных напряжений (в ЭКГ-5 один трансформатор), трех ступеней фильтрокомпенсирующего устройства (ФКУ для экскаватора ЭКГ-5 имеет только одну глухую и одну подключаемую ступень). Три двухдвигательных привода (подъема, поворота, хода) и однодвигательный привод напора состоят из реверсивных преобразователей с подключенными двигателями и резисторами аварийного торможения (в ЭКГ-5 приводы подъема и хода — однодвигательные, а в ЭКГ-15 — привод поворота трехдвигательный).

В отличие от американских, на наших экскаваторах наиболее мощные электроприводы выполнены по 12-пульсным схемам, к которым в процессе работы по необходимости подключаются ступени фильтров ФКУ, настроенные на подавление пятой и седьмой высших гармоник. Одновременно фильтры компенсируют реактивную мощность первой гармоники, потребляемую тири-

сторными преобразователями главных приводов. В результате экскаватор из сети потребляет практически только активную мощность.

Управление микропроцессорное, цифровое. С ростом вместимости ковша архитектура усложняется, появляется оптоволоконное управление тиристорами, единая цифровая сеть, интегрированная в эту сеть информационно-диагностическая система (ИДС).

Реактивная мощность. Фильтрокомпенсирующее устройство

Теперь о самом больном вопросе системы ТП—Д без ФКУ — плохой энергетике. График расчетной потребляемой тиристорными преобразователями реактивной мощности Q_1 за цикл работы экскаватора ЭКГ-5 представлен на рис. 1. Он типичен для всех карьерных экскаваторов — два уровня, четыре пика. Такое потребление можно компенсировать одной ступенью ФКУ, равной $Q_{1cp} \approx 300$ кВАр.

Но если экскаватор включен, но не работает, то ступень ФКУ нужно отключать, чтобы не нагружать трансформатор емкостными токами. Подключать ФКУ удобно в функции суммы модулей токов приводов $\sum |I_{dl}|$. Как только начинает работать какой-либо из приводов, ФКУ может быть подключено.

На рис. 2 приведены осциллограммы токов и напряжений при работе экскаватора ЭКГ-5. В процессе работы включаем ФКУ, чтобы уменьшить значения модуля потребляемого из сети тока I_1 и разгрузить трансформатор. Включилось ФКУ (появился ток $I_{ФКУ}$) — уменьшается ток сети I_1 , отключилось ФКУ (исчез ток $I_{ФКУ}$) — увеличивается ток сети I_1 .

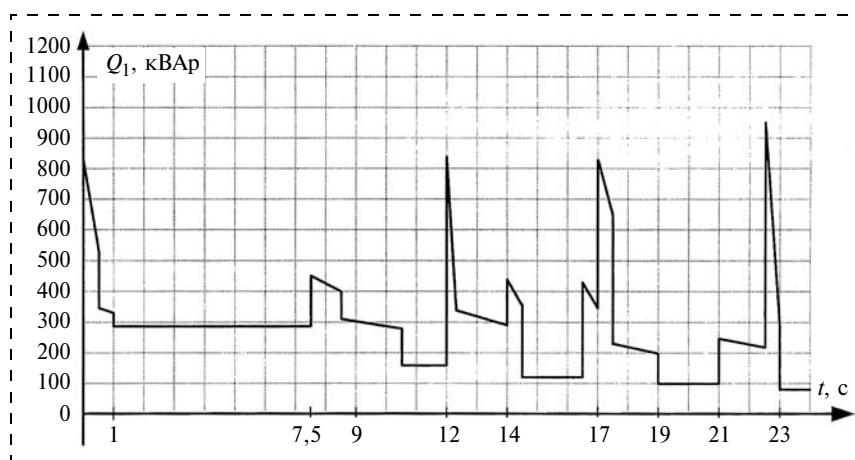


Рис. 1. График расчетной потребляемой реактивной мощности Q_1 за цикл работы экскаватора ЭКГ-5

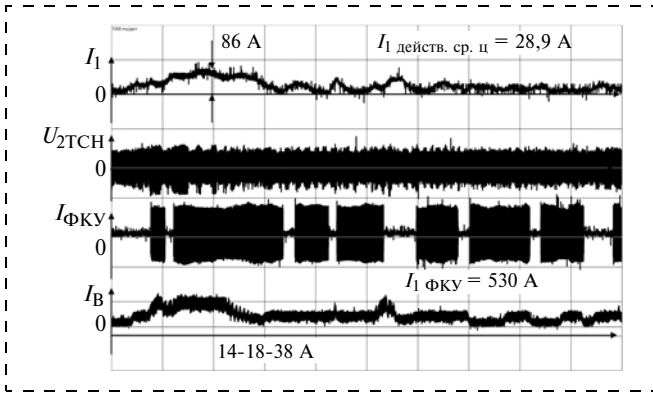


Рис. 2. Осциллограммы токов и напряжений при работе экскаватора ЭКГ-5

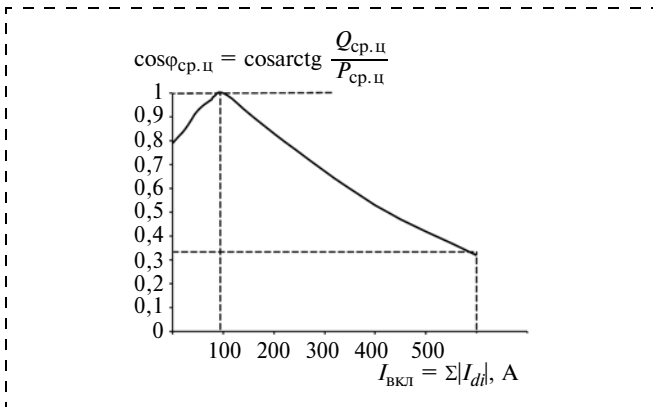


Рис. 3. Зависимость $\cos\varphi_{\text{ср.ц}}$ от уставки включения ФКУ $I_{\text{вкл}}$ по суммарному току электроприводов:
 $Q_{\text{ср.ц}}$ и $P_{\text{ср.ц}}$ — средние за цикл значения реактивной и активной мощностей всех тиристорных преобразователей

Благодаря работе ФКУ сетевой ток ЭКГ-5 с системой ТП—Д примерно в 1,5 раза меньше, чем ток ЭКГ-5 с системой Г—Д. Как видно на осциллограмме (см. рис. 2), на экскаваторах с системами "Рудоавтоматики" используется двухзонное регулирование. При копании форсируется ток возбуждения $I_{\text{в}}$, что уменьшает требуемый ток якоря и энергопотребление в этом режиме. При опускании ковша ток возбуждения $I_{\text{в}}$ уменьшается, что увеличивает скорость опускания. Кроме прочего, ток возбуждения позволяет нам "видеть" и анализировать отдельные этапы цикла.

Включая и отключая ступень ФКУ, одновременно с уменьшением потребляемого тока I_1 регулируем коэффициент мощности ($\cos\varphi$) (рис. 3). Если включать ФКУ рано (при малых токах уставки $\Sigma|I_{di}|$), потребляемую реактивную мощность можно перекомпенсировать ($\cos\varphi < 1$ — опережающий). Если включать ФКУ поздно (большие уставки суммарного тока $\Sigma|I_{di}|$), потребляемая ре-

активная мощность будет недокомпенсирована ($\cos\varphi < 1$ — отстающий). В общем случае настройка будет зависеть также от мощности компенсирующей ступени, напряжения сети и загрузки экскаватора в цикле (на рис. 3 мощность компенсирующей ступени 330 кВАр, напряжение сети 1,1 $U_{\text{л}}$, нагрузка в цикле 50%). Всегда можно настроить для некоторого цикла $\cos\varphi \approx 1$.

Уже на экскаваторе ЭКГ-5 выяснилось, что при соответствующем управлении ФКУ в состоянии предотвратить главный недостаток системы ТП—Д для экскаваторного электропривода — опрокидывание инвертора при отключении питания.

Наличие небольшой глухоподключенной ступени ФКУ не только увеличивает надежность электропривода, но дополнительно облагораживает сеть, например, на тот случай, когда неподалеку в линии работают буровые станки. Кроме того, облегчаются процессы включения-отключения силовых трансформаторов.

После этого на всех экскаваторах мы стали оставлять глухую ступень мощностью 200 кВАр на каждый трансформатор. Этого достаточно, чтобы предотвратить опрокидывание для двигателя мощностью 200 кВт, тормозящегося с тройным номинальным током.

На осциллограмме (рис. 4) видно, что после отключения сети ($U_{\text{сети}}$) в момент торможения, ФКУ замещает собой сеть в течение трех периодов. Для выполнения операций, связанных с организацией динамического торможения, достаточно одного периода. "Горб" в кривых тока I_d и напряжения U_d проявляется в связи с обеспечением режима самовозбуждения (по требованию "УЗТМ").

На больших экскаваторах с системой ТП—Д график расчетной потребляемой тиристорными преобразователями реактивной мощности за цикл Q_1

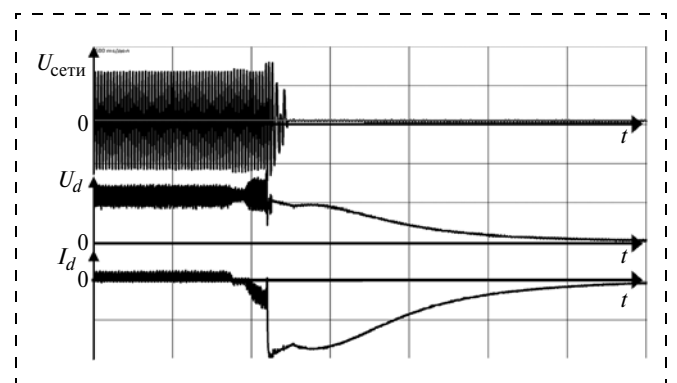


Рис. 4. Осциллограмма остановки привода подъема ЭКГ-5 при отключении сети

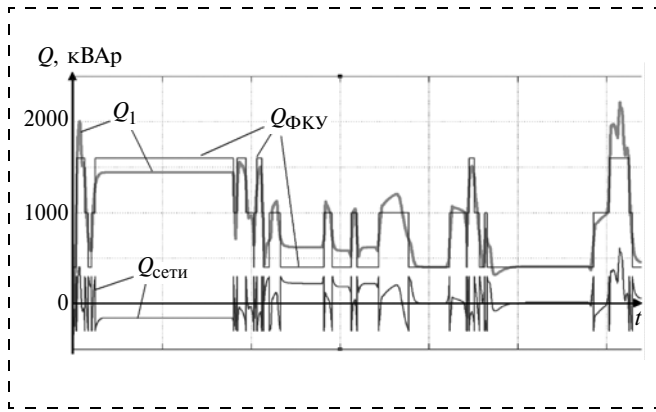


Рис. 5. Расчетные графики составляющих реактивной мощности за цикл экскавации экскаватора ЭКГ-12К

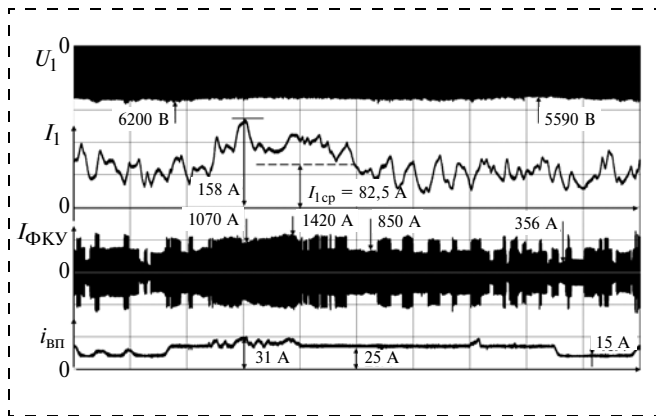


Рис. 6. Осциллограммы при работе экскаватора ЭКГ-10

(рис. 5) такой же, как на ЭКГ-5 (два уровня, четыре пика), только значения больше. Поэтому кроме глухой ступени на каждый трансформатор подключаем еще две подключаемые. Потребляемая из сети реактивная мощность при этом равна $Q_{\text{сети}} = Q_1 - Q_{\text{ФКУ}}$. Задача — приблизить $Q_{\text{ФКУ}}$ к Q_1 так близко, чтобы $Q_{\text{сети}}$ стремилась к нулю или была минимальной.

Однако в связи со сложностью управления в функции потребляемой реактивной мощности Q_1 , управляем подключением ступеней в функции $\Sigma |I_{di}|$. Алгоритм включения обрабатываем на моделях.

На больших экскаваторах, например ЭКГ-10 (рис. 6), с ростом I_1 вводится больше ступеней ФКУ (растет $I_{\text{ФКУ}}$), с уменьшением при отключении регулируемых ступеней — остается только глухая. Обратим внимание на то, что, как и на экскаваторе ЭКГ-5, регулирование момента двухзонное. При копании ток возбуждения подъема форсируем, при опускании ковша — ослабляем.

Искажения потребляемых токов и напряжений

На рис. 7 представлена осциллограмма сетевых напряжения U_1 и тока I_1 экскаватора ЭКГ-5, снятая с ЯКНО (ячейка комплектная наружной установки) в относительно слабой сети с мощностью короткого замыкания в точке подключения $S_{\text{к.з}} = 12$ МВА. Указанная осциллограмма получена при обработке другой большой осциллограммы, снятой за цикл экскавации, и соответствует малонагруженному режиму спуска ковша.

Обращает на себя внимание очень хорошая форма тока, несмотря на малое его значение. Коэффициенты искажения тока $K_{\text{ит}}$, напряжения $K_{\text{ин}}$ и искажения синусоидальности напряжения $K_{\text{исн}}$ получены аналитически после разложения кривых в ряд Фурье в результате разбиения периода на 400 интервалов. $K_{\text{ит}} \approx 0,9885$, $K_{\text{ин}} \approx 0,99949$, $K_{\text{исн}} \approx 0,032 = 3,2\%$. Обращаем внимание на то, что согласно показаниям счетчика СЭТ4ТМ (Н. Новгород) коэффициент искажения синусоидальности напряжения F_u в цикле во время снятия осциллограммы не превысил 2,5 % (F_u — это тот же коэффициент $K_{\text{исн}}$, но вычисляемый счетчиком в результате быстрого преобразования Фурье). Это важно, так как счетчик снимает показания в определенном временном "окне" с учетом статистики в соответствии с ГОСТ 13109—97. Расчетное значение коэффициента искажения синусоидальности несколько хуже показаний по счетчику. Осциллограмма на рис. 8 также часть осциллограммы за цикл экскавации для ЭКГ-5 и соответствует большому потреблению тока при копании.

Потребляемый экскаватором ток I_1 по форме еще больше приблизился к синусоидальному ($K_{\text{ит}} = 0,9947$), коэффициенты искажения напряжения и искажения синусоидальности напряжения

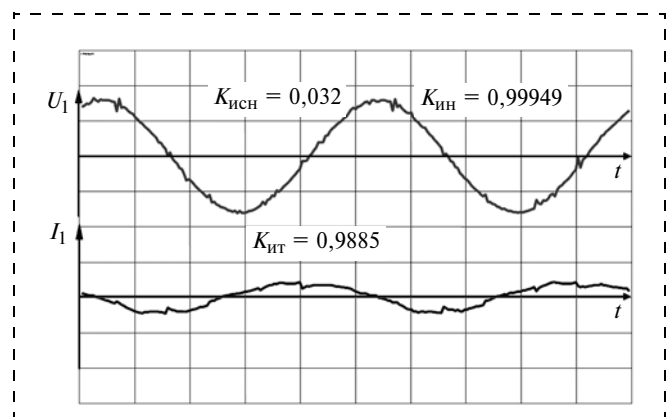


Рис. 7. Осциллограммы при спуске ковша (инверторный спуск)

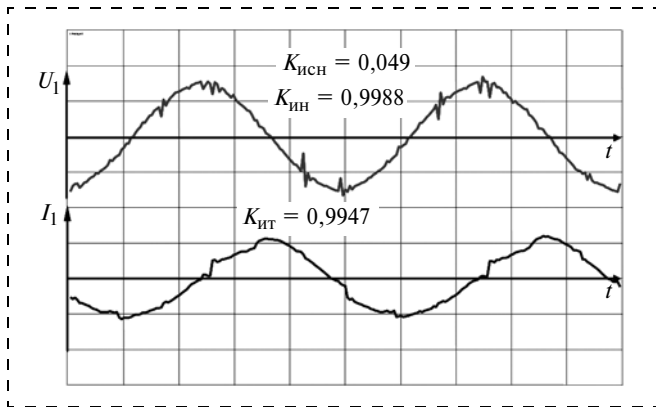


Рис. 8. Осциллограммы при копании

чуть ухудшились ($K_{инн} = 0,9988$, $K_{исн} = 0,049$). Однако даже эта последняя расчетная величина осталась в пределах допустимой по ГОСТ 13109—97 — менее 5 %.

Электромагнитная совместимость

Осциллограммы сетевых напряжения U_{1ac} , тока I_{1a} и тока возбуждения двигателя подъема $I_{вн}$ для экскаватора ЭКГ-10 при работе в очень слабой сети с мощностью короткого замыкания в точке подключения $S_{к.з} = 7$ МВА представлены на рис. 9. Эта мощность примерно в 3,5 раза меньше по отношению к требуемой для этого экскаватора по техническому заданию на проектирование (25 МВА).

Отметим, что экскаватор находился в самом конце длинной линии, кроме него в этой линии работали еще 3 экскаватора ЭКГ-10 с системой Г—Д, а непосредственно рядом — 3 буровых станка.

Как видно на осциллограмме, размах изменений напряжения в процессе цикла работы составлял 15...20 %. Тем не менее, коэффициент искажения синусоидальности напряжения по счетчику СЭТ4ТМ не превысил $F_u = 2,8$ %.

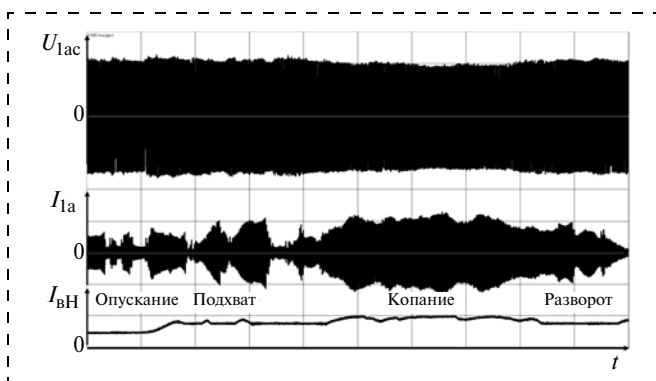


Рис. 9. Осциллограммы сетевых напряжения и тока возбуждения при вода подъема экскаватора ЭКГ-10

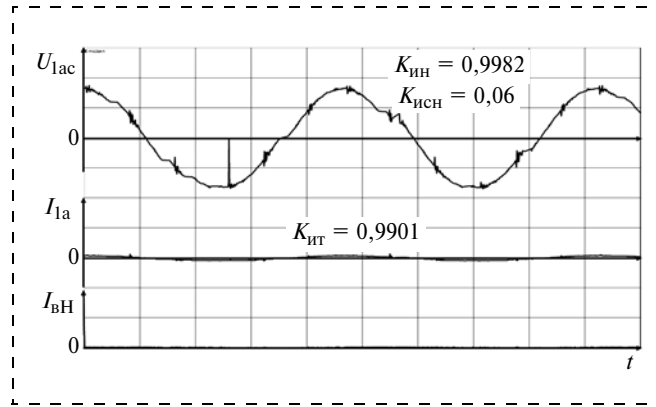


Рис. 10. Осциллограммы при отключенном НКУ

Интересно отметить, что при работе в этой сети наблюдались случаи остановки экскаваторов с системой Г—Д из-за снижения напряжения. Экскаватор с системой ТП—Д на эти снижения не отреагировал.

На рис. 10 представлена осциллограмма напряжения сети U_{1ac} при включенном разъединителе на высоковольтной ячейке. То есть экскаватор не работает, включен трансформатор собственных нужд, в качестве нагрузки лишь внутреннее освещение экскаватора (I_{1a}). Осциллограф "видит" сеть, в которой работает буровой станок. Из-за какой-то неисправности его оборудования наблюдаются "клевки" сетевого напряжения на землю. На трех осциллограммах общей длительностью 1 мин таких "поклевок" зарегистрировано около десятка. Как видим, расчетный коэффициент искажения синусоидальности достигает $K_{исн} = 6$ %.

Осциллограмма на рис. 11 получена из осциллограммы рис. 9 и соответствует малонагруженному состоянию при опускании ковша. В этом режиме включены только глухие ступени ФКУ. Как видно, токи являются практически синусоидальными ($K_{ит} \approx 0,9967$). Напряжение по качеству

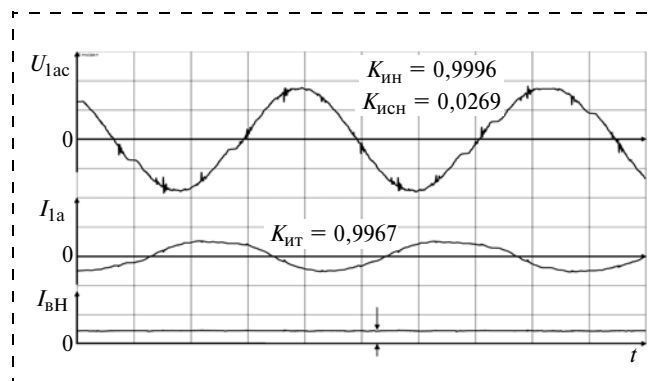


Рис. 11. Осциллограммы при опускании ковша

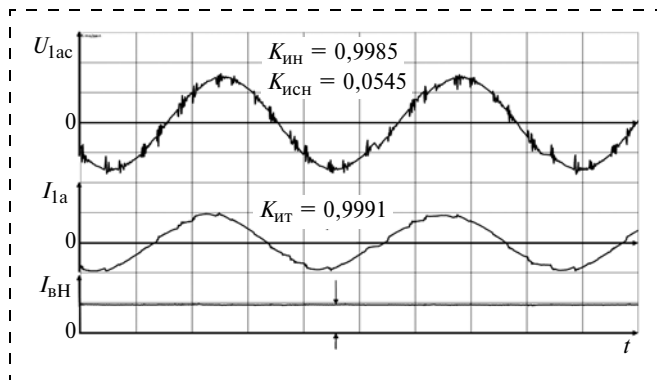


Рис. 12. Осциллограммы при копании (самый нагруженный режим)

($K_{инн} = 0,9996$, $K_{исчн} = 2,69\%$) лучше, чем при работе только бурового станка (см. рис. 10 и описание к нему). "Поклевки" сетевого напряжения при работе экскаватора мы не наблюдали ни разу.

Таким образом, можно утверждать, что ФКУ при подключении даже его минимальной доли — глухих ступеней способствует облагораживанию сети (несмотря на вредное воздействие некомпенсированных и даже неисправных тиристорных электроприводов буровых станков).

Осциллограмма на рис. 12 также получена при обработке осциллограммы (на рис. 9) и соответствует самому нагруженному режиму при копании. Естественно, при большой нагрузке ток практически синусоидален ($K_{итт} = 0,9991$).

Также естественно, что с ростом нагрузки выросли искажения напряжения. Расчетные коэффициенты для напряжения — $K_{инн} = 0,9985$, $K_{исчн} = 0,0545 = 5,5\%$. Таким образом, искажение синусоидальности незначительно превышает нормально допустимую границу, но еще очень далеко от предельно-допустимых значений. В то же время, заметим, что значения по счетчику СЭТ4ТМ (соответствующие измерению по ГОСТ 13109—97) практически вдвое меньше — $F_u = 2,8\%$. Наконец, самое важное. Если бы экскаватор с ТП—Д эксплуатировался в сети, соответствующей техническому заданию на проектирование его приводов с $S_{к.з} = 25$ МВА, то искажения напряжения оказались бы почти в 4 раза меньшими.

Коэффициент сдвига

Коэффициент сдвига (или $\cos\varphi$) характеризует собой степень сдвига между напряжением и током и представляет основную составляющую коэффициента мощности: $K_M = K_{итт}K_{инн}\cos\varphi$ — основной количественной характеристики качества потребляемой электроэнергии. Поскольку из приведен-

ных осциллограмм можно принять, что $K_{инн}$ и $K_{итт}$ по крайней мере не меньше 0,99, рассмотрим имеющуюся информацию.

Из отзыва главного энергетика ОАО "Доломит" от 18.02.11 г. о работе экскаватора ЭКГ-5 № 19 с НКУ по системе ТП—Д (это второй наш экскаватор с системой ТП—Д): "Проведенные в сентябре электротехническим персоналом замеры по потреблению активной мощности на тонну продукции показали, что для экскаватора с системой Г—Д этот показатель составляет 0,403 кВт·ч/т, а для экскаватора с системой ТП—Д с ФКУ — 0,21 кВт·ч/т. То есть в 1,92 раза меньше (этот результат полностью совпал с результатом на Стойленском ГОКе — 1,9 раза, хотя абсолютные значения из-за другой плотности горной массы другие, — письмо главного энергетика от 25.11.08 г.). Среднее значение $\cos\varphi$ экскаватора с системой Г—Д — 0,6 (абсолютное совпадение с замерами на Михайловском ГОКе — 0,59, протокол № 20 от 12.04.10 г.), а с системой ТП—Д — 0,95".

Таким образом, с учетом всех составляющих коэффициента мощности для экскаватора ЭКГ-5 с системой ТП—Д и одноступенчатым ФКУ может быть получен коэффициент мощности не хуже:

$$K_M \geq K_{итт}K_{инн}\cos\varphi = 0,99 \cdot 0,999 \cdot 0,95 \approx 0,94.$$

Рассмотрим, каковы эти параметры у более крупных экскаваторов, имеющих многоступенчатое подключаемое ФКУ.

На ГОКах (в частности, Михайловском) контроль за количеством и качеством потребляемой объектом электроэнергии осуществляется с помощью поминутной регистрации активной и реактивной мощностей (преобразователь E849-M1, регистратор MULTI LOG). Причем регистрируется реактивная мощность только индуктивного характера, вместо емкостной записывается ноль. Одновременно в диспетчерской рудоуправления регистрируются время, объем и масса отгруженной горной массы.

На рис. 13 представлен поминутный график потребления активной мощности (верхняя кривая) экскаватором ЭКГ-10 с системой ТП—Д во время отгрузки горной массы в железнодорожный транспорт. Первый состав загружен за 40 мин, средняя мощность, развиваемая экскаватором, 244 кВт; второй — за 40 мин, средняя мощность 259 кВт; третий — за 38 мин, средняя мощность 250 кВт; четвертый — за 35 мин (чистое время без учета перерыва), средняя мощность 264 кВт. Объем

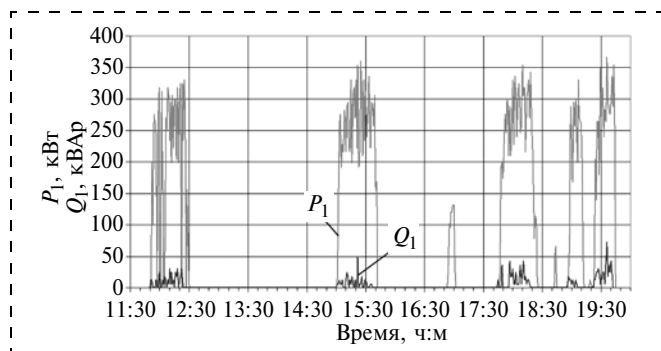


Рис. 13. График потребления активной P_1 и реактивной Q_1 мощностей для экскаватора ЭКГ-10 № 74, использующего систему ТП-Д (Михайловский ГОК)

погрузки в каждый состав — 322 м^3 , масса — 1140 т (протокол № 106 от 07.09.11 г.). Среднее время загрузки всех составов — 37,7 мин. Подробный расчет по цифровым таблицам этих отгрузок показал, что удельный расход электроэнергии на 1 т отгружаемой массы при погрузке в железнодорожный транспорт экскаватором ЭКГ-10 с системой ТП-Д составил $P_{\text{уд.ср}} = 0,142 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$.

На рис. 13 (нижняя кривая) также представлен график реактивной мощности, потребляемой экскаватором ЭКГ-10 с системой ТП-Д при тех же отгрузках. Для первого железнодорожного состава среднее потребление реактивной мощности составило 11,6 кВАр, для второго — 7,05 кВАр, для третьего — 10,89 кВАр, для четвертого — 16,1 кВАр.

Средневзвешенное значение коэффициента сдвига по всем отгрузкам составило: $\cos\varphi = \cos\text{arctg}\frac{\sum Q_i}{\sum P_i} = 0,999$.

Потребление активной энергии и производительность

На рис. 14 представлен график потребления активной мощности экскаватором ЭКГ-10 с системой Г-Д при описанных выше условиях погрузки в железнодорожный транспорт.

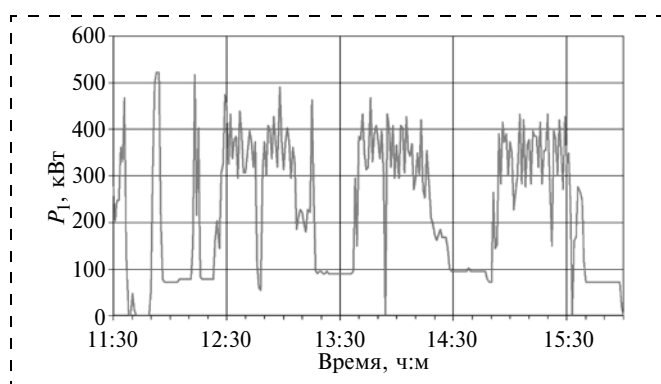


Рис. 14. График потребления активной P_1 мощности для экскаватора ЭКГ-10 № 78, использующего систему Г-Д (Михайловский ГОК)

Первые три пика — это подготовка забоя. Далее на графике хорошо просматриваются три интервала погрузки в транспорт. Среднее время погрузки — 50 мин, а средняя мощность экскаватора при загрузке — 350 кВт. Масса отгрузок та же — по 1140 т (протокол № 75 от 21.03.11 г.). Детальный расчет по таблицам показал, что удельный расход активной энергии на 1 т продукции для экскаватора ЭКГ-10 с системой Г-Д составил $P_{\text{уд.ср}} = 0,23 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$, что в 1,62 раза больше, чем для экскаватора с системой ТП-Д.

Время загрузки каждого состава для экскаватора с системой ТП-Д оказалось в $50/37,7 = 1,33$ раза меньше. Это свидетельствует о большей полезной мощности и производительности, развиваемой экскаватором с системой ТП-Д.

К сожалению, специфика измерительных приборов не позволила сравнить экскаваторы по $\cos\varphi$. Дело в том, что синхронный двигатель агрегата экскаватора с системой Г-Д для усиления перегрузочной способности был перевозбужден и генерировал в сеть реактивную мощность емкостного характера, которая не регистрировалась упомянутыми приборами.

Сравнение рис. 13 и 14 позволяет заметить очень интересные особенности различных систем, важные для эксплуатации. Во-первых, экскаватор с системой ТП-Д можно в перерывах между погрузками безболезненно отключать от сети, уменьшая энергопотребление. Повторное включение системы ТП-Д не имеет проблем, связанных с запуском агрегата, которые есть при использовании системы Г-Д. Во-вторых, видно, что активная мощность, потребляемая в каждый момент времени системой Г-Д, по крайней мере, на 100 кВт больше, чем в системе ТП-Д. Это чистые потери из-за работы агрегата и их хорошо видно в моменты пауз между отгрузками. В конечном итоге эти постоянно присутствующие 100 кВт потерь бесполезно увеличивают энергопотребление в системе Г-Д.

Погрузка экскаватором ЭКГ-10 с системой ТП-Д в автомобильный транспорт показала, что удельное энергопотребление на 1 т горной массы по сравнению с погрузкой в железнодорожный транспорт не изменилось — $P_{\text{уд.ср}} = 0,14 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$ (протокол № 86 от 26.04.11 г.).

Коэффициент мощности по первой гармонике также остался практически без изменения: $\cos\varphi_{\text{ср}} = 0,997$.

Аналогичные исследования проведены для экскаватора ЭКГ-12К при загрузке в автомобильный транспорт. Для каждого автомобиля велся учет

времени от зачерпывания первого ковша до конца погрузки, регистрировались тоннаж и поминутные значения активной и реактивной мощностей. Среднее значение активной мощности, потребляемой экскаватором на интервалах погрузки (их 25), составило $P_{\text{ср}} = 296$ кВт, время чистой погрузки — 72 мин, масса — 3160 т (протокол № 77 от 13.04.11 г.).

Точный расчет по таблицам показал, что средний удельный расход электроэнергии на 1 т для экскаватора ЭКГ-12К составил $P_{\text{уд.ср}} = 0,11$ кВт · ч/т, что в 2,1 раза меньше, чем на экскаваторе ЭКГ-10 с системой Г—Д и в 1,27 раза меньше, чем на экскаваторе ЭКГ-10 с системой ТП—Д. По-видимому, увеличение ковша в 1,2 раза для этих экскаваторов дает эффект уменьшения энергопотребления на четверть.

Среднее значение реактивной мощности за время интервалов погрузки (25 интервалов) составило $Q_{\text{ср}} = 18$ кВАр.

Коэффициент мощности по первой гармонике практически тот же, что и у экскаватора ЭКГ-10 с системой ТП—Д: $\cos\varphi = \cos\arctg Q_{\text{ср}}/P_{\text{ср}} = \cos\arctg 18/296 = 0,998$.

Таким образом, для крупных экскаваторов с многоступенчатым ФКУ (ЭКГ-10, 12 и др.) может быть получен коэффициент мощности с учетом всех составляющих не хуже:

$$K_m \geq K_{\text{ит}} K_{\text{ин}} \cos\varphi = 0,99 \cdot 0,999 \cdot 0,998 = 0,987 \approx 0,99.$$

Очевидно, что качество потребления электроэнергии крупными экскаваторами с многоступенчатым ФКУ значительно лучше, чем у экскаватора ЭКГ-5. Этому способствует сама структура двухтрансформаторного построения с исключением пятой и седьмой высших гармоник в потребляемом токе. Именно поэтому эти экскаваторы способны работать в значительно более слабых (относительно установленной мощности) карьерных сетях без ущерба для смежных с ними машин. Для

них не требуется создания индивидуальных сетей, как для экскаваторов фирмы "Харнишфегер" с системой "ASEA", которые из-за своей структуры энергосистемы уступают по качеству энергопотребления даже экскаватору ЭКГ-5.

Результаты разработки

На сегодняшний день по карьерным машинам с ковшом вместимостью 5...12 м³ можно утверждать, что переход от системы Г—Д к системе ТП—Д с ФКУ позволяет снизить удельное потребление активной энергии на 1 т (или м³) горной массы в 1,5—2 раза и обеспечить коэффициент мощности не хуже 0,95...0,99.

Из-за того, что силовые установки этих машин опираются на сеть, а не на момент электромеханического агрегата, все они демонстрируют огромную силу по отношению к аналогам, что отмечают машинисты. Все машины, оснащенные системой ТП—Д с ФКУ, очень удачно электромагнитно совмещаются с другими экскаваторами в сетях, не мешая им, в то же время, продолжая работать при просадках напряжения, когда электромеханические агрегаты аналогов "вываливаются" из работы. Отсутствуют шум и вибрации агрегата в машинном зале.

В настоящее время в народном хозяйстве с системой ТП—Д производства ОАО "Рудоавтоматика" уже работают пять машин ЭКГ-5. На Михайловском ГОКе более полутора лет работает ЭКГ-10 № 74, более года ЭКГ-12К № 1, полгода — ЭКГ-12К № 6, с марта 2011 г. — ЭКГ-12К № 8, а в 2012 г. планируется запуск четвертой машины ЭКГ-12К.

В стадии заводских испытаний находятся три НКУ: на ЭКГ-5, -10, -18. Заканчивается изготовление НКУ на ЭКГ-15. Разрабатываются НКУ на драглайны ЭШ 6/45 и 11/70, их очередь наступит в будущем 2013 г.

И. И. Карташев¹, канд. техн. наук, **В. Н. Тульский**¹, канд. техн. наук,
Н. М. Кузнецов², канд. техн. наук, ст. науч. сотр., **М. Г. Симуткин**¹, инж., **Р. Р. Насыров**¹, инж.
¹ МЭИ (ТУ),
² МПТИ (ф) СВФУ, г. Мирный
E-mail: kafesem@rambler.ru

Оценка работы фильтров в системе электроснабжения горно-добывающего предприятия по результатам контроля качества электроэнергии

Представлены результаты исследований гармонического состава напряжения электрических сетей горного предприятия. Рассмотрено влияние полупроводниковых преобразователей в составе регулируемых электроприводов на искажение формы питающего напряжения вследствие генерирования в электрическую сеть высших гармоник.

Ключевые слова: гармоники тока и напряжения, регулируемый электропривод, высшие гармоники, активный выпрямитель.

I. I. Kartashev, V. N. Tuljskiy, N. M. Kuznetsov, M. G. Simutkin, R. R. Nasyrov

Estimation of Job Filter in System Electro Supply of Mining Enterprises for Results Control of the Quality Electrical Energy

Results of researches harmonic composition of voltage of electric network of mining enterprises are represented. Influence of semi-conductor converters as a part of adjustable electric drives on distortion of the form of feeding voltage owing to generating in an electric network of the higher harmonics is considered.

Keywords: harmonics of current and voltage, adjustable electric drive, higher harmonics, active rectifier.

Во многих технологических процессах на производстве широко применяются регулируемые вентильные электроприводы. К ним относятся частотно-регулируемые и регулируемые электроприводы постоянного тока. Их использование связано с оптимизацией затрат на электроэнергию или обусловлено технологической необходимостью. Примером последнего является применение машин постоянного тока для работ с большими пусковыми моментами на валу двигателя.

Характерной особенностью работы регулируемых вентильных электроприводов является отрицательное влияние на качество электрической энергии по несинусоидальности кривой напряжения и тока [1].

Ухудшение качества электроэнергии ведет к увеличению потерь электроэнергии, сокращению срока службы оборудования, внезапным отказам технических устройств. Снижение качества электроэнергии ведет к технологическому ущербу

предприятия, недоотпуску и браку продукции и к нарушению технологии производства [2].

Электроснабжение рассматриваемого предприятия осуществляется от подстанции с номинальным напряжением 110 кВ через два шахтных трехобмоточных трансформатора типа ТДТНШ-40000/110. От шин среднего напряжения питаются электроприемники подземной части рудника, от шин низшего напряжения — наземной, где и проводился контроль качества электроэнергии. Для ограничения токов короткого замыкания на шинах низшего напряжения (НН) установлены токоограничивающие реакторы РБДГ-10-2500-0,35У3.

В состав нелинейных электроприемников, присоединенных к распределительному устройству 6,3 кВ, входят: два частотно-регулируемых электропривода главного вентилятора мощностью 3150 кВт с 18-пульсными управляемыми схемами выпрямления и четыре регулируемых привода постоянного тока подъемных машин скипового и клетьевого ствола мощностью 850...2500 кВт с 6- и

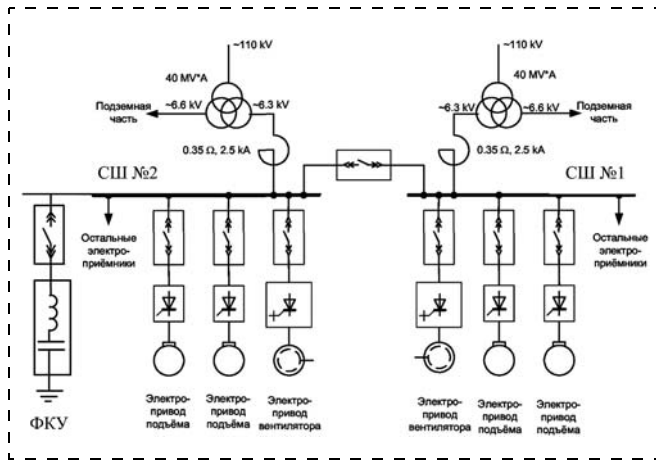


Рис. 1. Упрощенная схема электроснабжения регулируемых электроприводов наземной части горного предприятия

12-пульсными преобразователями. Доля нелинейной нагрузки составляет более 85 % от общей нагрузки. Упрощенная схема электроснабжения, иллюстрирующая присоединения регулируемых электроприводов, показана на рис. 1.

Контроль качества электроэнергии проводился с 03.05 по 05.05.2011 г. В качестве средств измерения использовались анализаторы качества электроэнергии типа ЭРИС-КЭ.02. При измерениях контролировались показатели качества по напряжению и току. Присутствие мощных преобразователей вносит значительные искажения в кривые тока и напряжения. На рис. 2 представлен спектр гармоник напряжения на секции шин № 1, а на рис. 3 — для секции шин № 2. Амплитуды гармоник представлены как среднее за весь период наблюдений значение по каждой гармонике.

Для подавления высших гармоник на секции шин № 2 установлены пассивные фильтры 5-й, 7-й, 11-й и 13-й гармоник. Как видно на рис. 2 и 3, в спектре напряжения обеих секций преобладают гармоники с номерами $n = km \pm 1$, где $k = 1, 2, 3 \dots$ —

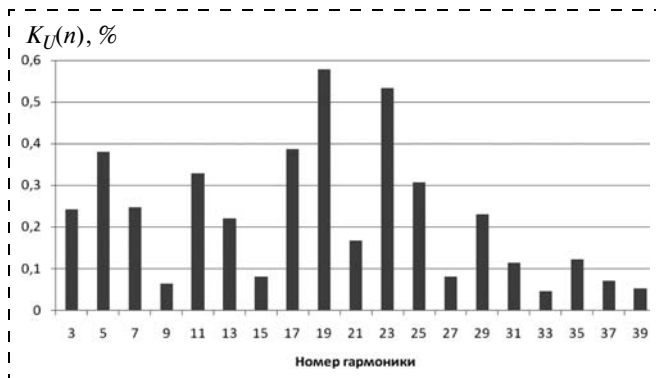


Рис. 2. Спектр гармоник напряжения на секции шин № 1 6,3 кВ

ряд натуральных чисел; m — пульсность преобразователя. Большие значения 35-й и 37-й гармоник напряжения (до 0,6 % от напряжения основной частоты для секции № 2) обусловлены наложением гармоник, генерируемых при работе регулируемых электропривода и с 6-, и с 12-, и с 18-пульсными схемами выпрямления.

В ГОСТ 13109—97 [3] установлены нормально допустимые и предельно допустимые нормы качества электроэнергии в системах общего назначения. Качество электроэнергии удовлетворяет требованиям ГОСТ 13109—97, если в течение 95 % времени суток показатель качества электроэнергии не превышал нормально допустимого значения для показателя, а в оставшиеся 5 % суток возможно превышение нормально допустимого уровня, но не допускается превышение предельно допустимого значения. В ГОСТ 13109—97 принято время выхода за нормально допустимые значения обозначать T_1 , а за предельно допустимые — T_2 . Качество электроэнергии соответствует требованиям ГОСТ 13109—97, если в течение суток $T_1 < 5 \%$, а $T_2 = 0$ для каждого показателя качества электроэнергии.

За период измерения зафиксированы кратковременные превышения предельно допустимых значений для некоторых четных гармоник (4-й, 6-й, 8-й, 18-й, 20-й, 24-й и др.). Относительное время выхода за предельно допустимый уровень T_2 по данным гармоникам составляет не более 10 мин суммарно за сутки. Наличие четных гармоник свидетельствует о продолжительной (более интервала усреднения, равного 3 с) несимметричности кривой напряжения относительно оси абсцисс, обусловленного присутствием постоянной составляющей в этом напряжении. Возможной причиной такой несимметрии является управление вентилями в целях перехода электропривода от одних параметров режима работы к другим.

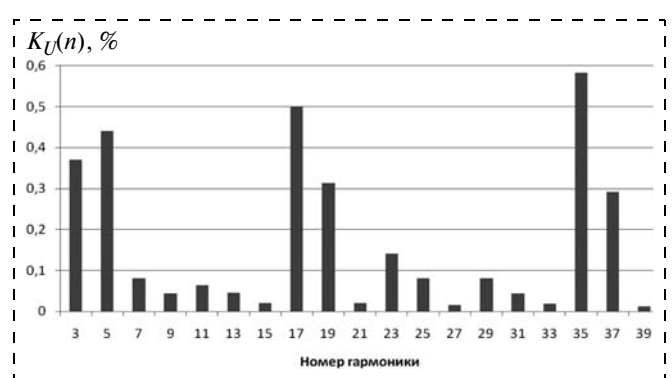


Рис. 3. Спектр гармоник напряжения на секции шин № 2 6,3 кВ

Коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения K_U и коэффициент n -й гармонической составляющей напряжения $K_{U(n)}$ для целого ряда гармоник превышает требования ГОСТ 13109—97 на секции шин № 1. При незначительной разнице загрузки шин 6,3 кВ (менее 1 МВА) установка фильтров высших гармоник на секции шин № 2 позволила снизить уровень гармоник напряжения и ввести показатели качества в допустимые нормой пределы (за исключением 35-й и 37-й гармоник). Однако на спектре гармоник (см. рис. 3) видно, что $K_{U(5)}$ почти в 5 раз превосходит $K_{U(7)}$, при том, что для других гармоник (29-й, 31-й и т. д.), генерируемых теми же 6-пульсными преобразователями, отношение коэффициентов не превосходит 1,5. Высокий уровень 5-й гармоники связан с возможным выходом из строя одной или нескольких конденсаторных батарей, что вызвало смещение резонансной частоты фильтра в сторону более низких частот.

Для подтверждения этой гипотезы была составлена математическая модель системы электропитания, с помощью которой рассчитаны показатели качества электроэнергии. Для расчета коэффициентов n -й гармонической составляющей напряжения нелинейные электроприемники были представлены как источники тока на соответствующих высших гармониках, а пассивные элементы (трансформаторы, линии, реакторы, система и линейная нагрузка) — скорректированными относительно тока основной частоты активными и реактивными сопротивлениями.

При анализе результатов было выявлено, что фактические и расчетные значения коэффициента n -й гармонической составляющей напряжения

для 5-й гармоники и коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения имеют значительные расхождения (табл. 1). Отклонения других коэффициентов n -й гармонической составляющей напряжения объясняется принятыми при математическом моделировании допущениями: источник искажения на n -й гармонике задавался отношением тока основной частоты к номеру гармоники; не учитывалось изменение нагрузки во времени и переход электроприводов от одного режима работы к другому; загрузка электроприводов рассчитывалась исходя из номинальной мощности электроприводов и коэффициента спроса.

Пассивный фильтр является статическим элементом с постоянным сопротивлением. При измерении реактивной мощности на вводе в фильтр было обнаружено, что реактивная мощность, указанная в паспорте, и измеренные значения значительно отличаются. Такое различие возможно при выходе из строя конденсаторов фильтра высших гармоник.

Зная минутные значения напряжения на секции шин, к которым присоединен фильтр, и его параметры, можно рассчитать в каждый момент времени генерируемую реактивную мощность.

Сравнение расчетных значений реактивной мощности с измеренными показало, что последнее меньше расчетного в среднем на ≈ 350 кВАр (математическое ожидание отклонения за период измерений), что составляет $\delta = 15\%$ (рис. 4).

График нагрузки секции шин (рис. 5) характеризуется резкими непериодическими колебаниями активной и реактивной мощностей. Максимально зафиксированные изменения мощности за 1 мин составляют 1,5 МВт и 2,0 МВАр. Такой режим потребления вызывает резкие изменения напряже-

Таблица 1

Сопоставление расчетных значений коэффициентов n -й гармонической составляющей напряжения и фактически измеренных значений

Номер гармоники	Фактическое значение, %	Расчетное значение, %	Отклонение (разница) фактического значения от расчетного, %
5-я	3,26	0,35	2,91
7-я	1,64	0,22	1,42
11-я	0,94	0,19	0,75
13-я	0,28	0,18	0,1
17-я	1,19	0,71	0,48
19-я	0,95	0,81	0,14
23-я	0,95	0,79	0,16
25-я	0,95	0,82	0,13
29-я	0,85	0,32	0,53
31-я	0,80	0,32	0,48
35-я	1,03	1,60	-0,57
37-я	0,74	1,62	-0,88

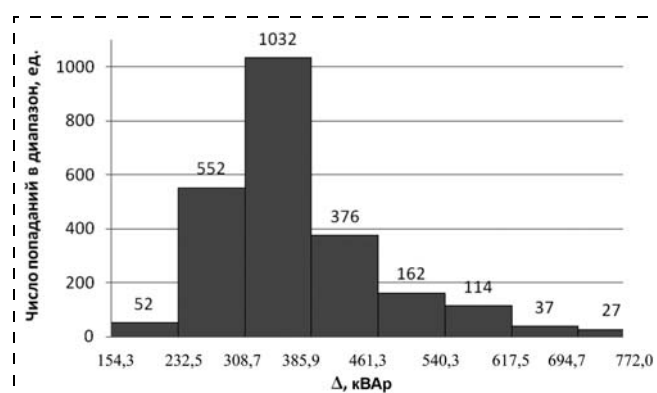


Рис. 4. Гистограмма распределения разницы между минутными расчетными и измеренными значениями реактивной мощности

ния на секции шин (рис. 6), что отрицательно воздействует на пассивные фильтры.

Сравнение пассивных и активных фильтров высших гармоник (табл. 2) показывает, что предпочтительнее по техническим причинам следует отдать активным фильтрам.

По результатам проведенного анализа было рекомендовано отказаться от установки пассивных фильтров в пользу применения активной фильтрации высших гармоник, как наиболее предпочтительной при быстроизменяющемся режиме работы электроприемников.

Список литературы

1. Козярук А. Е., Кузнецов Н. М., Федоров О. В., Свириденко А. О. Искажение формы питающего напряжения в сетях электроснабжения при наличии полупроводниковых преобразователей // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 6. С. 30—35.

2. Управление качеством электроэнергии: учеб. пособие для вузов / И. И. Карташев, В. Н. Тульский, Р. Г. Шамонов и др. / под ред. Ю. В. Шарова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 354 с.

3. ГОСТ 13109—97. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. Минск: ИПК Изд-во стандартов, 1998.

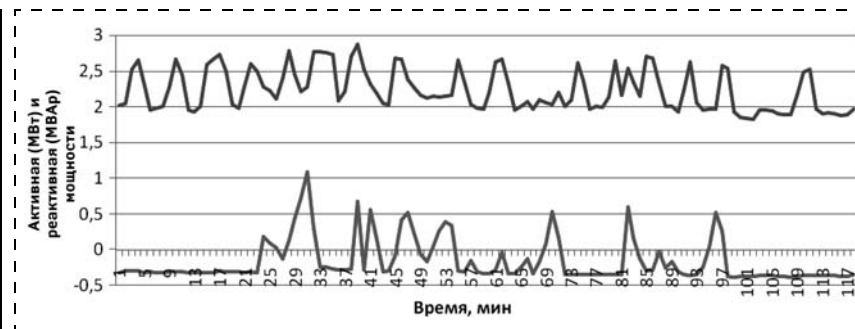


Рис. 5. Минутные значения активной и реактивной мощности за период измерений с 18:30 до 20:30 03.05.11 г.

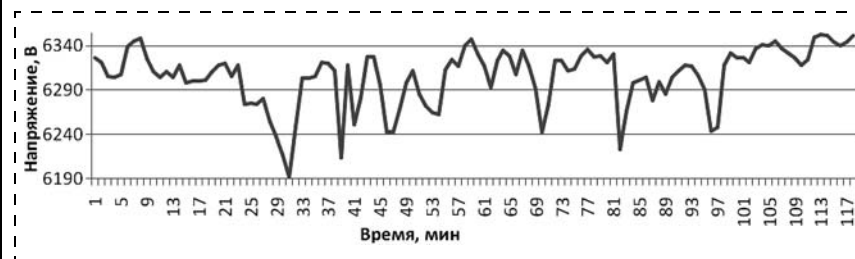


Рис. 6. Минутные значения напряжения на секции шин за период измерений с 18:30 до 20:30 03.05.11 г.

Таблица 2

Сравнение активных и пассивных фильтров высших гармоник

Сравниваемый показатель	Активный фильтр	Пассивный фильтр
Возникновение резонансных явлений из-за установленного фильтра	Отсутствует	Возможно
Работа при резкопеременной нагрузке	Допустима	Нежелательна
Способность компенсировать реактивную мощность	Возможно	Возможно
Зависимость компенсируемой реактивной мощности от напряжения на шинах	Не зависит	Зависит
Компактность	Более компактно	Менее компактно
Стоимость	Более дорогое	Менее дорогое
Подавление неканонических составляющих тока	Возможно	Невозможно
Подавление низкочастотных составляющих тока	Возможно	Невозможно

УДК 621.91:622

Н. В. Сурина, канд. техн. наук, доц., О. В. Казакова, магистр, МГГУ

E-mail: kaftmr@msmu.ru

Пути повышения надежности зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов

Рассмотрены причины, вызывающие поверхностные разрушения зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов, приведены результаты расчета зубчатых колес на глубинную контактную выносливость, проанализированы возможные пути повышения надежности зубчатых колес.

Ключевые слова: надежность, трансмиссия, зубчатые колеса, очистные комбайны, методы повышения надежности.

N. V. Surina, O.V. Kazakova

Means of Increasing the Reliability of Transmission Gears Shearers

In article the reasons which cause superficial collapses of gears of transmissions of clearing combines are considered, results of calculation of gears on deep contact endurance are resulted, possible ways of increase of reliability of tooth gears analyzed.

Keywords: reliability, transmission, shearer, methods to improve reliability.

Критерием предельного состояния зубчатых колес трансмиссий очистных комбайнов являются поверхностные разрушения, о чем говорят многочисленные исследования в этой области. Такой характер разрушений связан с превышением действующими напряжениями прочности материала в зонах контакта зубьев колес, что вызвано в свою очередь тяжелыми режимами их нагружения, особенностями строения материала поверхностного слоя, технологической наследственностью.

Поверхностно упрочненные (цементованные, нитроцементованные) зубчатые колеса выходят из строя вследствие прогрессирующего выкрашивания (питтинга) и отслоения упрочненного слоя. Выкрашивание является результатом образования усталостных трещин в поверхностном слое, отслоение упрочненного слоя в свою очередь возникает в результате образования подслояных усталостных трещин.

Для анализа причин возникновения перечисленных выше дефектов в первую очередь необходимо изучить характер действующих эксплуатационных нагрузок. Следует учитывать все виды нагрузок, даже если их действие кратковременно, поскольку они могут вызвать критические изме-

нения в структуре материала, после чего разрушения будут неизбежны. Необходимо учитывать средние длительно действующие и максимальные кратковременно действующие нагрузки.

Во время зацепления на зубья нагруженных колес действует нормальная к их поверхности, распределенная вдоль контактной линии сила, под действием которой в зубьях возникают контактные напряжения и напряжения изгиба.

Максимальное напряжение изгиба возникает в случае, когда нагрузка воспринимается одной парой зубьев, а точка ее приложения наиболее удалена от корня зуба.

Контактирующие поверхности зубьев воспринимают как нормальные, так и касательные напряжения. Нормальные контактные напряжения имеют наибольшую величину на поверхности и уменьшаются вглубь зуба. Касательные напряжения, в отличие от нормальных, имеют наибольшую величину на некоторой глубине под поверхностью. Возникающие в зацеплении касательные силы трения увеличивают поверхностные и глубинные касательные напряжения. Из-за сложного напряженного состояния, вызванного совместным действием нормальных и касательных напряже-

ний, в поверхностном упрочненном слое может возникнуть пластическая деформация материала. Следы такой деформации были определены авторами данной статьи при проведении металлографического исследования поверхностного слоя цементованного зубчатого колеса из стали 20Х2Н4А трансмиссии очистного комбайна К-101. Кроме того, как показали исследования [2], в результате возникновения градиентов давления, упругой и пластической деформации, температуры в микрообъемах зубьев изменяется кинетика диффузии элементов, происходят микродиффузионные перемещения, в результате которых в слое могут образоваться различные дефекты, в частности, пористость.

Далее необходимо отметить, что на нагрузочную способность зубчатых колес во многом влияют качество и глубина упрочненного слоя. Как показывают исследования [1], микротвердость по толщине упрочненного слоя цементованных и нитроцементованных зубьев распределяется неравномерно. Толщина поверхностной зоны от 0 до 0,1 мм может иметь пониженную твердость из-за возникновения различных дефектов, связанных с внутренним окислением, структурой немартенситного типа и т. п. Эффективная толщина слоя имеет максимальную твердость на глубине 0,1...0,3 мм, которая затем уменьшается к сердцевине зуба. Кроме того, толщина упрочненного слоя по профилю зубьев неравномерна: она всегда максимальна в верхней части их головки и минимальна во впадине между зубьями.

Выполненные в работе [1] исследования показывают, что свойства материала во впадине между зубьями определяют не только прочность зубьев при изгибе, но и в значительной степени влияют на контактную прочность поверхности зубьев. Чем больше под действием контактных нагрузок зуб отклоняется от расчетного положения, тем больше изменений и в самом контакте, так как при этом изменяются силы трения и могут значительно возрасти динамические нагрузки. Увеличение толщины слоя во впадине между зубьями повышает их усталостную долговечность.

Еще один вопрос связан с достижением оптимального соотношения между толщиной и твердостью упрочненного слоя и твердостью сердцевины. Вероятность зарождения глубинных контактных разрушений в упрочненном слое возрастает с увеличением отношения твердости поверхности к твердости сердцевины. Кроме того, достижение высокой твердости и толщины упрочненного

слоя связано с длительным высокотемпературным нагревом, что приводит к деформации и снижению точности зуба, а достижение точности зубчатых колес так же важно, как и повышение их прочности.

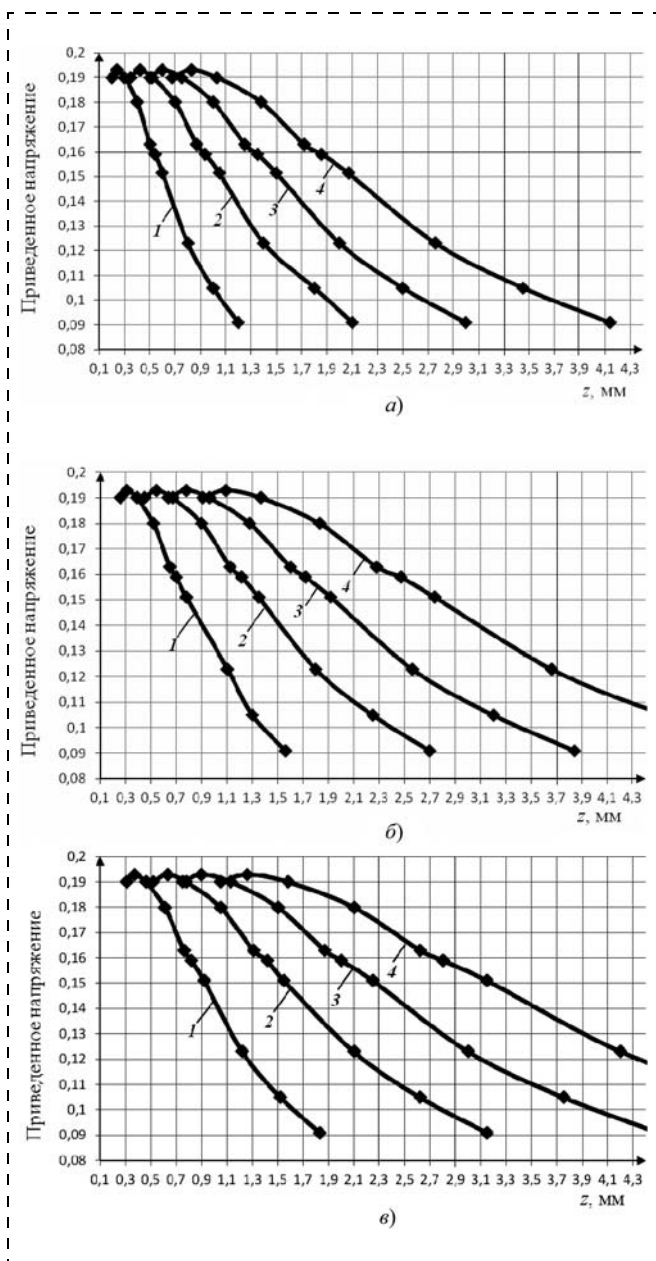
В целях выявления причин возникновения глубинных усталостных повреждений был проведен расчет зубчатых колес редуктора очистного комбайна на глубинную контактную выносливость. Контактные нагрузки определенного уровня могут вызывать подслоиные касательные напряжения, превышающие предел глубинной выносливости, и привести к развитию подслоиных усталостных трещин.

Оценка контактных напряжений в трансмиссии комбайна К-500 проводилась, учитывая действия средних, пусковых, максимальных и пиковых нагрузок, обусловленных прорезанием резцами исполнительного органа твердых включений угольного пласта [3].

На рисунке показаны зависимости изменения относительного приведенного напряжения $\frac{\tau_{пр}}{\sigma_n}$ от глубины упрочненного слоя z ($\tau_{пр}$ — приведенное касательное напряжение, вызывающее глубинное разрушение, σ_n — контактное напряжение). Анализировались касательные напряжения, вызванные действием устойчивого 1, пускового 2, максимального 3 и пикового 4 моментов на валу шестерни. Зависимости приведены для трех пар трансмиссии, две последние из которых лимитируют ее работу.

Как видно на графиках, действующие на глубине слоя приведенные напряжения неодинаковы по величине и имеют максимальное значение на глубине 0,3...0,6 мм при действии нагрузок среднего уровня (кривые 1 и 2). В результате расчетов установлено, что при максимальных (кривая 3) и особенно пиковых нагрузках (кривая 4) зона действия максимальных глубинных напряжений смещается в глубину упрочненного слоя на 0,3...0,6 мм. Таким образом, наибольшие напряжения $\tau_{пр}$ могут действовать либо на границе упрочненного слоя, либо в подслоиной зоне, что будет вызывать образование подслоиной усталостной трещины.

Все рассмотренные зубчатые колеса подвергаются поверхностному упрочнению — газовой цементации. Высокотемпературный режим цементации и последующей закалки приводит к короблению, деформации и снижению точности изго-



Зависимости приведенных касательных напряжений от глубины упрочненного слоя для трех пар зубчатых колес трансмиссии: а — 1—2 пара (глубина цементационного слоя 1,1...1,5 мм); б — 4—5 пара (глубина цементационного слоя 1,1...1,5 мм); в — 6—7 пара (глубина цементационного слоя 1,4...1,8 мм)

товления зубчатых колес на 2—3 порядка. Поэтому для компенсации деформационного эффекта и достижения 8-й степени точности изготовления после химико-термической обработки применяют операцию зубошлифования.

Снятие при шлифовании 0,15...0,3 мм упрочненного слоя приводит к значительному снижению его эффективной толщины, в результате чего максимальные глубинные напряжения, вызванные действием кратковременных нагрузок высо-

кого уровня, уходят в подслоиную область, что может привести к возникновению поверхностных дефектов.

Для предотвращения поверхностных и особенно глубинных усталостных разрушений зубчатых колес необходим комплексный подход, включающий в себя совершенствование методов химико-термической обработки, а именно, переход на ионные методы обработки и внедрение новых методов финишной обработки, направленной на достижение высокой точности зубчатого колеса.

Приведенные в работе [1] данные показали, что основными показателями, определяющими долговечность зубчатых колес в условиях контактной выносливости, являются эффективная толщина слоя, в том числе и во впадине между зубьями, микротвердость поверхностной зоны, твердость сердцевины. В результате многочисленных исследований в работе представлены оптимальные значения перечисленных параметров и рекомендации по совершенствованию процессов химико-термической обработки.

Зубошлифование является наиболее производительным методом обеспечения высокой точности зубчатых колес после химико-термической обработки. Однако особенностью всех методов зубошлифования является неравномерный съем припуска по длине и высоте зуба, что в сочетании с погрешностью профиля приводит к существенным колебаниям глубины шлифования. Процесс зубошлифования, связанный с тепловым воздействием, может вызвать структурные изменения в поверхностном слое зубчатого колеса в виде прижогов. Микротвердость в зоне прижогов снижается, а в поверхностном слое возникают растягивающие остаточные напряжения. Соответственно снижается долговечность зубчатого колеса по контактной (в 3,5 раза) и изгибной (в 1,4—1,6 раз) выносливости [4].

При традиционном методе шлифования для обеспечения свободного выхода шлифовального круга при нарезании зуба специальной фрезой с протуберанцем формируется выкружка (поднутрение) у основания зуба. Эта вынужденная технологическая мера ослабляет наиболее напряженную часть зубчатого профиля, что в свою очередь понижает и контактную выносливость, о чем говорилось ранее.

Применение альтернативного метода профильного глубинного шлифования высокопористыми кругами [5] дает возможность эффективно решить стоящие проблемы. Предлагаемый метод

обеспечивает равномерный съём припуска при более низком нагреве обрабатываемой поверхности, чтобы предотвратить появление на ней дефектов шлифовочного характера. Для обеспечения высокой точности формируемого профиля инструмент подвергается принудительной правке специальными профильными алмазными роликами. Высокопористые шлифовальные круги из электрокорунда и карбида кремния обладают повышенной прочностью, высокой износостойкостью и обеспечивают минимальную работу трения с профилируемой впадиной за счет уменьшения количества абразивных зерен, находящихся в зоне контакта инструмента с профилем зуба. Применение высокопористых кругов дает возможность уменьшить число проходов за счет увеличения глубины врезания, компенсируя увеличение площади контакта снижением числа работающих абразивных зерен. Кроме того, температура нагрева в зоне обработки снижается на 300...400 °С по сравнению с применением шлифовальных кругов нормальной структуры, что предотвращает возникновение прижогов и других шлифовочных дефектов. Поверхностный слой деталей формируется с минимальными макро- и микроструктурными искажениями на глубине до 10 мкм или их отсутствием и наведением сжимающих остаточных напряжений на поверхности величиной до 240 МПа.

Вывод

Для повышения надежности зубчатых колес трансмиссий горных машин, работающих в условиях тяжелых эксплуатационных нагрузок, необходимо использовать последние достижения химико-термической обработки в целях получения оптимальной структуры, глубины и твердости поверхностного упрочненного слоя, а также применять современные методы шлифования, позволяющие снимать равномерный припуск по всей рабочей поверхности и ножке зуба и исключить возникновение шлифовочных дефектов.

Список литературы

1. **Зинченко В. М.** Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 303 с.
2. **Любарский И. М., Палатник Л. С.** Металлофизика трения / Сер. Успехи современного металловедения. М.: Металлургия, 1976. 176 с.
3. **Сурина Н. В.** Установление режимов нагружения и определение ресурса трансмиссий очистных комбайнов для тонких пластов на стадии проектирования: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1991.
4. **Якимов А. В.** Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей. М.: Машиностроение, 1984. 311 с.
5. **Старков В. К.** Шлифование высокопрочными кругами. М.: Машиностроение, 2007. 688 с.

Вниманию авторов!

Приводимые ниже требования по оформлению статей, направляемых в редакцию журнала, и подготовке их содержательной части размещены на сайте <http://novtex.ru/gormash>. Тем не менее, продолжают поступать статьи, где эти требования и рекомендации выполняются не полностью. Считаю необходимым разместить их на страницах журнала.

Требования по оформлению материалов для публикации в журнале "Горное оборудование и электромеханика"

МАТЕРИАЛЫ, ПРЕДСТАВЛЯЕМЫЕ В РЕДАКЦИЮ

- Статья, оформленная в соответствии с требованиями.
- Иллюстрации и перечень подрисовочных подписей.
- Инициалы, фамилии авторов, название статьи, аннотация и ключевые слова на русском и английском языке.
- Сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, ученая степень, место работы, занимаемая должность, домашний и служебный адреса, телефоны, факс, e-mail).
- Статья на электронном носителе.

Продолжение см. на стр. 46.

УДК 622.4

А. М. Красюк, д-р техн. наук, проф., Е. Ю. Русский, канд. техн. наук,
ИГД СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: geomining@mail.ru

Влияние возмущений от воздушного потока на НДС основных узлов ротора вентилятора главного проветривания

Рассмотрена конструкция ротора осевого вентилятора, определены параметры возмущенного воздушного потока, найдены зависимости напряжений в элементах ротора от параметров возмущенного воздушного потока.

Ключевые слова: ротор осевого вентилятора, напряженно-деформированное состояние, возмущенный воздушный поток.

A. M. Krasyyuk, E. Yu. Russky

Influence of Indignations from the Air Stream on the Intense-Deformed Condition of the Main Airing Basic Knots Rotor Fan

The design of a rotor of the axial fan is considered, parameters of the turbulent air stream are defined, dependences of pressure are found in elements of a rotor from parameters of the turbulent air stream.

Keywords: rotor of axial fan, intense-deformed condition, turbulent air stream.

Эксплуатационная надежность является важнейшей характеристикой шахтных вентиляторов главного проветривания. Она в значительной степени зависит от запаса прочности и уровня вибрации основных узлов вентилятора. На узлы вентилятора действуют возмущения от воздушного потока, вызванные действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения потока при взаимодействии с ребрами корпуса, лопатками направляющего и спрямляющего аппаратов [1], а также от возмущений, обусловленных внезапными выбросами или взрывами.

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор. Его надежность в основном определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала и рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и рабочие лопатки [2]. Рассмотрим вентилятор главного проветривания серии ВО [2], рабочее колесо которого имеет восемь сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции. Коренной вал вентилятора через муфту соединен с трансмисси-

онным валом, который через муфту кинематически связан с валом электродвигателя. Схема вентилятора показана на рис. 1.

Влияние возмущенного воздушного потока на колебания сдвоенных листовых лопаток

Рассмотрим взаимодействие возмущенного воздушного потока со сдвоенной лопаткой осевого вентилятора.

На рис. 2 показана схема сдвоенной листовой лопатки осевого вентилятора ВО-36К [2]. Данный вентилятор имеет следующие параметры: диаметр по концам лопаток $D = 3,6$ м, статическое давление $P_{sv} = 2550$ Па, мощность электродвигателя $N = 2000$ кВт.

Анализ проводился методом конечных элементов (КЭ) с использованием программного пакета Ansys. Лопаточный узел разбит на объемные КЭ, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (рис. 3, а). На цилиндрической поверхности крепежной зоны запрещаются перемещения по осям OX и OY , в месте упора хвостовика лопат-

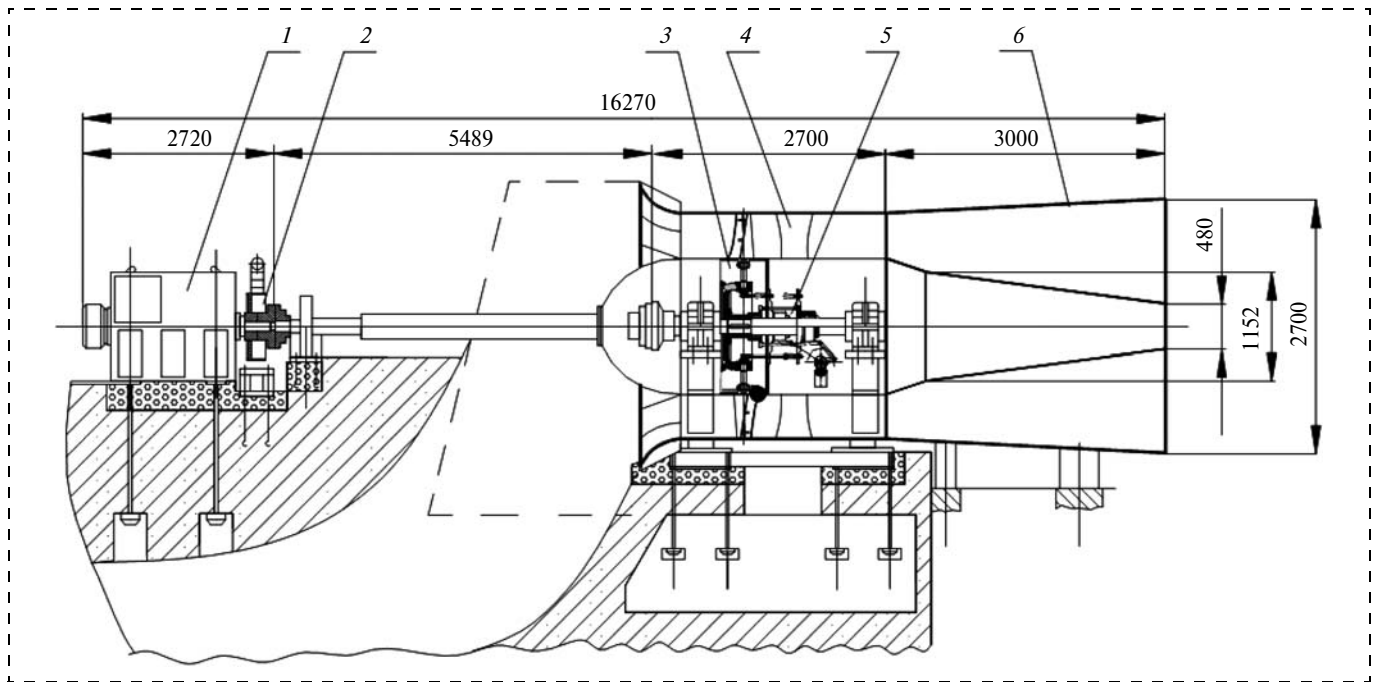


Рис. 1. Схема вентиляторного агрегата серии ВО:

1 — синхронный электродвигатель 630 кВт, 750 мин⁻¹, 6,0 кВ; 2 — электромагнитный тормоз; 3 — рабочее колесо с поворотными на ходу сдвоенными листовыми лопатками; 4 — неповоротные лопатки спрямляющего аппарата; 5 — механизм одновременного поворота лопаток рабочего колеса; 6 — диффузор

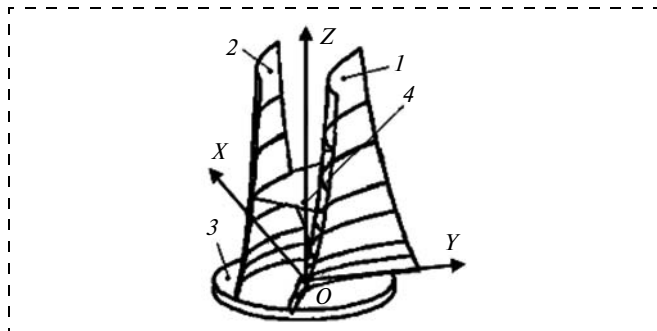


Рис. 2. Схема сдвоенной листовидной лопатки осевого вентилятора ВО-36К: 1 — большая лопасть; 2 — малая лопасть; 3 — поворотное основание; 4 — перемычка

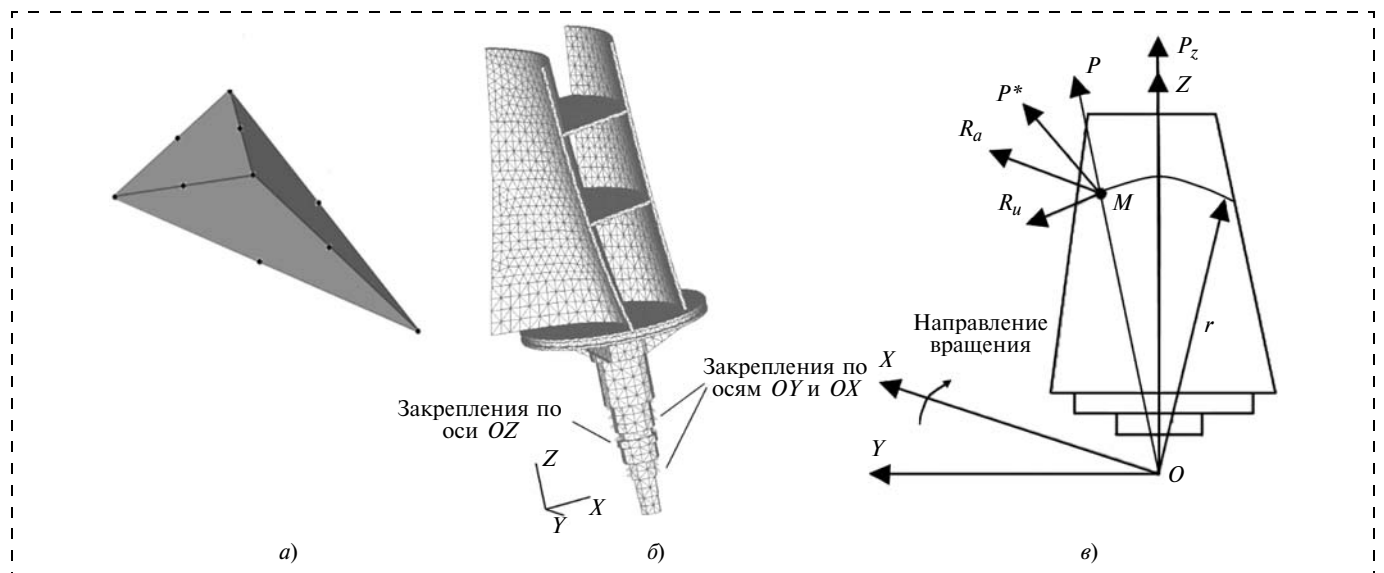


Рис. 3. Тетраэдральный конечный элемент (а), расчетная модель лопаточного узла вентилятора ВО-36К (б), силы, действующие на лопатку в произвольной точке М (в):

P^* — обобщенная составляющая аэродинамических сил, действующая на поверхность лопатки; R_a — сила сопротивления; R_u — сила тяги; P — сила инерции; P_z — нормальная составляющая силы инерции

ки в подшипник узла крепления запрещаются перемещения по оси OZ . Аэродинамические нагрузки распределены по поверхности лопастей.

Расчетная модель лопатки представлена на рис. 3, б. Центробежные и аэродинамические силы показаны на рис. 3, в.

Собственные частоты сдвоенной листовой лопатки вентилятора ВО-36К, рассчитанные в пакете Ansys, представлены на рис. 4.

Собственные частоты колебаний по первой форме составляют 66,5 Гц; по второй форме — 101,5 Гц; по третьей форме — 165,1 Гц. Основная возбуждающая частота — частота вращения ротора, равная 10 Гц. Наблюдается значительная отстройка собственных частот от основной возбуждающей частоты.

Лопатки помимо постоянных нагрузок таких, как центробежные силы, силы сопротивления воздушного потока, тяги и инерции при вращении ротора, испытывают действие циклически изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопастях [3]. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризующееся значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы.

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний f становятся равными или кратными числу оборотов ротора n , т. е. $f = kn$ [4]. Число кратности k определяется исходя из особенностей конструкции машины. Статическая либо динамическая неуравновешенность ротора вызывает колебания лопаток с частотой, равной секунднему числу оборотов, т. е. при $k = 1$. Кроме того, для осевых вентиляторов опасные режимы могут возникать в результате появления колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения воздушного потока при взаимодействии с ребрами, расположенными в проточной части корпуса, с направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны числу ребер направляющего аппарата N_p , а при реверсировании режима работы вентилятора и числу лопаток спрямляющего аппарата N_{CA} .

Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами в лопатках. В случае если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв по-

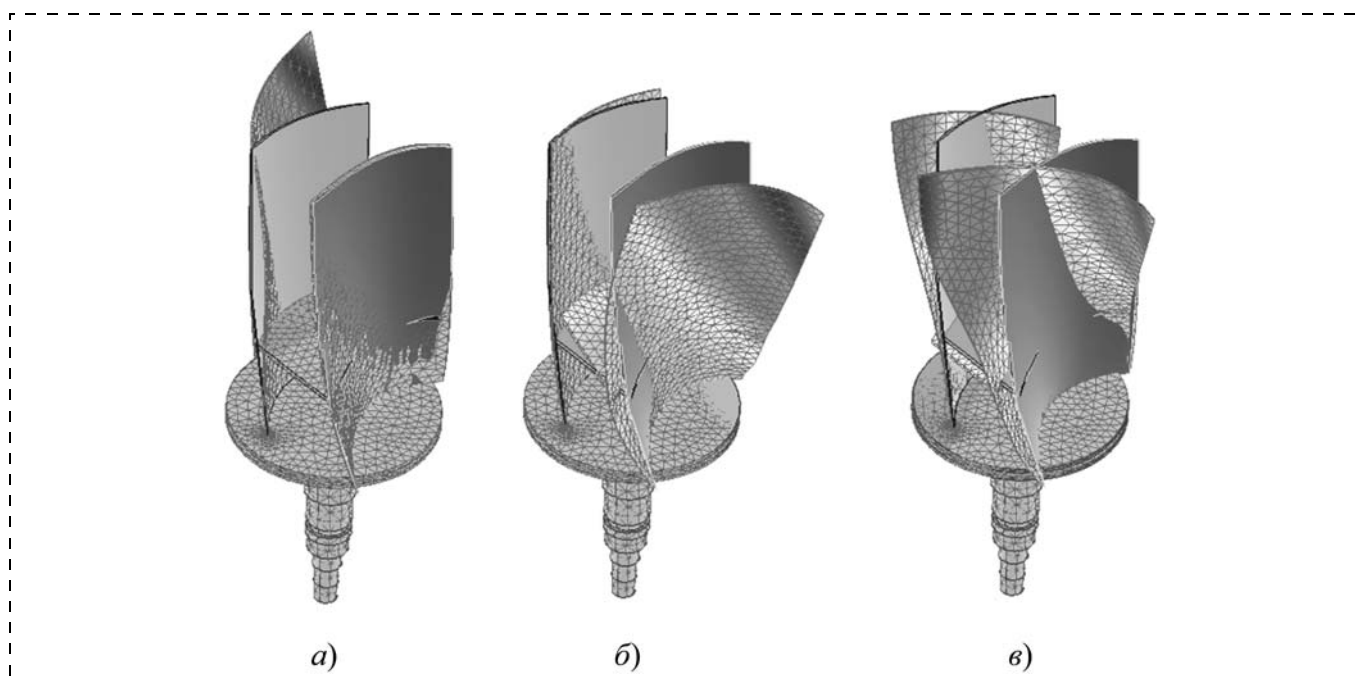


Рис. 4. Формы собственных колебаний сдвоенной листовой лопатки РК: а — первая (изгибная) форма колебаний (частота 66,5 Гц); б — вторая (изгибная) форма колебаний (частота 101,5 Гц); в — третья (крутильная) форма колебаний (частота 165,1 Гц)

тока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Обнаружено [1], что срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и что зона срыва может перемещаться по окружности. Такое явление получило название вращающегося срыва. Частота колебаний от срыва потока зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке $N_{\text{ВО}}$ и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для колебаний воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и от вращающегося срыва можно записать в следующем виде [5]:

$$\omega_n^{(P)} = nN_P\omega; \quad \omega_n^{(CA)} = nN_{CA}\omega;$$

$$\omega_n^{(BO)} = nN_{\text{ВО}}(1 - \alpha)\omega,$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$ — номер гармоники возбуждающих сил; α — угол между набегающим потоком воздуха и хордой профиля лопатки, $0 < \alpha < 1$, рад; $\omega_n^{(P)}$, $\omega_n^{(CA)}$, $\omega_n^{(BO)}$ — резонансные частоты колебаний воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и от вращающегося отрыва соответственно, рад/с; ω — угловая частота вращения ротора, рад/с.

Для вентилятора ВО-36К при частоте $\omega = 62,82$ рад/с (600 мин^{-1}), числе неподвижных лопаток — ребер направляющего аппарата $N_P = 12$ и лопаток спрямляющего аппарата $N_{CA} = 15$, зон отрыва во вращающемся потоке $N_{\text{ВО}} = 2 \dots 4$, частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, записываются так [5]:

$$\omega_n^{(P)} = 12n\omega \text{ рад/с}; \quad \omega_n^{(CA)} = 15n\omega \text{ рад/с};$$

$$\omega_n^{(BO)} = 4n\omega \text{ рад/с}.$$

Для определения влияния возмущающих частот на колебания лопатки построим вибрационную диаграмму (рис. 5).

Лучи, выходящие из начала координат (кривые 4—6), представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для первых гармоник. Абсциссы точек пересечения с кривыми собственных частот (кривые 1—3) определяют границу зон резонансных частот вращения ротора. Необходимо заметить, что жесткость лопаток, а следовательно, и их собственная частота увеличиваются с увеличением скорости вращения

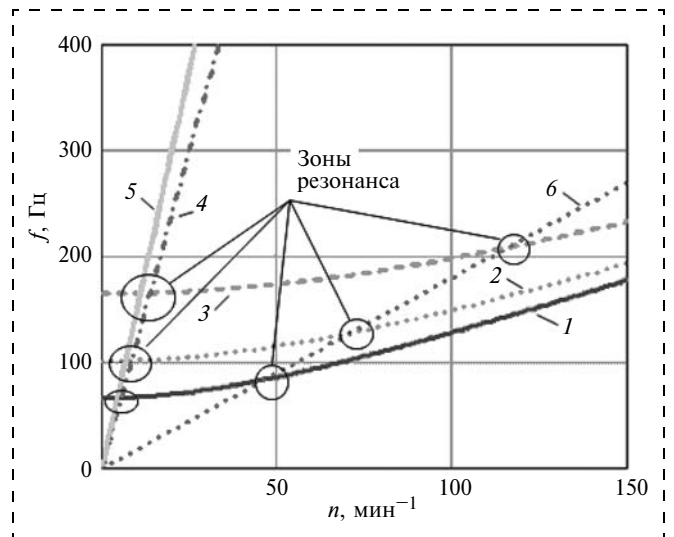


Рис. 5. Зависимость собственных частот колебаний двойной лопатки и возмущающих частот от частоты вращения вала двигателя: 1 — первая собственная частота; 2 — вторая собственная частота; 3 — третья собственная частота; 4 — возмущающая частота от лопаток направляющего аппарата; 5 — возмущающая частота от лопаток спрямляющего аппарата; 6 — возмущающая частота от отрыва во вращающемся потоке

ротора. Это происходит за счет того, что нормальные составляющие сил инерции, действующие вдоль пера лопатки, повышают ее жесткость в поперечном направлении.

Из анализа кривых следует, что при пуске вентилятора лопатки проходят через несколько зон резонансов. Из-за кратковременности нахождения в этих зонах, а также вследствие незначительной энергии возмущенного воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и возмущений от отрыва во вращающемся потоке, это не приведет к возникновению опасных напряжений и деформаций в конструкции лопаточного узла. При выбеге вентилятора, для уменьшения времени нахождения в резонансных областях, необходим тормоз для электродвигателя вентилятора.

Влияние возмущенного воздушного потока от внезапного выброса на крутильные колебания трансмиссионных валов

Расчет и анализ крутильных колебаний трансмиссионных валов вентиляторных агрегатов проводятся для оценки максимальных напряжений и углов закручивания (амплитуд) сечений трансмиссионного вала в зависимости от угловой скорости ротора электродвигателя в периоды разгона и выбега вентилятора, а также в периоды действия на вентиляторный агрегат сильных аэродинамических возмущений по моменту вращения, на-

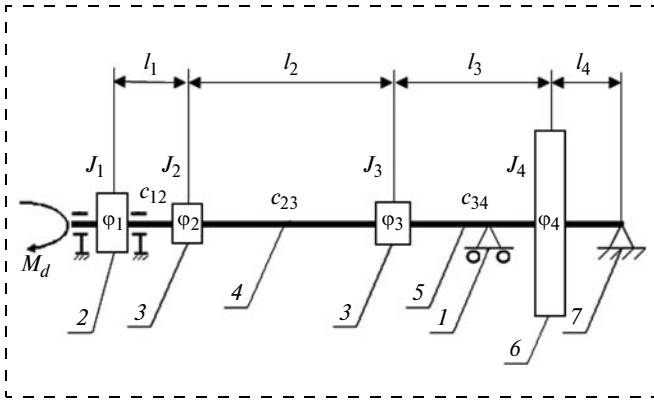


Рис. 6. Структурная схема вентиляторного агрегата:
 1 — радиальный подшипник; 2 — приводной электродвигатель; 3 — зубчатые муфты; 4 — трансмиссионный вал; 5 — коренной вал ротора; 6 — рабочее колесо; 7 — радиально-упорный подшипник; $l_1 \dots l_4$ — участки вала; прочие обозначения см. пояснение к системе уравнений (1)

пример, при взрыве или внезапном выбросе металла в шахте.

Структурная схема вентилятора для оценки крутильных колебаний показана на рис. 6.

Математическая модель вращения вентилятора описывается системой дифференциальных уравнений механической системы с 4-мя степенями свободы:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_d - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\
 &- c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \\
 &- c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M_b \pm M_v,
 \end{aligned} \quad (1)$$

где M_d — момент на валу электродвигателя, по формуле Клосса [5]; M_b — момент на валу вентилятора (технологическая нагрузка), задается как функция угловой скорости и в зависимости от угла установки лопаток рабочего колеса изменяется от 0,33 до 0,696 ω^2 , при угловых скоростях менее 3 рад/с равен суммарному моменту трения в подшипниках; M_v — момент, возникающий вследствие возмущения давления воздуха в вентиляционной сети от взрыва или внезапного выброса и изменяется от 0,1 до 1 M_d ; φ_i — угловая координата i -го сечения; $\dot{\varphi}_i$ — угловая скорость i -го сечения; $\ddot{\varphi}_i$ — угловое ускорение i -го сечения; $c_{i, i+1}$ — крутильная жесткость участка вала между i -м и $(i+1)$ -м сечением с учетом жесткости стыков и деталей машин, передающих крутящий момент; μ — коэффициент вязкого трения в материале вала (223,83 Н·м·с²)

[6]; J_1 — момент инерции ротора электродвигателя; J_4 — момент инерции ротора вентилятора; J_2, J_3 — моменты инерции соответствующих участков трансмиссии.

Выполним расчет и анализ крутильных колебаний системы установки с вентилятором ВО-36К и синхронным электродвигателем СДН2-17-44-8-У3 номинальной мощностью $P_H = 2000$ кВт и номинальной частотой вращения $n_H = 600$ мин⁻¹ (62,8 рад/с). Ниже приведены некоторые исходные данные для рассмотренного примера: $J_1 = 450$ кгм²; $J_4 = 3626$ кгм²; $J_2 = J_3 = 4,1$ кгм²; $c_{12} = 5,08 \cdot 10^4$ Н·м/рад; $c_{23} = 3,2 \cdot 10^6$ Н·м/рад; $c_{34} = 2,8 \cdot 10^7$ Н·м/рад.

Решение найдем для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К в целях определения амплитуды колебаний, углов закручивания разных участков вала, времени разгона и выбега турбомашин, а также с учетом влияния аэродинамических возмущений сети на колебания механической системы.

Решение системы уравнений (1) сводится к решению задачи Коши при начальных условиях:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = 0$$

и находится в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= A_1 \sin(\omega t + \alpha); \\
 \varphi_2 &= A_2 \sin(\omega t + \alpha); \\
 \varphi_3 &= A_3 \sin(\omega t + \alpha); \\
 \varphi_4 &= A_4 \sin(\omega t + \alpha),
 \end{aligned} \quad (2)$$

где $\varphi_1 \dots \varphi_4$ — углы закручивания для различных сечений $s_1 \dots s_4$ трансмиссионной системы (см. рис. 6); A_i — амплитуда колебаний i -го сечения; ω — угловая частота колебаний; α — начальная фаза колебаний.

Результаты решения системы уравнений приведены на рис. 7.

Определим превышение максимальных касательных напряжений τ_{\max} , возникающих в материале вала при пуске вентилятора ВО-36К, над напряжениями при номинальной частоте τ_H . Напряжения найдем через угол закручивания вала по рис. 7:

$$\begin{aligned}
 \tau_{\max} &= \frac{M_{k \max}}{W_k}; \quad M_{k \max} = (\varphi_3 - \varphi_2)_{\max} G J_k; \\
 \tau_H &= \frac{M_{kH}}{W_k}; \quad M_{kH} = (\varphi_3 - \varphi_2)_H G J_k,
 \end{aligned} \quad (3)$$

где $M_{к\max}$ — максимальный крутящий момент; $M_{кн}$ — крутящий момент при номинальной частоте вращения; $W_к$ — момент сопротивления сечения вала кручению; $J_к$ — момент инерции сечения вала при кручении; G — модуль упругости второго рода; $(\varphi_3 - \varphi_2)_{\max}$ — угол закручивания вала при пуске; $(\varphi_3 - \varphi_2)_н$ — угол закручивания вала при номинальной частоте вращения двигателя.

Для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К диаметром $d = 0,22$ м момент сопротивления сечения вала кручению $W_к$ и момент инерции сечения вала при кручении $J_к$ составят:

$$W_к = \frac{\pi d^3}{16} = 3,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$J_к = \frac{\pi d^4}{32} = 4,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Подставляя в выражения (3) значения $W_к$ и $J_к$ и принимая, что модуль упругости второго рода $G = 7 \cdot 10^{10}$ Па (для материала вала — стали 40Х), угол закручивания вала при пуске $(\varphi_3 - \varphi_2)_{\max} = 0,0033$ рад, угол закручивания вала при номинальной частоте вращения двигателя $(\varphi_3 - \varphi_2)_н = 0,00067$ рад (углы закручивания взяты по рис. 7), получим:

$$M_{к\max} = (\varphi_3 - \varphi_2)_{\max} G J_к = 0,0033 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 4,35 \cdot 10^{-4} = 1,005 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{к\max}}{W_к} = \frac{1,005 \cdot 10^5}{3,37 \cdot 10^{-3}} = 30 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$M_{кн} = (\varphi_3 - \varphi_2)_н G J_к = 0,00067 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 4,35 \cdot 10^{-4} = 2,04 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\tau_н = \frac{M_{кн}}{W_к} = \frac{2,04 \cdot 10^4}{3,37 \cdot 10^{-3}} = 6,05 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

На рис. 8 представлена зависимость касательных напряжений в материале трансмиссионного вала от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К.

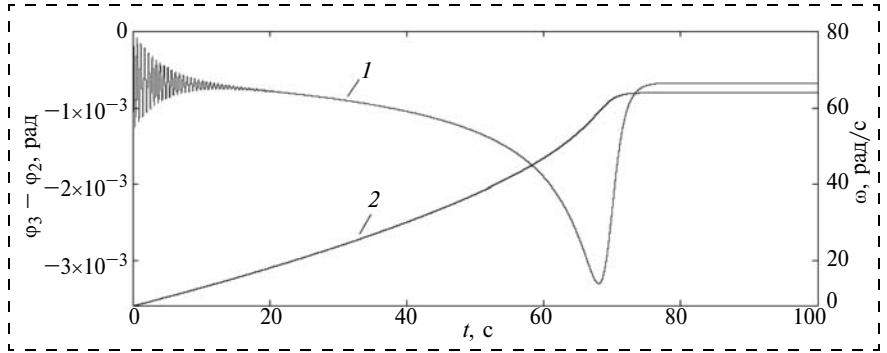


Рис. 7. Зависимости крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора (кривая 1) и угловой скорости ротора (кривая 2) от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

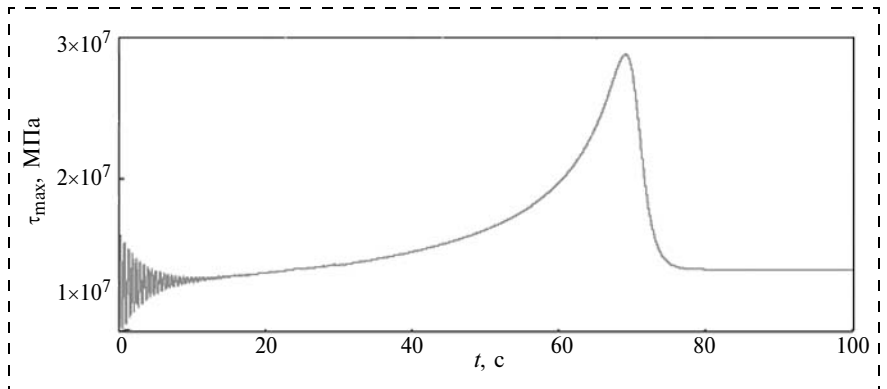


Рис. 8. Зависимость касательных напряжений при кручении трансмиссионного вала ротора от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

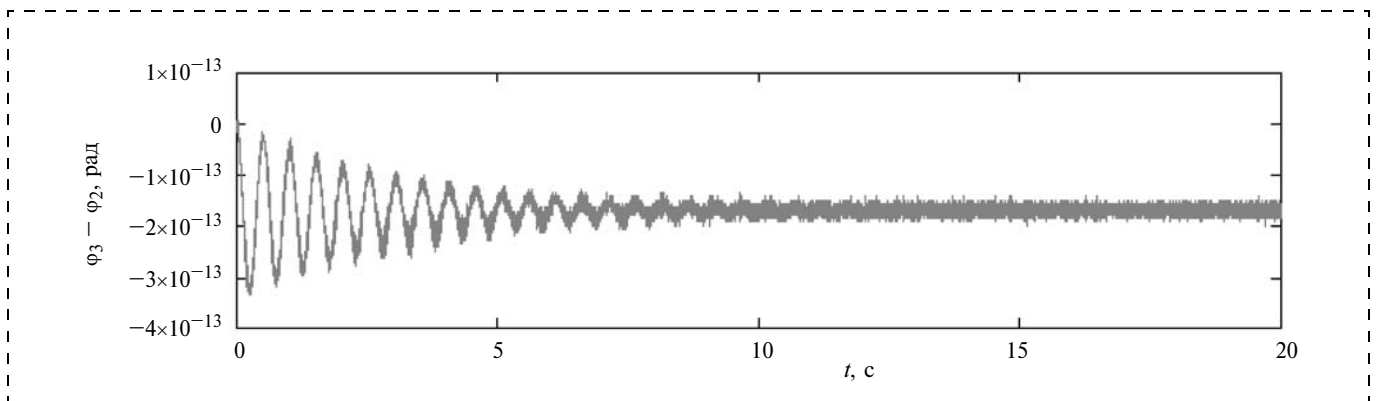


Рис. 9. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора от времени при выбеге ротора вентиляторного агрегата ВО-36К

Превышение максимальных касательных напряжений τ_{\max} над напряжениями при номинальной частоте τ_H составит:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_H} = \frac{30 \cdot 10^6 \text{ МПа}}{6,05 \cdot 10^6 \text{ МПа}} \approx 5.$$

На рис. 9 представлены результаты исследований крутильных деформаций трансмиссионного вала при выбеге вентилятора.

При выбеге вентилятора момент сопротивления на рабочем колесе от воздушного потока много меньше момента от электродвигателя при пуске, поэтому амплитуды колебаний незначительны и составляют $3,3 \cdot 10^{-13}$ рад. Следовательно, для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для тех-

нологических нужд, например, при ремонте вентилятора.

Исследования частотных свойств вентиляционных сетей [7] показали, что верхняя существенная частота квазистационарного процесса возмущенного потока равна 0,5 рад/с (рис. 10, а). Такой поток не приведет к резонансным явлениям из-за существенной разности частот собственных и вынужденных колебаний. В работе [7] приведены частотные характеристики возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети вследствие взрыва метана и внезапного выброса (см. рис. 10, б, в). Анализ графиков показывает, что возмущенный взрывом поток действует коротковременно ($\approx 0,1$ с) и достаточно с высокой частотой (628...6280 рад/с), далеко отстоящей от собственных частот системы. Поэтому взрыв не опасен с точки зрения роста амплитуды колебания вследствие резонанса.

Возмущенный импульс давления от внезапного выброса имеет скачок давления до 12 кПа длительностью в несколько десятков секунд и скоростью распространения области сжатия в несколько десятков метров в секунду. При этом ударная воздушная волна, как правило, не возникает, а спектр частот импульса находится в пределах 0,63...31,4 рад/с. Это может представлять опасность, так как спектр частот импульса совпадает с частотами собственных крутильных колебаний механической системы.

Для детального определения изменения угловых амплитуд крутильных колебаний от возмущения воздушной струи, вследствие внезапного выброса, был проведен численный эксперимент, в котором частота возмущений совпадала с собственными частотами крутильных колебаний трансмиссионного вала.

Для вращающихся трансмиссионных валов круглой формы, постоянного поперечного сечения критические частоты собственных крутильных колебаний определяются по формуле [8]:

$$f_{кр} = \frac{\pi n C}{L}, C = \sqrt{\frac{G}{\rho}},$$

где n — номер формы колебаний ($n = 1, 2, 3, \dots$); L — длина трансмиссионного вала, 5,74 м; ρ — плотность материала вала, 7800 кг/м³; G — модуль сдвига, $8 \cdot 10^{10}$ Н/м².

Первые три собственные частоты трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К: $f_{1кр} = 278,5$ Гц, $f_{2кр} = 557,0$ Гц, $f_{3кр} = 835,0$ Гц.

Расстояние до эпицентра выброса принималось таким, чтобы максимальный момент на валу

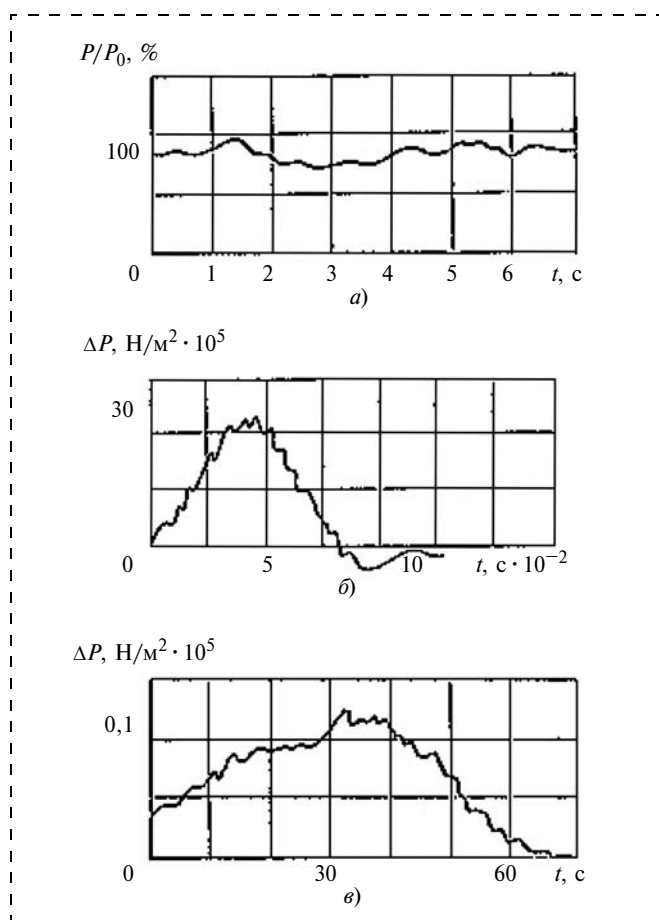


Рис. 10. Частотные характеристики потока воздуха и возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети:

а — квазистационарного процесса возмущенного потока; б — возмущающих аэродинамических импульсов от взрыва метана; в — от внезапного выброса; P_0 — номинальное давление в шахтной вентиляционной сети (без возмущений); P — давление с учетом возмущений в сети (возмущения, вызванные изменением конфигурации сети — открытие и закрытие ляд, дверей, отключение и включение вентиляторов местного проветривания)

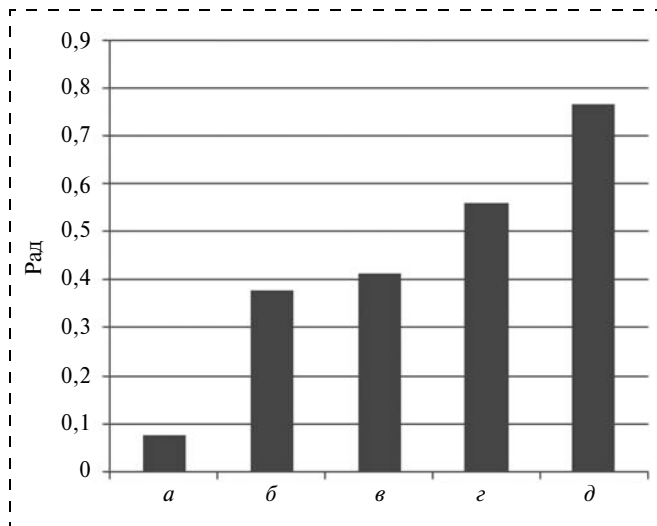


Рис. 11. Амплитуды крутильных колебаний трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К при внезапном выбросе:
 а — номинальные углы закручивания; б — при пуске вентилятора; в — при слабом внезапном выбросе ($M_v = 0,1M_{дном}$); г — при среднем внезапном выбросе ($M_v = 0,5M_{дном}$); д — при сильном внезапном выбросе ($M_v = M_{дном}$)

вентилятора от возмущенного воздушного потока принимал значения не более 100 % номинального момента электродвигателя $M_{дном}$. Результаты расчетов, приведенные на рис. 11, показывают, что углы закручивания трансмиссионного вала при возмущениях вентиляционной сети могут в 10 раз превышать номинальные (для условий переменной нагрузки). При увеличении момента на валу вентилятора на 10 % амплитуды колебаний вала соизмеримы с разгонными (см. рис. 11, б, в).

Проведенные исследования показывают, что при нестационарных режимах механическая система имеет амплитуды крутильных колебаний, существенно превышающие значение номинальных углов закручивания (при установившемся движении). Эти обстоятельства могут привести к аварийным режимам ГВУ. Уменьшение амплитуд может быть достигнуто путем увеличения жесткости трансмиссионного вала, например, за счет увеличения диаметра вала или уменьшения момента инерции ротора. Однако это не только увеличит стоимость оборудования, но и усложнит монтаж более тяжелого вала.

Выводы

Основываясь на результатах проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

ресурс работы трансмиссионного вала и вала ротора определяется в основном числом пусков вентилятора и числом внезапных выбросов;

для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять, а можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора;

для снижения вероятности возникновения вращающегося срыва желательнее эксплуатировать вентилятор с углами установки лопаток рабочего колеса не превышающими номинальных значений.

Учитывая, что режим пуска достаточно кратковременный (менее 15 с), а вероятность внезапного выброса достаточно большой силы в непосредственной близости от установки не велика, следует ограничивать срок службы трансмиссионных валов количеством пусков вентиляторной установки с учетом вероятностей ожидаемых внезапных выбросов.

Список литературы

1. Попов Н. А. Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт: Дисс. ... д-ра техн. наук. Институт горного дела СО РАН. Новосибирск, 2001. 282 с.
2. Клепаков И. В., Руденко В. А. Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. Донецк: ВНИИГМ им. М. М. Федорова, 1986. С. 110—121.
3. Манушин Э. А., Суворцев И. Г. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.
4. Козюрин С. В., Попов Н. А. Анализ частот и форм колебаний сдвоенных листовых лопаток рабочих колес осевых вентиляторов // Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности. Тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. Кемерово, 2002. С. 31—32.
5. Ковчин С. А., Сабинин Ю. А. Теория электропривода: учеб. для вузов. СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ние, 2000. 496 с.
6. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 193 с.
7. Петухов М. М., Линьков А. М. Теоретические предпосылки предупреждения внезапных выбросов и мер борьбы с их вредными последствиями. Выбросы угля, породы и газа. Киев: Наук. Думка, 1976.
8. Фесик С. П. Справочник по сопротивлению материалов. М.: Машиностроение, 1982. 360 с.

Разработка модели спуско-подъемного комплекса буровых установок

Рассмотрена методика определения продолжительности спуско-подъемных операций буровых установок. Представлены примеры результатов расчета в виде графиков изменения скорости и движущего момента.

Ключевые слова: спуско-подъемный комплекс, буровая установка, оптимизация.

D. A. Pasyinkov, V. S. Shestakov

Develop a Model Lowering and Lifting Complex of Drilling Rigs

In this article considered method of determining the duration lowering and lifting operations of drilling rigs. The example of calculation results presented in the form of graphs change of speed and torque.

Keywords: lowering and lifting complex, drilling rig, optimization.

В горной промышленности для водоотлива на карьерах и шахтах, для дегазации угольных пластов требуется бурить глубокие скважины. Для бурения таких скважин применяют тяжелые буровые установки (БУ), аналогичные тем, которые используют для проходки нефтяных и газовых скважин.

Продолжительность проходки скважины состоит из "чистого" времени бурения, времени смены долота и времени наращивания бурового става. Последние операции выполняют спуско-подъемным комплексом (СПК), который обеспечивает подъем колонны труб и опускание порожнего крюка или опускание колонны труб и подъем порожнего крюка при смене бурового инструмента. Сокращение времени спуско-подъемных операций (СПО) позволит сократить время проходки скважин. Для точного определения времени СПО и определения оптимальных значений параметров СПК на кафедре "Горные машины" УГГУ разработана методика, основанная на использовании имитационного моделирования.

Методика обеспечивает расчет продолжительности подъема и опускания колонны буровых труб; усилий в элементах механизма; эквивалентных нагрузок, коэффициента загрузки привода при подъеме и опускании колонны буровых труб, а также проведение поиска оптимального значения передаточного числа.

Особенностью СПК является наличие в передаточном механизме полиспастной системы. С учетом того, что жесткость канатов полиспастной системы значительно меньше жесткости механической передачи лебедки, имитационная модель составлена для двухмассовой расчетной схемы: первая включает все элементы передачи

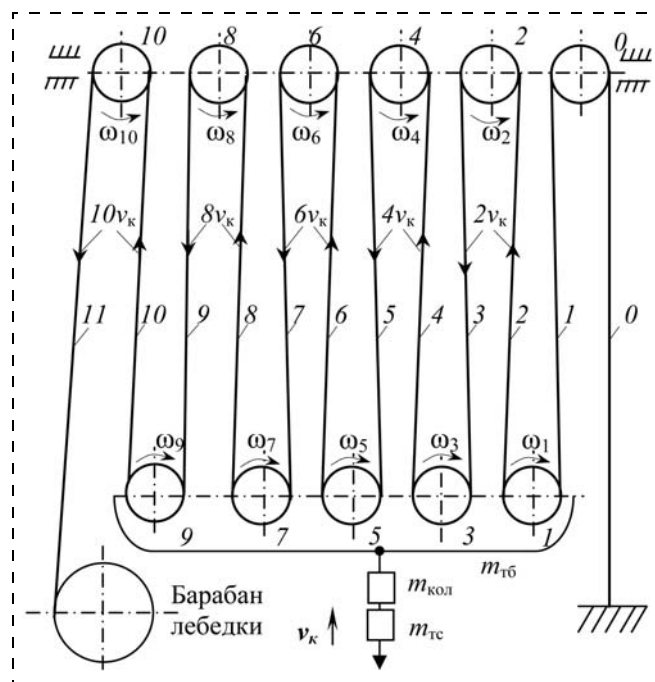


Рис. 1. Кинематическая схема талевой системы

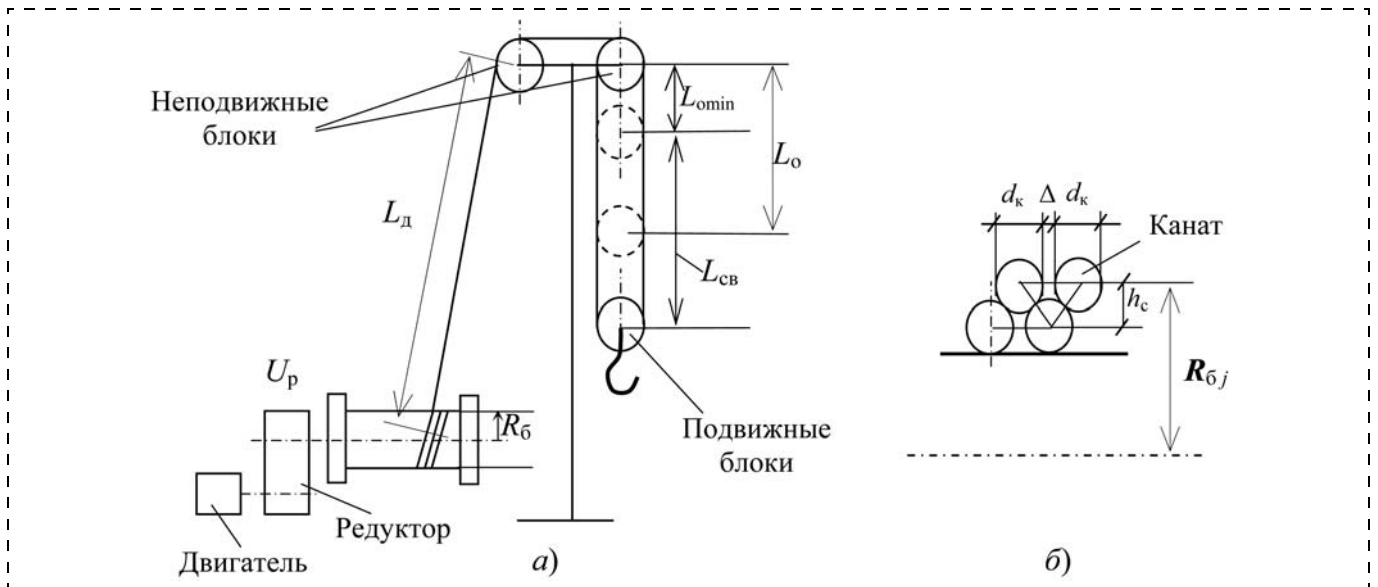


Рис. 2. Схемы к определению длины каната (а), числа слоев и расчетного радиуса навивки $R_{бj}$ (б):

$L_{св}$ — длина свечи; $L_{оmin}$ — минимальное расстояние между подвижными и неподвижными блоками; $L_{д}$ — расстояние от барабана до неподвижных блоков

"двигатель—барабан" (звено приведения — вал двигателя), а вторая — все подвижные элементы талевого системы и буровой колонны с крюком (звено приведения — крюкоблок). На рис. 1 и 2 приведены схемы к расчету.

При создании модели рабочего процесса рассмотрена схема с многослойной навивкой каната на барабан. В случае постоянной скорости двигателя при переходе каната на новый слой навивки меняется радиус от оси барабана до этого слоя и, соответственно, скорость навивки каната. Изменение радиуса приводит так же к изменению приведенных масс, моментов инерции, движущих усилий.

Математическая модель движения элементов механической системы СПК

Продолжительность движения определяется с использованием дифференциального уравнения движения.

Уравнение движения крюкоблока:

$$F_{дв} - F_c = m_{пр} \frac{dv_k}{dt},$$

где $F_{дв}$ — движущая сила, приведенная к крюку; F_c — нагрузка на крюке; dv_k/dt — ускорение крюка; v_k — текущая скорость крюка; $m_{пр}$ — приведенная ко крюкоблоку масса всех движущихся частей СПК.

Уравнение движения вала двигателя: при разгоне

$$M_{дв} \eta_M - M_c = J_{пр} \frac{d\omega_{дв}}{dt},$$

при торможении

$$M_{дв} \eta_M^{-1} + M_c = J_{пр} \frac{d\omega_{дв}}{dt},$$

где $M_{дв}$ — движущий момент привода; M_c — приведенный к валу двигателя момент сопротивления от всех внешних нагрузок; η_M — общий КПД СПК; $J_{пр}$ — приведенный момент к звену приведения массы бурильных труб и всех подвижных элементов СПК, моментов инерции вращающихся частей привода и барабана; $d\omega_{дв}/dt$ — ускорение в период разгона; $\omega_{дв}$ — текущая скорость звена приведения.

Движущий момент для расчета продолжительности и усилия в канате определяется по статической механической характеристике привода. При использовании для лебедки привода постоянного тока или частотного регулирования с ограничением развиваемого двигателем момента выражения для расчета движущего момента при разгоне будут следующими:

$$M_{дв} = M_{max} - (M_{max} - M_{огр}) \omega_{дв} / \omega_{огр} \quad \text{при } \omega_{дв} < \omega_{огр};$$

$$M_{дв} = M_{огр} \frac{\omega_{max} - \omega_{дв}}{\omega_{max} - \omega_{огр}} \quad \text{при } \omega_{дв} > \omega_{огр},$$

где M_{\max} — значение максимального момента привода, обеспечиваемое системой управления при полном стопорении вала двигателя; ω_{\max} — максимальная угловая скорость вала двигателя; $M_{\text{огр}}$, $\omega_{\text{огр}}$ — момент и угловая скорость привода в начале ограничения системой управления момента привода.

Приведенный к валу двигателя момент инерции СПК

Суммарный, приведенный к валу двигателя, момент инерции всех вращающихся элементов привода, включая и барабан с валом, определяется по выражению:

$$J_{\text{вр.пр}} = J_{\text{дв}} + \sum_k \frac{N_{\text{э},k} \sum_i J_i}{U_k^2} + \frac{J_{\text{кб},j}}{U_p^2},$$

где $J_{\text{дв}}$ — момент инерции ротора двигателя; J_i — момент инерции i -го элемента, вращающегося с k -й частотой (муфты, валы, зубчатые передачи, барабан); $N_{\text{э},k}$ — количество элементов, имеющих k -ю частоту вращения; $N_{\text{п}}$ — количество передач, меняющих частоту вращения; U_k — передаточное отношение между валом двигателя и k -й передачей; $J_{\text{кб},j}$ — момент инерции от каната на барабане (j — номер слоя); U_p — передаточное число привода лебедки.

Длина каната на барабане меняется в процессе движения крюка. Канат расположен на барабане несколькими слоями, вращается вместе с барабаном, момент инерции каната в j -м слое

$$J_{\text{кб},j} = m_{1\text{к}} n_j 2\pi R_{\text{б}pj} z R_{\text{б}pj}^2,$$

где $m_{1\text{к}}$ — масса 1 пог. м талевого каната; n_j — число ниток каната на барабане в j -м слое; z — число витков каната в одном слое барабана; $R_{\text{б}pj}$ — расчетный радиус барабана для j -го слоя.

Суммарный момент инерции каната на барабане

$$J_{\text{кб}} = \sum_{j=1}^{K_c} m_{1\text{к}} n_j 2\pi R_{\text{б}pj}^3,$$

где K_c — текущее число слоев навивки каната на барабан; j — номер слоя (отсчет от поверхности барабана).

Расчетный радиус навивки j -го слоя на барабан (см. рис. 2)

$$R_{\text{б}pj} = R_{\text{б}} + d_{\text{к}}/2 + (j-1)h_{\text{с}},$$

где $R_{\text{б}}$ — радиус барабана; $h_{\text{с}}$ — расстояние между соседними слоями каната на барабане,

$$h_{\text{с}} = \sqrt{d_{\text{к}}^2 - \left(\frac{d_{\text{к}}}{2} + \frac{\Delta}{2}\right)^2},$$

$d_{\text{к}}$ — диаметр каната; Δ — зазор между витками каната.

Приведенная к крюкоблоку масса подвижных элементов

Суммарная приведенная к крюкоблоку масса определяется по формуле:

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{кол}} + m_{\text{тс}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{к}},$$

где $m_{\text{кол}}$ — масса колонны бурильных труб (при перемещении только крюкоблока будет равна нулю); $m_{\text{тс}}$ — масса поступательно движущихся частей талевой системы (талевый блок, крюк, элеватор); $m_{\text{ш}}$ — масса шкивов талевой системы, приведенная к крюку; $m_{\text{к}}$ — масса талевого каната вне барабана, приведенная к крюку.

Масса колонны определяется числом и типом труб (она меняется при наращивании и разборке буровой колонны):

$$m_{\text{кол}} = \sum_{\mu=1}^{N_{\text{т}}} k_{\text{т}\mu} m_{\text{т}\mu} + m_{\text{зо}},$$

где $m_{\text{т}\mu}$ — масса одной трубы μ -го типоразмера в поднимаемой (опускаемой) бурильной колонне; $k_{\text{т}\mu}$ — число труб μ -го типоразмера в поднимаемой (опускаемой) бурильной колонне; $N_{\text{т}}$ — число типоразмеров в поднимаемой (опускаемой) бурильной колонне; $m_{\text{зо}}$ — масса забойного оборудования.

Масса поступательно движущихся частей талевой системы

$$m_{\text{тс}} = m_{\text{тб}} + m_{\text{кр}} + m_{\text{э}},$$

где $m_{\text{тб}}$ — масса подвижных талевых блоков; $m_{\text{кр}}$ — масса крюка; $m_{\text{э}}$ — масса элеватора или иных элементов.

Приведенная к крюкоблоку масса шкивов талевой системы

Шкивы имеют одинаковые размеры и одинаковые моменты инерции $J_{\text{ш}}$. Используя равенство энергий до приведения вращающегося элемента и после приведения поступательно движущегося элемента

$$J_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}\xi}^2 / 2 = m_{\text{ш}\xi} v_{\text{к}}^2 / 2,$$

где $\omega_{ш\xi}$ — угловая скорость ξ -го шкива; $m_{ш\xi}$ — приведенная к крюкоблоку масса ξ -го шкива, получим

$$m_{ш} = \frac{J_{ш}}{r_{ш}^2} \sum_{\xi=1}^{U_{тс}} \xi^2,$$

где $m_{ш}$ — приведенная к крюкоблоку масса всех шкивов; $J_{ш}, r_{ш}$ — момент инерции и радиус шкива по оси каната; $U_{тс}$ — кратность полиспаста талевого системы; ξ — порядковый номер шкива при расчете суммарного момента инерции.

Для расчета приведенной массы талевого каната учитывается двукратное изменение скорости каната подвижным блоком (см. рис. 1).

Скорость струн 0 и 1 равна нулю, поэтому их масса не учитывается, скорости струн 2 и 3, 4 и 5 и т.д. попарно равны.

Масса двух струн, имеющих одинаковую скорость:

$$m_{2с} = m_{1к}(2L_0 + 2\pi r_{ш}),$$

где L_0 — расстояние между осями подвижных и неподвижных шкивов (меняется при перемещении подвижных блоков).

Суммарная приведенная масса подвижных струн каната талевого системы определяется:

$$m_{пс} = m_{2с} \sum_{\tau=1}^{U_{тс}/2} (2\tau)^2,$$

где $U_{тс}/2$ — число подвижных блоков талевого системы; τ — порядковый номер пары струн канатов с одинаковой скоростью.

Суммарная приведенная к крюкоблоку масса подъемного каната определится по выражению

$$m_k = m_{пс} + m_{L_d},$$

где m_{L_d} — приведенная к крюкоблоку масса каната от лебедки до неподвижного блока, определяемая по длине L_d (см. рис. 2).

Расчет продолжительности СПО

При бурении глубоких скважин общее время СПО при замене бурового инструмента будет состоять из времени подъема, спуска и замены

$$T_{по} = T_{под} + T_{сп} + T_{зам},$$

где $T_{под}, T_{сп}, T_{зам}$ — время подъема, спуска колонны труб и замены рабочего инструмента.

Время подъема колонны труб

$$T_{под} = \sum_{\mu}^{N_{св}} (T_{под.св.\mu} + T_{оп.к.\mu} + T_{см}),$$

где $N_{св}$ — число свечей (труб) в колонне; $T_{под.св.\mu}$, $T_{оп.к.\mu}$ — время подъема колонны на длину μ -й свечи, опускания крюкоблока; $T_{см}$ — общее время на развинчивание, отвод свечи в свечеприемник, навинчивание крюкоблока для подъема следующей свечи.

Время спуска колонны труб

$$T_{сп} = \sum_{\mu}^{N_{св}} (T_{оп.св.\mu} + T_{под.к.\mu} + T_{см}),$$

где $T_{оп.св.\mu}$, $T_{под.к.\mu}$ — время опускания колонны на длину μ -й свечи, подъема крюкоблока.

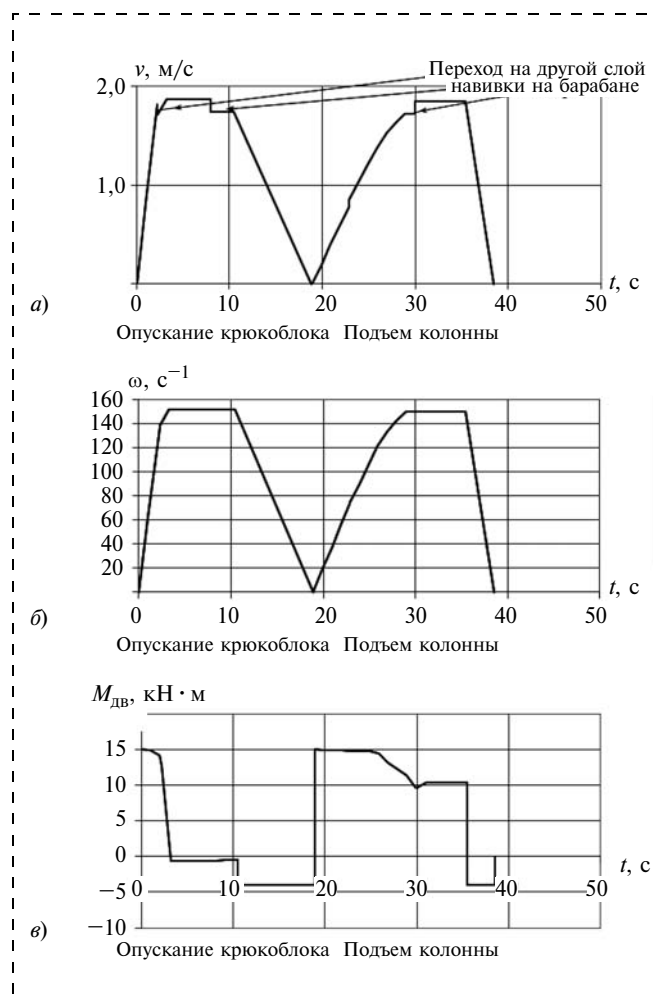


Рис. 3. Результаты расчета скорости движения крюка (а), частоты вращения вала двигателя (б) и изменения момента привода (в) при опускании порожнего крюкоблока и подъеме колонны на одну свечу (операция завинчивания не показана)

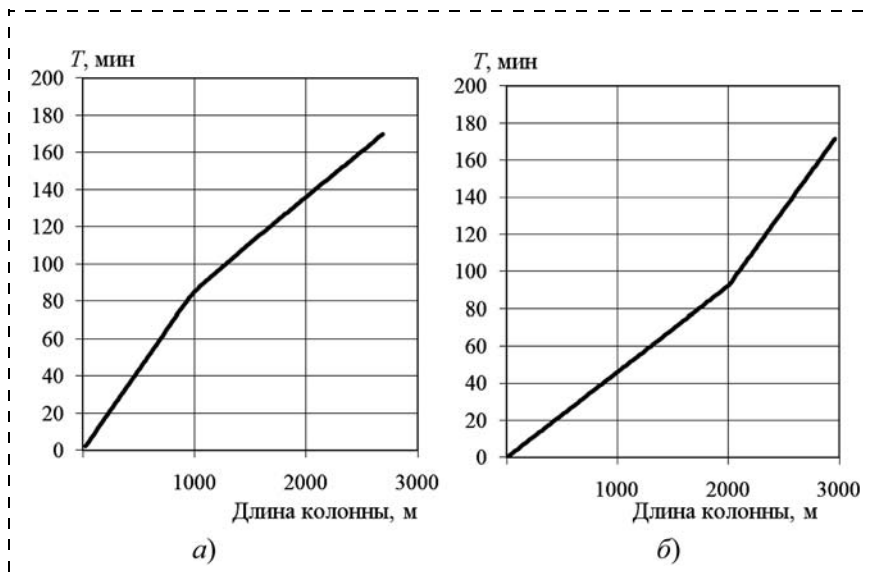


Рис. 4. Результаты расчета продолжительности подъема (а) и спуска (б) колонны при замене забойного оборудования

Время подъема и спуска колонны на длину μ -й свечи будет зависеть от нагрузки на крюке. Нагрузка включает силу тяжести колонны, силы трения труб о стенки скважины, инерционные силы при движении колонны с ускорением. Перечисленные усилия определяются по длине поднимаемой колонны труб.

В представленной модели присутствуют дифференциальные уравнения, значения движущего момента привода, усилий, приведенных моментов инерций и масс меняются в процессе движения, поэтому невозможно вывести единую формулу расчета продолжительности рабочего процесса. Для решения разработан алгоритм, в котором обеспечивается расчет времени подъема и спуска колонны и порожнего крюкоблока на длину свечи, суммирование полученных значений для всей колонны. Одновременно с расчетом времени в алгоритме определяются эквивалентный момент привода и коэффициент загрузки двигателя.

В алгоритме обеспечено изменение передаточного отношения полиспасной системы и привода лебедки, которые применяются для расчета приведенных параметров, продолжительности операций, и поиск таких значений передаточного отношения, при которых время СПО будет наименьшим.

По алгоритму составлена программа на алгоритмическом языке, в которой использованы численные методы интегрирования. Пример результатов расчета в виде графиков изменений скорости и движущего момента для одного цикла движения колонны на одну свечу приведены на рис. 3, график смены забойного оборудования — на рис. 4.

Выводы

Разработанная методика позволяет:

- по рассчитанному эквивалентному моменту выбирать двигатель для проектируемой буровой установки;
- проводить исследования влияния параметров СПК (передаточных отношений, размеров барабана и блоков и др.) на основную функцию лебедки — продолжительность подъема и опускания буровой колонны;
- определять продолжительность СПО с учетом конструктивного исполнения механизма, механической характеристики привода, изменения нагрузок на крюке по мере изменения длины буровой колонны;
- определять оптимальное передаточное отношение СПК по критерию продолжительности подъема и опускания буровой колонны;
- определять загрузку двигателя в процессе работы.

УДК 622.673.1

Ф. Н. Булатбаев, канд. техн. наук, зам. директора, Институт заочно-дистанционного обучения КарГТУ, **А. Д. Мехтиев**, канд. техн. наук, зав. кафедрой, **Ю. Ф. Булатбаева**, магистрант, КарГТУ, г. Караганда, Казахстан

E-mail: barton.kz@mail.ru

Метод восстановления втулок рычажной передачи тормозного устройства шахтных подъемных машин

Описан разработанный метод восстановления шарнирных соединений, позволяющий сократить время ремонта и увеличить ресурс работы механизма тормозных устройств.

Ключевые слова: шахтная подъемная машина, тормозное устройство, шарнир, износ, надежность.

F. N. Bulatbaev, A. D. Mekhtiyev, Yu. F. Bulatbaeva

The Method of Reestablishment of Leverage Bushings of Mine Winder Brake Assemblies

The article presents elaborated method of reestablishment of articulated joints that allows reducing repair period and increasing operational life of brake assembly mechanism.

Keywords: mine winder, brake assembly, joint, deterioration, reliability.

Введение

Одним из важнейших элементов в технологической цепочке добычи полезных ископаемых на шахтах и рудниках является подъемно-транспортное оборудование. Интенсификация очистных и подготовительных работ требует непрерывного увеличения мощности и производительности шахтных подъемных установок. С увеличением производительности возрастает значение обеспечения нормативной надежности, так как в этих условиях отказы грузовых подъемных установок приводят к значительной потере добычи полезного ископаемого, отказы людских подъемов — к появлению опасности для жизни людей. Решение задачи повышения технического уровня, износостойкости и надежности конструктивных частей подъемно-транспортного оборудования является одним из основных приоритетов развития горного машиностроения.

Тормозное устройство — одно из самых сложных и ответственных устройств подъемной установки, являющееся конечным звеном в цепи защитных средств. К нему предъявляются повышенные требования, так как от его совершенства зависят на-

дежность и безопасность работы подъемной установки [1].

В процессе эксплуатации подъемных установок возникают значительные тормозные усилия в элементах тормозного устройства как в нормальных режимах, так и в аварийных ситуациях при резких остановках подъемного сосуда в шахтном стволе [2]. Заедание шарниров или чрезмерный их износ может стать причиной серьезной аварии. Шарнирные соединения тормозной системы необходимо своевременно ремонтировать.

Износ шарнирных соединений тормозного устройства шахтных подъемных машин может быть обусловлен конструктивными особенностями, механическими свойствами материала контактирующих поверхностей, технологией и качеством изготовления, видом трения, наличием на поверхности трения абразивных частиц, условиями эксплуатации и режимами работы. Для предотвращения преждевременных отказов в работе тормозного устройства необходимо еще на стадии проектирования наиболее полно учитывать все факторы, оказывающие влияние на износ шарниров.

Между тем не используются возможности обеспечения нормативной надежности шарнирных соединений за счет увеличения площади контактных поверхностей. Исходя из вышесказанного установление рациональных конструктивных параметров элементов шарнирных соединений является актуальной задачей. Для решения этой задачи на первом этапе необходимо определение напряжений на поверхности сопряжения шарнира. С помощью имитационного моделирования проводился анализ возникновения контактных напряжений в зависимости от геометрической формы и площади поверхности контакта втулок.

Экспериментальные исследования моделей шарниров с различными конструктивными параметрами

Исследовались типовые шарниры с цилиндрической внутренней поверхностью. Кроме этого были предложены втулки с частичной конической расточкой (с разными отношениями цилиндрической и конической части) и втулки с полной конической расточкой на всю длину [3].

Эксперимент проведен с пятью имитационными моделями шарниров с различными конструктивными параметрами (рис. 1):

- первый вариант — типовая конструкция с цилиндрической внутренней поверхностью втулки по линии AK с диаметром d_2 ;
- второй вариант имеет частичную коническую расточку внутренней поверхности втулки на 0,1 ее длины по линии ABC с диаметрами d_2 и d_3 ;
- третий вариант имеет частичную коническую расточку внутренней поверхности втулки на 0,35 ее длины по линии ABC с диаметрами d_2 и d_3 ;
- четвертый вариант имеет частичную коническую расточку внутренней поверхности втулки на 0,7 ее длины по линии ABC с диаметрами d_2 и d_3 ;
- пятый вариант имеет полную коническую расточку внутренней поверхности втулки на всю ее длину по линии AC с диаметрами d_2 и d_3 .

Исследования имитационных моделей пары "втулка—палец" с использованием пакета прикладных программ ANSYS показали, что приложение внешних нагрузок изменит распределение напряжений в зоне, подверженной износу [4].

Благодаря использованию конической поверхности увеличивается площадь контакта поверхностей втулки и пальца, в результате снижаются контактные напряжения при эксплуатационных нагрузках. Уменьшение износа втулки происходит за счет увеличения площади контакта втулки с паль-

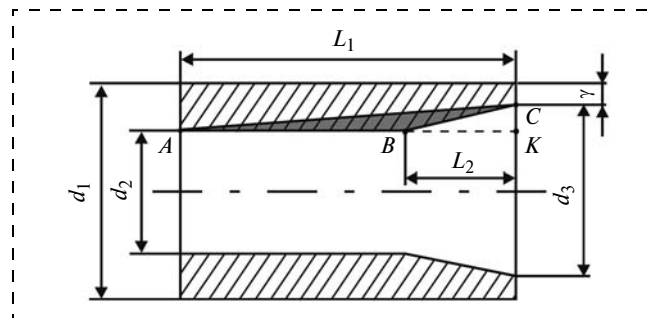


Рис. 1. Продольное сечение втулки:

L_1 — общая длина втулки; L_2 — глубина расточки внутренней конической поверхности втулки; d_1 — наружный диаметр втулки; d_2 — внутренний диаметр втулки; d_3 — больший внутренний диаметр втулки после расточки; γ — минимальная возможная толщина стенки втулки из условия смятия

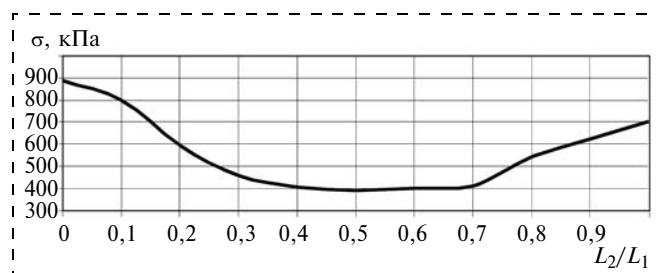


Рис. 2. Зависимость напряжений σ на контактной поверхности втулки от отношения глубины расточки L_2 к ее общей длине L_1

цем, так как площадь контакта по поверхности тела с образующей ABC больше, чем площадь контакта по поверхности с образующей AK . Сумма длин сторон AB и BC больше длины стороны AC , следовательно, образующая линия с перегибом ABC более эффективна чем прямая линия AC . При конструировании точка C определяется из условия смятия втулки. Угол наклона $\angle CBK$ должен быть больше угла конуса Морзе (7°). При углах расточки менее 7° могут появляться схватываемость сопрягаемых поверхностей и заклинивание шарнира [5].

Зависимость напряжений на контактной поверхности втулки от глубины расточки по отношению к ее общей длине показана на рис. 2. Анализ полученной зависимости напряжений на контактной поверхности втулок различных конструкций позволил определить рациональную форму втулки шарнира. Глубина расточки конической части составляет 0,35...0,7 общей длины втулки.

Разработанный метод восстановления шарниров

Целью разработанного метода восстановления шарниров является расширение технологических возможностей ремонта и увеличения ресурса работы шарнирных соединений механизма тормозного устройства шахтной подъемной машины.

Предлагаемый способ восстановления может применяться для типовой конструкции промышленного изготовления втулочно-пальцевых элементов шарнирных соединений тормозного устройства шахтных подъемных машин типа НКМЗ 2Ц-4 × 2,3; 2Ц-5 × 2,3; 2Ц-5 × 2,4 и 2Ц-6 × 2,4.

Сущность предлагаемого технического решения заключается в возможности восстановления шарнирного соединения без полного разбора механизма тормозного устройства шахтной подъемной машины.

Типовые втулочно-пальцевые элементы шарнирных соединений механизма тормоза имеют относительно малый срок службы, так как в результате износа образуются недопустимые зазоры в элементах шарнирных соединений [6]. Это в свою очередь влечет за собой невозможность установки нормативных зазоров между тормозными колодками и тормозным ободом органа навивки каната. Такое состояние тормозного устройства может привести к заклиниванию механизма и разрушению отдельных элементов.

В шарнирных соединениях, как правило, установлены втулки из антифрикционного чугуна, стальные втулки с бронзовым покрытием или бронзовые втулки. Восстановление изношенных шарниров — трудоемкая операция. Для замены изношенных шарнирных соединений на новые производят полную разборку механизма тормозного устройства, демонтаж изношенных втулок, а затем запрессовку новых втулок в мастерских наладочной организации. Это влечет за собой остановку работы шахтной подъемной машины на достаточно длительный срок. В результате мы имеем ущерб от простоя подъемно-транспортного оборудования и затраты на его последующую регулировку и наладку.

Исследования показали, что основными причинами выхода из строя втулочно-пальцевой пары являются следующие факторы: увеличение зазоров по причине износа втулки, предельные контактные напряжения в процессе эксплуатации, недостаточно эффективное распределение смазки по контактным поверхностям. Для изготовления втулки используется чугун (АЧС-1 или АЧС-3), а для пальца — конструкционная сталь марки 45Х. Данная пара обладает низкой износостойкостью, но при этом возможно повторно использовать изношенную втулку несколько раз в течение нескольких межремонтных периодов.

В соответствии с разработанным методом восстановления втулки шарнира осуществляется без

полного разбора механизма тормозного устройства шахтной подъемной машины. Технология предусматривает расточку цилиндрического конического отверстия втулки на месте ее установки мобильным фрезерным устройством. Расточка отверстия втулки вдоль ее геометрической оси производится цилиндрической и конической фрезами. Коническая часть составляет 0,35 общей длины втулки (первый ремонтный размер). В расточенное отверстие втулки устанавливается палец соответствующей конфигурации. Экономически целесообразно использование втулки в два ремонтных периода, без ее демонтажа и разборки всего механизма. При повторном восстановлении коническую часть растачивают на 0,7 общей длины втулки (второй ремонтный размер). Коническая форма позволит увеличить площадь контактных поверхностей, исключить радиальный перекосяк при монтаже пальца, а также ограничить торцовое перемещение пальца во втулке в процессе эксплуатации. Все это в свою очередь увеличивает срок службы шарнирного соединения механизма тормозного устройства.

На рис. 3 показано расположение мобильного устройства для расточки втулок с использованием конической фрезерной насадки. Восстанавливаемая втулка 2, на которой производится ремонт, располагается на тормозной балке 1. Для первоначальной обработки используется зенкер, а для более точной обработки внутренней поверхности втулки — развертка. Обеспечение подачи режущего инструмента осуществляется пневматическим цилиндром 4. Направление силы F должно совпадать с геометрической осью втулки.

Крепление мобильного устройства расточки выполняется тремя основными способами: при помощи траверсы 5 (см. рис. 3, а); с использованием

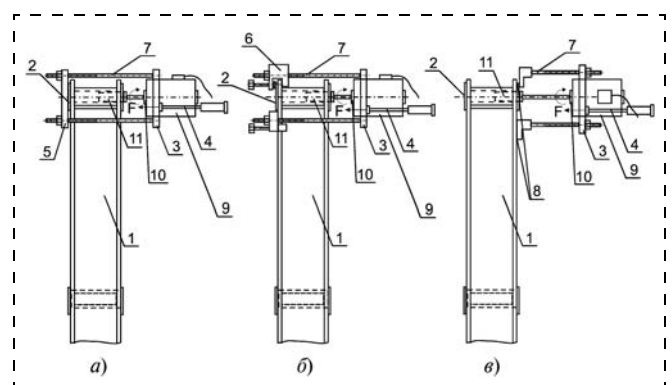


Рис. 3. Способы крепления мобильного устройства восстановления шарниров:

1 — тормозная балка; 2 — втулка шарнира; 3 — мобильное устройство расточки; 4 — пневматический цилиндр; 5 — траверса; 6 — струбина; 7 — направляющие устройства; 8 — элементы крепления с помощью сварки; 9 — электропривод; 10 — редуктор; 11 — фреза

струбцин b (см. рис. 3, b); с привариванием временным швом (прихваткой) элементов крепления δ к боковым поверхностям балки (см. рис. 3, e). После выполнения расточки элементы крепления демонтируются, а места сварных швов зашлифовываются. Как показала практика, наилучший результат расточки обеспечивает последний способ крепления.

При выполнении ремонта предварительно устанавливаются величину зазора и степень износа пары "втулка—палец". Экспериментальные исследования показали, что характерным является равномерный износ всей поверхности втулки рычажной передачи на всю глубину, что приводит к увеличению зазора между пальцем и втулкой. Превышение допустимого зазора нарушает нормальную работу шарнира и требует замены втулки.

Шарнир с превышением допустимого значения зазора разбирают. Используя мобильную фрезерную установку, выполняют расточку отверстия фрезой 11 цилиндрической и затем до частично конической формы. Направляющие устройства 7 и пневмоцилиндр 4 обеспечивают необходимые параметры движения рабочего органа устройства расточки, вращение которого происходит через редуктор 10 от электропривода 9 . Для восстановления рабочих поверхностей втулок шарниров тормозных устройств шахтных подъемных машин и ликвидации превышения допустимого зазора выполняют расточку до первого ремонтного размера. Глубина расточки внутренней конической по-

верхности втулки L_2 (рис. 4) выбирается как часть от общей длины L_1 (коническая часть составляет 0,35 от общей длины втулки). Оставшуюся часть длиной L_3 растачивают до цилиндрической формы с диаметром нового отверстия d_3 , равным $d_2 + 2\Delta_{\text{изн}}$ ($\Delta_{\text{изн}}$ — величина радиального износа внутреннего диаметра втулки). Угол расточки: $\text{tg}\phi = \delta/L_2$. Большой внутренний диаметр втулки d_4 определяется из условия смятия втулки. Максимальный угол конической расточки втулки ограничивается ее наружным диаметром. Минимальный угол конической расточки ограничивается величиной 7° (конуса Морзе). Соединительный палец имеет форму, аналогичную конфигурации внутренней поверхности втулки по первому ремонтному размеру с учетом допусков и посадок.

После определенного периода работы между рабочими поверхностями сопряжения втулки и пальца вновь образуется зазор, влияющий на нормальную работу механизма. В этом случае можно повторно произвести восстановление внутренней поверхности втулки до второго ремонтного размера (коническая часть составляет 0,7 общей длины втулки), где диаметр d_3 второго ремонтного размера равен сумме диаметра цилиндрической части первого ремонтного размера и $2\Delta_{\text{изн}}$.

Коническая форма позволяет исключить радиальный перекос при монтаже пальца и ограничить торцовое перемещение пальца во втулке в процессе эксплуатации. С учетом вышесказанного можно утверждать об увеличении ресурса работы втулки шарнирного соединения тормозного устройства шахтных подъемных машин.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы при восстановлении шарниров тормозных устройств на подъемных машинах дренажной шахты ТОО "Богатырь Комир" (г. Экибастуз, Казахстан). Работы проводились непосредственно на подъемных установках во время краткосрочных остановок оборудования без демонтажа механизма тормозной системы. Всего на различных установках восстановлено 30 втулок шарнирных соединений. В зависимости от интенсивности работы подъемной установки ресурс работы шарнирных соединений повысился от шести до десяти месяцев.

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния различных конструкций шарниров (имитацион-

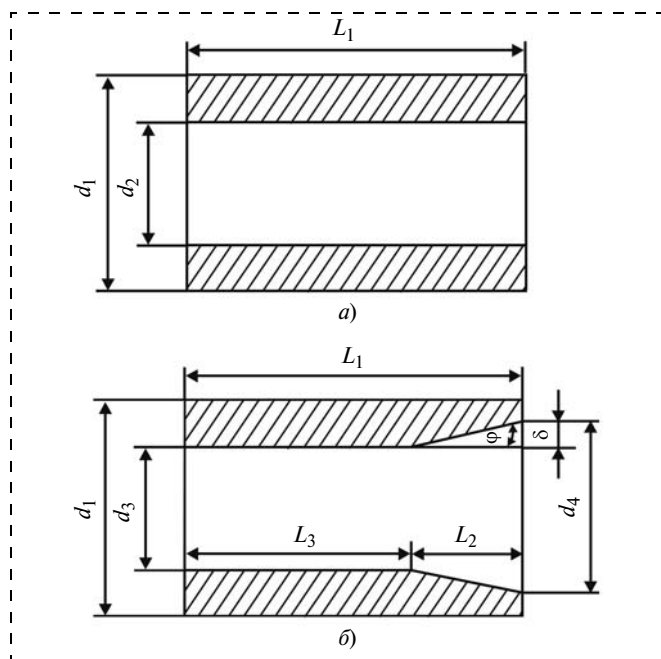


Рис. 4. Конструкция втулок с типовой (а) и частичной конической (б) расточкой

ное моделирование) позволили определить параметры расточки внутренней поверхности втулки с наименьшим напряжением в зоне контакта втулки и пальца. Интервал расточки втулки составляет 0,35...0,7 ее полной длины. Увеличение площади контактных поверхностей втулочно-пальцевой пары за счет конической расточки уменьшает износ шарнирного соединения.

Разработанный метод восстановления шарнирных соединений позволяет сократить время ремонта и увеличить ресурс работы механизма тормозных устройств. Целесообразность метода проверена и подтверждена путем испытаний на действующих шахтных подъемных машинах.

Список литературы

1. **Неисправности** шахтных подъемных установок / Грузутин Р. Я., Калинин В. Г., Чайка Б. Н. М.: Недра, 1991. 368 с.

2. **Мехтиев А. Д., Югай В. В.** Современное состояние и проблемы эксплуатации шахтных подъемных машин Карагандинского угольного бассейна // Горное оборудование и электромеханика. № 6. 2011. С. 26—29.

3. **Булатбаев Ф. Н., Мехтиев А. Д., Лихачев В. В.** Определение контактных напряжений поверхностей сопряжения шарнирного соединения тормозного устройства шахтных подъемных машин // Тр. университета. Караганда: Изд-во КарГТУ, 2011. Вып. 4. С. 50—52.

4. **Булатбаев Ф. Н.** Совершенствование работы шарнирных соединений тормозного устройства шахтных подъемных машин. Караганда: Издательско-полиграфический центр Казахстано-Российского университета, 2011. 172 с.

5. **Жаутиков Б. А., Мехтиев А. Д., Булатбаев Ф. Н., Лихачев В. В.** Исследование тормозных устройств шахтных подъемных машин с целью обеспечения нормативной надежности и повышения технического уровня. Караганда: Издательско-полиграфический центр Казахстано-Российского университета, 2011. 278 с.

6. **ГОСТ 25603—83.** Шарниры. Типы и основные размеры. М.: Изд-во стандартов, 1984. 21 с.

УДК 621.822.6

В. М. Кравченко¹, д-р техн. наук, проф., **В. А. Сидоров**², канд. техн. наук, доц.,
В. В. Буцукин¹, канд. техн. наук, доц.

¹ Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь,

² Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

E-mail: butsukin@mail.ru

Классификация повреждений зубчатых передач

Предложена классификация повреждений зубчатых передач для определения причин разрушения или износа и предупреждения их развития на стадии эксплуатации. Приведены примеры характерных повреждений под действием внешних факторов, влияющих на работу зубчатых передач.

Ключевые слова: передача зубчатая, повреждения, классификация, внешние воздействия, диагностика, эксплуатация.

V. M. Kravchenko, V. A. Sidorov, V. V. Butsukin

Classification of Damages of Gearings

For determination of reasons of destruction or wear and warning of their development on the stage of exploitation classification of damages of gearings is offered. Examples of characteristic damages under the action of external factors, influencing to work of gearings resulted.

Keywords: gearings, damages, classification, external influences, diagnostics, exploitation.

Зубчатые передачи широко используются в горном оборудовании для преобразования параметров вращательного движения. Срок службы данного элемента в значительной мере определяет

показатели безотказности работы механизма, являясь одним из критических звеньев дерева отказов. Отказы механического оборудования из-за износа или разрушения зубчатых колес приводят

к наиболее длительным простоям и требуют больших затрат для восстановления работоспособного состояния. Предупредить аварийное разрушение зубьев, увеличить срок службы передачи позволяют своевременные ремонтные воздействия, обоснованные результатами визуального контроля. При проведении такого контроля очень важно не только зафиксировать повреждение, но и определить причину его возникновения, выявить факторы, приведшие к его развитию. В этом процессе важную роль играет верная интерпретация результатов визуального контроля, обусловленная в первую очередь представлениями контролирующего персонала о взаимосвязи повреждений и факторов, их вызывающих. Методологической основой в этом случае служит классификация причин повреждений зубчатых передач, используемая на предприятии. Однако до настоящего времени такая классификация, ориентированная на решение практических задач механослужбы, не разработана. В работах [1—7] рассмотрены виды повреждений зубчатых передач и требования, обеспечивающие длительную работу зубчатого зацепления. Классификации повреждений зубчатых передач, приведенные в работах [1, 4, 6, 7], показывают, что отсутствует единая классификация повреждений зубьев, а при определении причин и характера разрушения используется различная терминология. Практика решения практических задач по определению причин повреждений и разрушений требует разработки классификации повреждений зубчатых передач на единой методологической основе.

В настоящей статье изложены основные положения и приведены примеры классификации повреждений зубчатых передач для определения причин разрушения или износа и предупреждения их развития на стадии эксплуатации.

На работоспособное состояние зубчатых передач оказывают влияние как внешние факторы, определяющие передаваемые крутящие моменты и характер вращения зубчатых колес, так и внутренние, определяемые техническим состоянием механизма. Взаимодействие внешних и внутренних факторов и создает многообразие возможных повреждений зубчатых передач. Несмотря на неизменность передаточного отношения зубчатой передачи, в процессе эксплуатации данные факторы изменяются, приводя к преобладанию определенного вида износа или повреждения. Предлага-

ется следующая классификация причин повреждения зубчатых передач:

1) повреждения, обусловленные внешними факторами (величина прикладываемой силовой нагрузки, характер прикладываемой силовой нагрузки, наличие в смазочном материале веществ, вызывающих коррозию, наличие в смазочном материале абразивных частиц);

2) повреждения, обусловленные внутренними факторами (взаимное перемещение посадочных поверхностей зубчатого колеса и вала, характер взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев зацепления, неверное взаимное расположение деталей передачи, накопление усталостных повреждений).

В данной статье рассмотрим проявления внешних по предложенной классификации факторов на работоспособность зубчатых передач.

Величина прикладываемой силовой нагрузки определяется характером повреждений на рабочей поверхности:

номинальная нагрузка не приводит к изменению формы зуба и не оставляет значительных следов пластической деформации на рабочей поверхности зубчатой передачи (рис. 1, см. 3-ю стр. обложки);

переменные или знакопеременные силы, приводящие к появлению на площадках контакта напряжений превышающих предел выносливости материала, оставляют на рабочей поверхности осевидные углубления, вызываемые усталостью материала (рис. 2, см. 3-ю стр. обложки);

пластические сдвиги на рабочей поверхности зубчатой передачи происходят при превышении напряжений, действующих на площадках контактов предела текучести, при этом поверхностный слой металла перемещается от делительного диаметра к вершине зуба, образуя выступ (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки).

Промежуточными проявлениями действующих сил являются отслаивание частиц металла с рабочей поверхности зубьев и наклеп из-за сильных ударов при наличии зазора в зацеплении.

Характер прикладываемой силовой нагрузки связан с постоянством или непостоянством частоты вращения, изменением направления вращения, значением динамической составляющей. Динамические удары часто приводят к изломам зубьев (рис. 4, см. 4-ю стр. обложки). При увеличении частоты вращения повышаются требования к точ-

ности изготовления и установки зубчатых передач, в противном случае — увеличивается износ зубьев.

В нереверсивных передачах в обязательном порядке следует осматривать обратную (нерабочую) поверхность зуба, на ней могут содержаться признаки ошибок изготовления или монтажа. Например, из-за малого бокового зазора на обратной поверхности зуба могут появиться следы контакта (рис. 5, см. 4-ю стр. обложки).

Наличие веществ, вызывающих коррозию, и абразивных частиц в смазочном материале приводит к абразивному износу, коррозии поверхности зубьев, способствует возникновению газовой или жидкостной эрозии.

Основная причина коррозии — наличие воды в смазочном материале, проявляется в виде равномерного или неравномерного слоя коррозии на поверхности зубьев (рис. 6, см. 4-ю стр. обложки). Степень коррозии может быть различной и легко оценивается визуально.

Первоначальное проявление абразивного износа — появление царапин или рисок на рабочей поверхности в направлении движения абразивного материала (рис. 7, см. 4-ю стр. обложки). На рисунке показана поверхность рабочего колеса шестеренного маслонасоса, поврежденная продуктами износа, присутствующими в смазочном материале.

Развитию абразивного износа способствует использование пластичной или загрязненной смазки, являющейся аккумулятором абразивных частиц. В дальнейшем у изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, прочность зуба. Основные меры предупреждения — защита от загрязнения, применение магнитных фильтров и повышение качества фильтрации масла. Несвоевременно обнаруженный абразивный износ ликвидируется только заменой колеса (рис. 8, см. 4-ю стр. обложки).

Выводы

1. Известные классификации повреждений зубчатых передач ориентированы в основном на установление соответствия повреждения и процессов (процесса), развившихся в элементах передачи, приведших к его возникновению. Факторы, вызвавшие развитие вредных процессов, при таком

подходе нередко остаются вне зоны внимания. Это усложняет интерпретацию результатов широко распространенного в производственных условиях визуального диагностирования элементов зубчатых передач.

2. Предложена классификация повреждений зубчатых передач, основанная на разделении по вызвавшим повреждение факторам (внешним и внутренним). Такой подход позволяет при анализе результатов визуальной диагностики последствий аварии и во время ревизии оборудования быстрее установить соответствие обнаруженных повреждений и причин разрушения или износа элементов передачи что, в свою очередь, ускоряет процесс принятия обоснованного решения по выбору ремонтного воздействия на элементы передачи.

3. Даны примеры проявления внешних факторов, полученные в ходе определения причин выхода из строя зубчатых передач в условиях промышленной эксплуатации. Примеры проявления внутренних факторов будут изложены в одном из следующих номеров.

Список литературы

1. **Межгосударственный** стандарт (проект, первая редакция) Колеса зубчатые. Виды повреждений. Классификация и описание. 87 с. Электронный ресурс: http://www.i-mash.ru/normatdok/etc_gosts/3355-kolesa-zubchatye-vidy-povrezhdenij.html.
2. **Международный** стандарт ISO 10825—1995. Зубчатые передачи. Износ и повреждение зубьев. Терминология. (Gears — Wear and damage to gear teeth — Terminology). Электронный ресурс: http://www.iso.org/iso/ru/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?cs-number=2042.
3. **Национальный** стандарт США ANSI/AGMA 1010-E95 Внешний вид зубьев зубчатых колес. Терминология износа и отказа. Appearance of Gear Teeth — Terminology of Wear and Failure. Электронный ресурс: http://www.techstreet.com/standards/agma/1010_e95_r2004_?product_id=14643.
4. **Титенок И. А.** Концепция повышения эффективности эвольвентного зубчатого зацепления // Вестник Брянского государственного технического университета. 2008. № 3 (19). С. 38—45.
5. **Прудис Б. В., Огурцов Ю. М.** Ремонт и монтаж оборудования. Монтаж. Альбом. М.: Машиностроение, 1990. 104 с.
6. **Кравченко В. М., Сидоров В. А., Седуш В. Я.** Техническое диагностирование механического оборудования: учеб. Донецк: Юго-Восток, Лтд, 2009. 459 с.
7. **Толстоногов А. А.** Детали машин и основы конструирования: Конспект лекций. Самара, СамГАПС, 2003. 100 с.

Опыт организации работы ремонтных подразделений в филиале ОАО "СУЭК-Красноярск" "Разрез Березовский-1"*

Описан опыт организации и оплаты труда работников, занятых техническим обслуживанием и ремонтом горно-транспортного оборудования.

Ключевые слова: угольный разрез, ремонтная служба, организация производства, оплата труда.

Yu. K. Varfolomeev, S. A. Rozenbaum

Experience of the Repair Divisions Work Organization in OJSC "SUEK-Krasnoyarsk" Branch, Open-Pit Mine "Berezovsky-1"

In article the experience of work organization and payment of the workers, occupied with mountain transport equipment maintenance service and repair, is described.

Keywords: coal open-pit mine, repair service, the manufacture organization, work payment.

Практика показывает, что на уровень работоспособности горно-транспортного оборудования существенное влияние оказывает соотношение оплаты труда эксплуатационного и ремонтного персонала. Большая разница в оплате труда является демотивирующим фактором. Это приводит к тому, что у ремонтного персонала нет экономического интереса выполнять ремонты с надлежащим качеством. Как следствие — низкая надежность оборудования. Несмотря на такую закономерность, на большинстве отечественных угледобывающих предприятий заработная плата слесаря существенно ниже заработной платы персонала, эксплуатирующего горно-транспортную технику.

Директор разреза "Березовский-1" В. А. Сычев, побывав в 1990-х гг. на зарубежных предприятиях, обратил внимание на то, что оплата труда ремонтного персонала выше, чем у операторов, эксплуатирующих оборудование. Руководитель предприятия провел целенаправленную работу по подготовке и организации работы ремонтных подразделений таким образом, что по результатам труда средняя зарплата рабочих комплексной бригады по обслуживанию и ремонту горно-транспортного оборудования горного цеха стала выше зарплаты рабочих, эксплуатирующих его.

Изначально на разрезе было два ремонтных участка — горный ремонтный участок (ГРУ) со сдельно-премиальной оплатой и ремонтно-монтажный участок (РМУ) с повременно-премиальной оплатой. Рабочие ГРУ были заинтересованы перевыполнять план, внедряли рационализаторские предложения, повышали производительность труда. Схема расчета их заработной платы представлена на рис. 1.

В целях централизации ремонтных работ в "одних руках" и концентрации ресурсов ГРУ и РМУ были объединены в цех ремонта и монтажа горного оборудования (ЦРМГО). Перераспределение работы между участками позволило сократить в РМУ малоквалифицированный персонал, увеличить полезную нагрузку на работника. Также были установлены персональные оклады, в которых учитывалось число обслуживаемых станков каждым работником. Высокая квалификация работников ГРУ, рост производительности труда и значительное выполнение норм выработки послужило поводом для пересмотра системы оплаты труда для

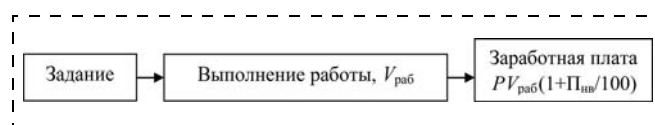


Рис. 1. Схема расчета заработной платы работника ГРУ:

P — расценка за работу; $V_{\text{раб}}$ — объем работы; $P_{\text{нв}}$ — процент перевыполнения нормы выработки

* Публикуется в редакции авторов.

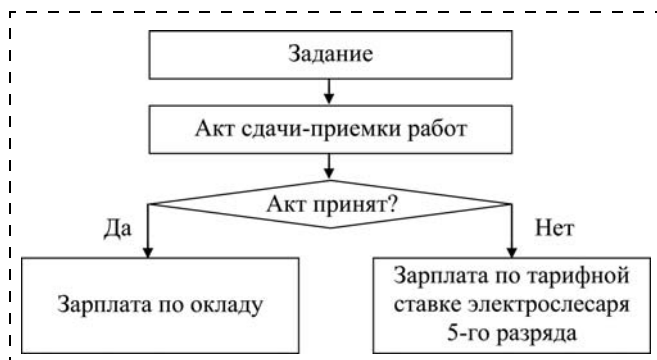


Рис. 2. Фактическая схема начисления заработной платы работнику ЦРМГО

работников ГРУ, так как при сдельной оплате труда был установлен предел выполнения норм выработки. Поэтому чтобы заинтересовать работников в повышении эффективности труда были установлены персональные оклады. Оклад рассчитывался следующим образом:

$$\text{Оклад} = TC T_{\text{раб}} (1 + P_{\text{нв}}/100),$$

где TC — тарифная ставка с учетом доплат, в том числе доплаты за вредность 24 %; $T_{\text{раб}}$ — среднегодовая месячная норма времени; $P_{\text{нв}}$ — процент перевыполнения нормы выработки (допустимое перевыполнение нормы 15 %).

Выплата оклада зависит от качества выполненных работ, зафиксированных в акте сдачи-приемки. Если к качеству выполненного ремонта будут замечания (претензии), то работник, выполнявший работу, оклад не получает, а получает заработную плату в соответствии с тарифной ставкой электрослесаря 5-го разряда. Схема начисления заработной платы работнику ЦРМГО представлена на рис. 2.

В результате такой организации службы и системы оплаты труда за 7 мес 2011 г. средняя заработная плата рабочих ЦРМГО составляет 25 тыс. руб., в том числе электрослесарей — 30 тыс. руб., токарей, сварщиков — 21 тыс. руб. Средняя заработная плата машиниста экскаватора — 23 тыс. руб.

Бригада по обслуживанию и ремонту горно-транспортного оборудования горного цеха

До 1996 г. в горном цехе численность персонала участка и его квалификация не позволяли качественно и своевременно проводить техническое обслуживание конвейеров. Срок эксплуатации оборудования был большим, и оно часто выходило из строя. В целях исключения аварийных простоев и поломок на конвейерах в 1996 г. была сформирована комплексная бригада по обслуживанию и ремонту конвейеров КЛ-5250. В эту бригаду включили опытных наиболее квалифицированных машинистов роторных экскаваторов, которые имеют все необходимые смежные специальности (токарь, свар-

щик, машинист крана и др.). При создании бригады в систему оплаты труда ее работников было заложено следующее: тарифная ставка работника бригады на 20 % выше тарифной ставки машиниста экскаватора. На основе этих тарифных ставок были рассчитаны оклады.

В течение первых пяти лет этой бригадой была проделана значительная работа по восстановлению работоспособности оборудования, что позволило в 1998 г. исключить аварийные простои. Ремонты стали происходить согласно Положению о планово-предупредительных ремонтах.

По оценке механиков участка расформирование этой бригады приведет к тому, что через полгода начнутся ежесменные аварийные остановки конвейеров, длительностью от 1 ч до 2—3 дней.

В настоящее время эта бригада обслуживает горно-транспортное оборудование — роторные экскаваторы, одноковшовые экскаваторы, кабелепередвижчики, конвейеры. При этом численность ремонтной бригады снижена с 12 до 9 чел.

Высокая эффективность данной бригады основана на изменении организации и режима обслуживания оборудования. Например, обслуживание одноковшового экскаватора, которое занимает 3 рабочие смены, было изменено следующим образом.

До создания бригады обслуживание осуществлялось машинистом с помощником в первую смену согласно регламенту ТО, а во вторую смену оборудование простаивало разобраным, так как обслуживание производится только в первую смену. В итоге экскаватор не работает 6 смен.

После создания бригады все необходимые работы по ТО разделены на 3 этапа, каждый из которых выполняется за одну смену. В конце смены завершается часть ТО, экскаватор собирается и запускается в работу во вторую смену. Во время первой смены к машинисту и его помощнику добавляются еще 2 человека из ремонтной бригады для выполнения заданий.

Анализ опыта работы ЦРМГО и бригады по обслуживанию и ремонту оборудования горного цеха позволил сделать вывод о том, что фактором успеха в повышении производительности труда ремонтных рабочих и качества ремонта явилась тесная увязка результатов с его оплатой и постоянное повышение квалификации бригады.

Таким образом, создание условий труда, которые обеспечивают заинтересованность ремонтного персонала в качественном выполнении ремонта оборудования, позволило снизить время выполнения ремонтных работ, повысить их качество и, тем самым, обеспечить высокую заработную плату ремонтному персоналу.

Интервью с персоналом филиала ОАО "СУЭК-Красноярск" "Разрез Березовский-1":

П. В. Степанов (2001—2005 гг. — машинист конвейера технологического комплекса поверхности, 2005—2010 гг. — мастер по ремонту горного оборудования ГРУ; с 01.04.2010 г. — зам. начальника цеха ремонта и монтажа горного оборудования, с 01.01.2011 г. — механик ЦРМГО):

"Я работал при старой системе оплаты труда недолго, 2,5 года. При переходе к новой системе оплаты труда (окладам) работник ничего не потерял. Вначале у рабочих было опасение, что без КТУ они потеряют в оплате труда. Потом увидели, что если акт сдачи-приемки принят, то получают ту же зарплату, что раньше.

Плюсы этой системы заключаются в том, что у рабочих исчезло опасение, что им могут "несправедливо" снизить КТУ; появилась уверенность, что если выполняют работу качественно и в срок, то оклад получают. Раньше, в 1990—2000 гг., было ощущение, что Управление отдельно, рабочие отдельно. Сейчас работники увидели, что руководство заботится о них, и старается внести свою лепту в результат. В итоге, после того, как перешли на оклады, не было случая, чтобы акт сдачи-приемки работ был не подписан.

Большая заслуга главного механика в том, что он объединил два участка (ГРУ и РМУ), "собрал в один кулак" ремонтную базу, чтобы можно было выполнять работу одной бригадой. Этим добились успеха. Сейчас ЦРМГО — это одно из самых эф-

фективных подразделений, которое может выполнить практически любую работу".

А. Л. Болсуновский (бригадир по обслуживанию и ремонту горно-транспортного оборудования горного цеха):

"Мне директор предложил создать хорошую бригаду по ремонту. Спросил, что нужно для этого. Тогда я выдвинул условия:

- необходимое количество квалифицированных работников;
- тарифная ставка на 15 % выше, чем у машиниста роторного экскаватора;
- приобретение инструмента по составленному списку.

Все условия были выполнены.

Первые пять лет было тяжело, так как оборудование старое, нам пришлось перебрать все редукторы. В результате, начиная с 1998 г., были исключены аварийные ремонты. В настоящее время каждый работник бригады имеет смежные профессии. При выдаче наряда осуществляется расстановка персонала в соответствии с их квалификацией и умением выполнять конкретную работу. Кто-то лучше разбирается в конвейерах, кто-то в экскаваторах, хотя все отлично знают технику.

Сейчас бригада оснащена новыми приспособлениями: устройством по центровке двигателей, гидрогайковертами и пневмогайковертами. Работать стало намного легче. У бригады есть свой персональный автобус. В перспективе — приобретение передвижной электростанции".

Продолжение. Начало см. на стр. 23.

ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ ЧАСТИ (помещается в начале статьи)

1. Индекс **УДК** размещается в левом верхнем углу первой страницы.

2. **Сведения об авторах** на русском языке размещаются *перед названием статьи* и включают инициалы и фамилию авторов с указанием их ученой степени, звания, должности и названия организации и места ее расположения (если это не следует из ее названия). Указывается также e-mail и/или почтовый адрес хотя бы одного автора или организации.

3. За **сведениями об авторах** следует **название статьи**.

4. После **названия статьи** отдельным абзацем дается **краткая аннотация**, отражающая содержание статьи (что в ней рассмотрено, приведено, обосновано, предложено и т. д.).

5. **Затем** следуют **ключевые слова**.

Вниманию авторов!

6. Информация по п.п. 2—5 приводится далее **на английском языке** (сведения об авторах — только инициалы и фамилия).

ТЕКСТ СТАТЬИ

Статью рекомендуется разбить на разделы с названиями, отражающими их содержание.

Объем статьи не должен превышать 15 страниц текста, набранного на стандартных листах формата А4 с полями не менее 2,5 см нормальным шрифтом размером 14 pt с полуторным межстрочным интервалом, с использованием компьютерного текстового редактора Word. В указанный объем статьи включаются приложения, список литературы, таблицы и рисунки. Страницы статьи должны быть **пронумерованы**. В необходимых случаях по решению главного редактора или руководства издательства объем статьи может быть увеличен.

Нумерация формул по статье сквозная.

В статьях рекомендуются затекстовые ссылки на источники, оформляемые в виде **списка литературы**. Ссылки на источники в тексте даются в квадратных

скобках. Список литературы имеет сквозную нумерацию, которая дается в порядке упоминания источников в тексте. Оформляются ссылки в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5—2008. Допускаются ссылки на электронные носители.

Следует придерживаться общепринятой специальной терминологии. Все используемые в тексте специальные термины, обозначения и аббревиатуры должны быть раскрыты и разъяснены.

Некоторые рекомендации по подготовке статей

1. **Значительное количество статей, поступающих в редакцию, подготовлены как доклады или чаще даже как тезисы докладов.** Между тем доклад предполагает возможность уточнения отдельных положений при выступлении, упрощенную подготовку материала. Главное при этом — донести до слушателя основную идею. Статья же требует более тщательной проработки материала.

2. **Ряд статей, поступающих в журнал, имеет общетехническую направленность.** В принципе, это вполне допустимо и даже желательно, однако всегда должна быть обоснована актуальность проблемы для проектирования, изготовления, эксплуатации горного оборудования. Поступают статьи, написанные с позиций новых методов научного исследования: нейронных сетей, теории фракталов, нечеткой логики и т. п. В этих случаях должно быть дано обоснование необходимости применения именно новых методов, а также неработоспособности или неэффективности традиционных.

3. **Сокращение объема статей не является самоцелью редакции.** Конечно, недопустимы повторы. Распространенным приемом неоправданного увеличения объема является повторение данных, представленных в таблицах, на различных графиках и диаграммах, после чего те же цифры повторяются в виде "анализа" типа "как видно из табл. *n* и рис. *m*, *A* больше *B*", почему же *A* больше *B* — до этого глубина анализа не доходит.

Вместе с тем, редакция считает необходимым возможно более полное сопровождение статей конструктивными чертежами, схемами, иллюстрирующими параметры, входящие в математический аппарат (размеры, углы, силы и т. п.). Мы также не считаем удовлетворительными констатации типа "исследования показали справедливость (точность) предложенной методики". Следовало бы привести результаты, полученные по предложенной методике (способу и т. п.), и сравнить их с результатами исследований (если они проводились).

4. **Из предыдущего пункта следует, что допускается публикация статей достаточно большого объема. В этом**

Рисунки и таблицы должны быть выполнены качественно на лазерном принтере (графическая обработка рисунков в редакции не предполагается). В журнале все рисунки воспроизводятся в черно-белом варианте, за исключением цветных рисунков, размещаемых по усмотрению редакции на обложке журнала. Рисунки дублируются на отдельных листах и вместе с подрисовочными подписями подкладываются к тексту статьи.

случае надо **обязательно их рубрицировать** (впрочем, введение рубрик не вредно и в относительно небольших по объему материалах). В противном случае читателю сложно уследить за "потоком мыслей автора" (тем более — авторов, особенно когда их много).

5. **Ссылки на литературу.** В требованиях к публикациям указываются правила их нумерации, соблюдения норм библиографического описания. Ниже пойдет речь об их смысловой функции.

В докладе или диссертации основная цель ссылки — соблюдение авторских прав, а также подтверждение кругозора автора в соответствующей области, при подготовке статьи цель ссылки, помимо признания приоритета, — помочь читателю разобраться в предлагаемом автором материале.

Часто создается впечатление, что авторы статьи полагают, что читатель, прежде всего, должен застаться книгами и журналами, на которые даются ссылки и только затем приступить к чтению статьи. Но даже, если найдется подвижник, решившийся на такой шаг, его ждет неудача, особенно, если речь идет об изданиях последних 10—15 лет: тиражи книг и журналов, выпущенных в эти годы, незначительны, а материалы конференций вообще расходятся между их участниками.

Поэтому перед автором статьи стоит сложная задача приводить сведения из других источников кратко, но в объеме, достаточном для понимания излагаемого материала.

Еще одно пожелание: в ссылках на "книжные источники" указывать конкретные страницы.

Статья может быть отправлена по e-mail: gma@novtex.ru с рисунками, вставленными в текстовый файл с расширением DOC.

Дополнительные пояснения авторы могут получить в редакции журнала лично, по телефонам: (499) 269-53-97, 269-55-10 либо по e-mail.

Надеемся, что приведенные выше соображения помогут и авторам, и редакции в совместной работе.

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

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

Сдано в набор 17.05.2012. Подписано в печать 27.06.2012. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO712. Цена свободная.

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

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



МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «ГОРНОДОБЫВАЮЩАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ БАРЕНЦЕВА ЕВРО - АРКТИЧЕСКОГО РЕГИОНА: ВЗГЛЯД В БУДУЩЕЕ» · МГПК БЕАР МУРМАНСКАЯ ОБЛАСТЬ

International Conference «Mining Industry in the Barents Euro-Arctic Region: View to the Future» -
IMIC BEAR, Murmansk Region

Генеральные спонсоры



Организаторы



Причины, по которым необходимо
принять участие в
МГПК БЕАР - 2012

- Привлечь внимание участников конференции к Вашему продукту или технологии.
- Обсудить современные проблемы законодательства о недрах и недропользовании с руководителями российских и западных компаний.
- Получить последнюю информацию о современных тенденциях, перспективах и проблемах развития горнопромышленного бизнеса в БЕАР и странах-членах Арктического Совета.
- Ознакомиться с налоговой политикой в отношении предприятий минерально-сырьевого комплекса, сопоставить и обсудить подходы к решению проблем, предлагаемые промышленниками и государством.
- Увидеть своими глазами инновационные технологии для работы горнопромышленного комплекса в сложных условиях Крайнего Севера и Арктики.
- Заимствовать опыт успешного лоббирования и создания благоприятного инвестиционного климата.

22-23 ноября 2012 г. в г. Кировске Мурманской области состоится II Международная конференция «Горнодобывающая промышленность Баренцева Евро - Арктического региона: взгляд в будущее» - «Государство и горная промышленность. Региональная практика и новые тенденции» · МГПК БЕАР - 2012

Конференция проводится под патронажем Высшего горного совета НП «Горнопромышленники России» под председательством Ю. К. Шафраника.

Основная тематика конференции:

- Современные тенденции развития горной технологии, региональные особенности.
- Законодательство о недрах и недропользовании.
- Налоговая политика в отношении горнопромышленного бизнеса.
- Экологическое законодательство и горное производство.
- Мировые тенденции геологоразведки. Государственное участие и стимулирование

Почему Мурманская область?

Горнопромышленный комплекс Мурманской области является ведущей отраслью экономики, обеспечивает добычу и переработку многих полезных ископаемых с получением апатитового, железорудного, вермикулитового, флогопитового, лопаритового, бадделеитового и нефелинового концентратов. Обеспечивает промышленное производство меди, никеля, кобальта, полуфабрикатов благородных металлов, первичного алюминия для нужд как внутреннего, так и мировых рынков.

Контакты: Северная ТПП, пер. Русанова, 10, г. Мурманск, Россия, 183038

Тел.: +7 (8152) 55-47-20, 55-47-23, факс: +7 (8152) 55-47-21,

e-mail: ncci@ncci.ru; conference@ncci.ru

Web.: www.ncci.ru, <http://conference.ncci.ru>