

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.
КРАСНИКОВ Ю.Д.
КУЛАГИН В.П.
МАХОВИКОВ Б.С.
МИКИТЧЕНКО А.Я.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗНЕР Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

ДАНИЛИНА И.С.
КАРТАВАЯ Н.В.

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

E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Андреева Л.И., Лапаева О.А. Технология ведения горных работ и производство техники для горно-добывающей промышленности. 2

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Хорешок А.А., Кузнецов В.В., Борисов А.Ю., Дрозденко Ю.В., Преис Е.В., Рябов В.Е. Систематизация узлов проходческого комбайна СМ-130К по наработкам. 11

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Савченко А.Я. Анализ производительной работы одноковшовых экскаваторов на основе показателей качества 15

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Кузьмин С.В., Зыков И.С., Майнагашев Р.А., Ящук К.П. Анализ аварийности в системе электроснабжения 6–10 кВ горно-металлургических предприятий Сибири 23
Гринберг Я.П., Соловьев В.С. Оптимизация параметров механической характеристики электродвигателей угольных комбайнов 25

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Картавый А.Н. Ресурсосберегающие принципы конструирования технологических вибрационных машин. 28

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндров 38
Петров В.Л. Новый класс математических моделей электромеханических систем горных машин 44

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Галкин В.И., Шоджааталхоссейни А. Установление рациональной геометрической формы роликоопор линейных секций мощных ленточных конвейеров 50
Хорешок А.А., Стенин Д.В., Костюк С.Г., Стенина Н.А. Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на себестоимость транспортирования горной массы 54

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

УДК 622.002.05

Л.И. Андреева, д-р техн. наук, руководитель отдела технологии и организации ремонта горно-транспортного оборудования, **О.А. Лапаева**, канд. экон. наук, ст. науч. сотр., ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск

Технология ведения горных работ и производство техники для горно-добывающей промышленности

По итогам IV Международной научно-практической конференции (8–10 октября 2008 г., г. Пермь)

Представлен краткий обзор материалов конференции, ежегодно организуемой группой предприятий Западно-Уральского машиностроительного концерна (ГП "ЗУМК"), который вот уже 10 лет успешно решает задачи обеспечения горного производства современной высокоэффективной техникой. Среди участников конференции, как обычно, специалисты науки и производства из разных стран: России, Белоруссии, Украины, Польши, Чехии, Словакии, Австралии и Италии, Казахстана и Узбекистана.

Ключевые слова: механизация горных работ, инновационное развитие, регламент работ, ритмичность, приемлемый уровень безопасности, экономический механизм управления.

L.I. Andreeva, O.A. Lapayeva, The Chelyabinsk Coal Industry Scientific and Technical Centre of Open Cast Mining

Technology of Mining Prosecution and Production of Equipment for Extraction Industry

Following the results of IV International scientifically-practical conference

(October, 8–10th 2008 г., Perm)

Short review of conference materials is presented, annually organized conference by group of the enterprises of the West Ural machine-manufacturing concern (GP "ZUMK"), that during 10 years successfully solves problems of providing modern highly effective equipment for mining industry. Among the participants of conference, as usually, are science and production experts from different countries: Russia, Belarus, Ukraine, Poland, Czechia, Slovakia, Australia and Italy, Kazakhstan and Uzbekistan.

Keywords: mechanisation of mining prosecution, innovative development, the works reglament, the rhytmicity, acceptable level of safety, the economic mechanism of management.

На конференции обсуждались вопросы в рамках решения основной проблемы горняков: как избежать ошибок при выборе стратегии развития производства и принятии принципиальных технических решений.

Вопросы технологии и механизации горных работ

Большой интерес участников вызвала информация о новых проектах "ЗУМК-Инжиниринг" по эффективному освоению калийных месторождений стран СНГ. В докладе *д-ра техн. наук А.Н. Земскова* (ГП "ЗУМК") было отмечено, что в ближайшие пять лет ожидается увеличение спроса на минеральные удобрения на 14 %, на калийные удобрения – на 18 %. Загрузка мировых производственных мощностей пре-

высила 90 %, что означает образование ежегодного дефицита калийных удобрений 5...7 млн т.

Первыми начала увеличение производственных мощностей Белоруссия. Осуществление собственной калийной программы началось и в Узбекистане. Впервые планируется строительство калийного завода в условиях повышенной сейсмичности на базе Гарлыкского месторождения калийных солей в Туркменистане. Принимаются к использованию российские технологии и оборудование – комбайны, самоходные вагоны и установки. В 2007 г. ЗУМК выиграл тендер на строительство Дехканабадского завода калийных удобрений на узбекской части Тюбегатанского месторождения.

Однако просто продавать горно-промышленную технику, по словам А.Н. Земскова, было бы "непра-

вильно". Выгоднее предлагать комплексные проекты: проектировать и строить объекты под необходимую технологию, учитывая возможности отечественных машиностроителей. Это приведет к снижению затрат для производителей: не секрет, что ставка на зарубежное оборудование увеличивает затраты вдвое из-за стоимости запасных частей к нему; удешевляет проект и делает его более динамичным применение арочной крепи.

Вместе с тем в условиях роста потребности на минеральное сырье и цен на ресурсы необходимо обеспечить темпы развития действующих объектов, соответствующие динамике среды. Это обусловлено и дальнейшей интеграцией России в мировое экономическое сообщество, в котором конкурентоспособность горно-добывающих предприятий во многом зависит от технологического комплекса, а также созданных резервов его эксплуатации. По мнению *д-ра техн. наук В.А. Пикалова* (ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск), основанного на многолетних исследованиях, суть инновационного развития действующего предприятия состоит не в совершенствовании отдельных его элементов, а в *осуществлении системных преобразований в технике, технологии, организации производства, компетенции персонала*. Переход к более мощному оборудованию требует существенного изменения комплексных механизмов и технологических схем, реконструкции рабочей зоны, а это в свою очередь невозможно сделать без согласования технологических и организационных регламентов производственной деятельности. Только в этом случае любой инвестиционный проект реализуется в ожидаемых параметрах.

К сожалению, анализ деятельности горных предприятий, проводимый в течение многих лет специалистами ОАО "НТЦ-НИИОГР", показывает, что только от 3 до 6 % рабочего времени оборудование используется на уровне 0,7...0,8 своих эксплуатационных возможностей. При этом ежегодно потери продуктивного рабочего времени составляют: от 800 до 900 ч — из-за нарушения технологических и организационных регламентов эксплуатации оборудования; от 900 до 1000 ч — из-за функционального несоответст-

вия оборудования выполняемой работе и нарушения инфраструктуры обслуживающих процессов. В этой связи для управления инновационным развитием предприятия как горно-технической системы необходимо учитывать значение следующих агрегированных показателей: *технологических* (режим горных работ, технологичность процессов, сбалансированность технологического комплекса, функциональность использования оборудования) и *организационных* (структура персонала по уровню ответственности и квалификации, регламентированность технологических процессов и ритмичность работы).

Проблема выбора эффективного горно-транспортного оборудования связана с необходимостью принятия перспективных технических решений. Это стало темой выступления *А.Н. Земскова* (ГП "ЗУМК"), *И.В. Андрущенко* и *И.Г. Полетаева* (ООО "ЗУМК-Инжиниринг"), обозначивших основные тенденции *совершенствования грузовых подвесных канатных дорог* (ГПКД). Авторами установлено, что резкое повышение мощности ГПКД (в 2–4 раза) может быть достигнуто путем их размещения в вертикальной плоскости, а не в горизонтальной. Такое решение по сравнению с использованием типовых кольцевых ГПКД позволяет повысить эффективность их эксплуатации, при этом снизить количество опор и объем строительно-монтажных работ. Основные затраты на строительство таких дорог уменьшаются на 33 %, что позволяет сэкономить более 40 тыс. долл. США на каждый километр. Затраты на монтаж опор уменьшаются на 3,6 % или на 3,6 тыс. долл. США на километр дороги. При этом упрощается обслуживание дорожного оборудования, а также появляется возможность промежуточной загрузки на трассе движения. Разработан вариант компоновки ГПКД с использованием погрузочных и разгрузочных концевых станций, исключая порожняковую ветвь. В этом случае вагонетки в обе стороны идут загруженными "туда" — полезным ископаемым, "обратно" — пустой породой.

В табл. 1 приведены сравнительные показатели эффективности перевозки угля различными видами транспорта, из которой следует, что стоимость дос-

Таблица 1

Сопоставление показателей перевозки угля различными видами транспорта для условий ОАО "Разрез Кедровский" УК "Кузбассразрезголь"

Показатель	Способ доставки угля		
	Автомобильный	Автомобильно-конвейерный	Автомобильно-канатный
Капитальные затраты, млн руб.	22,4 на 6 лет (8 а/с БелАЗ × 2,8 млн руб.)	73...112 (по проекту ин-та "Кузбассгипрошахт")	140 на 20 лет
Стоимость перевозки 1 т угля, руб. (стоимость 1 ткм × расстояние доставки)	10,21 (1,76 руб. × 5,8 км)	12,0 (2,56 × 4 км) + 1,76 (подвоз автотранспортом)	7,44 (1,42 руб. × 4 км) + 1,76 (подвоз автотранспортом)
Стоимость дополнительной погрузки, руб./т	—	1,3	1,3
Всего затрат на доставку 1 т угля от забоев до приемной ямы обогатительной фабрики, руб./т	10,21	13,33	8,74

Сравнение вариантов использования различных видов транспортных систем

Показатель	Пешеланская гипсовая шахта ООО GUP "Декор-1"		Камско-Устьинский гипсовый рудник		Шахта "Порецкая"	
	Вид транспортной системы					
	Локомотивная откатка	Автомобильный	Конвейерный	Автомобильный	Конвейерный	Конвейерный
Годовые эксплуатационные затраты, руб./т*	144,75	142,29	102,08	117,46	91,62	55,78
Приведенные затраты на транспорт, руб./т	10,13	9,96	7,15	8,22	6,41	3,90

* В ценах 2005 г.

тавки грузов с помощью ГПКД даже на небольшие расстояния в 1,5 раза дешевле по сравнению с автомобильно-конвейерным транспортом и в 1,2 раза – по сравнению с доставкой автомобилями.

Исследования по совершенствованию технологических схем транспортирования при подземной добыче полезных ископаемых проводят в ОАО "Галургия" (г. Пермь). В качестве объектов исследования докладчик *М.И. Русаков* представил два действующих объекта (Пешеланская шахта, Камско-Устьинский рудник) и одно строящееся предприятие (шахта "Порецкая") по добыче гипсового камня. Применение различных типов оборудования обусловлено схемами вскрытия, подготовки и отработки месторождений. В транспортной системе используются автопогрузчики МоАЗ-40484, автосамосвалы КамАЗ, погрузные машины непрерывного действия ПНБ-2, самоходные вагоны 5ВС-15Я, электровозы АМ-8Д и 4,5 АРП, дизелевозы ДТШ-750, лебедка БЛ-1200.

Увеличение производственной мощности предприятий возможно при комплексном изменении транспортной системы: от погрузочно-доставочного оборудования до оборудования, выдающего камень на поверхность. Расширение применения транспортных комплексов (автомобильного и конвейерного, электровозного и конвейерного, электровозного и автомобильного) обусловлено выбором рациональных режимов эксплуатации каждого из них в соответствии с горно-техническими условиями, расстоянием транспортирования и временем продуктивной работы. Повышение эффективности функционирования транспортных систем достигается при управлении грузопотоками с учетом надежности и технической готовности горно-транспортного оборудования. Основным критерием, по которому определяется целесообразность применения новой техники, является экономический эффект, оценка которого происходит при сопоставлении приведенных затрат на эксплуатацию существующей и новой техники (табл. 2).

В докладе *д-ра техн. наук В.Г. Мерзлякова* (ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского, г. Москва) отмечено, что в последнее время возрастает значение использования гидротехнологий при механизации горных работ на угольных шахтах. В числе преимуществ этого способа разрушения горных пород – возможность сни-

жения металлоемкости забойного оборудования при одновременном увеличении его энерговооруженности за счет дистанционного расположения энергетического оборудования, эффективное обеспечение пылевзрывозащиты.

Создан типовой ряд высокоэффективных конструкций малогабаритных струеформирующих устройств и насадок к любым типам исполнительных органов очистных и проходческих комбайнов. Результаты промышленных испытаний опытного образца гидромеханического выемочного комбайна КШ-3Г, проведенные на шахте "Нагорная" в Кузбассе, показали, что за счет применения струй воды высокого давления диаметром 1,9 мм было получено снижение мощности потребляемой электроприводом комбайна в 1,5 раза. Тем самым были снижены энергозатраты на разрушение. При работе в гидромеханическом режиме значительно улучшалась сортность добываемого угля. Во время испытаний почти в 400 раз меньше был выход пыли.

Использование безопасного, экологически чистого оборудования для гидроабразивного резания породы позволяет механизировать значительный спектр трудоемких вспомогательных работ при строительстве, эксплуатации и ремонтных работах на объектах ТЭК, включая: оконтуривание забоя и ремонт горных выработок; ослабление горного массива нарезанием разгрузочных щелей; производство монтажных и демонтажных работ, в том числе резанье металлических конструкций, бронированного кабеля, резинотросовой ленты и т.д.; резание твердых пород и материалов в экстремальных условиях.

При разработке полезных ископаемых подземным способом более 15 % запасов цветных металлов и углей относятся к забалансовым, если мощность пластов невелика (до 2 м), особенно в случае разработки крутопадающих пластов. Вовлечение этих запасов в оборот сдерживается отсутствием в распоряжении горняков производительной техники, эффективной по показателям экономичности и технологичности. В докладе *А.Х. Арустамова* (ОАО НПО "Горнефтемаш") отмечается, что традиционные буровые и щитовые методы проходки восстающих разветлений во многом исчерпали свои возможности воздействия на разрушающую породу. Между тем потребность в увеличении проходки восстающих вы-

работок существует. Только на Прокопьевско-Киселевском месторождении в Кузбассе общий объем таких работ составляет по данным 2005 г. 30...35 км в год.

Исследование зарубежного опыта свидетельствует, что на рудниках канадской фирмы "Инко Металз" с 1973 г. применяется установка для бурения восстающих выработок, позволяющая выполнять бурение диаметром 2,1 м и длиной до 300 м. Так же разрабатывается установка для проходки скважины диаметром 2,7...3,0 м. Однако создание подобных установок осложняется увеличением их массы и габаритов. Анализ тенденций развития горно-добывающей техники для восстающих выработок показывает, что наиболее перспективными являются дистанционно управляемые самоходные бесштанговые агрегаты, энергообеспечение и управление которыми осуществляется с помощью гибких коммуникаций, связывающих проходческий агрегат со стационарной энергоустановкой.

Подобный буровой комплекс, полностью гидрофицированный, является последней разработкой сотрудников ННЦ ГП-ИГД им. А.А. Скочинского, много лет плодотворно работающих в этом направлении. Опытный образец комплекса ПКВУ-Г изготавливается в ОАО НПО "Горнефтемаш". Комплекс осуществляет выработку восстающих пластов и проходку скважин сплошным забоем диаметром 0,8 м при проходке вверх и 1,4 м при разбуривании (проходка вниз обратным ходом) по углям любой крепости и породам с пределом прочности на одноосное сжатие 80 МПа. Гипсометрия пласта или рудной залежи может быть слабоволнистой с радиусом кривизны поверхности, кровли и почвы не менее 40 м. Комплекс может работать по породам однородным и перемежающимся по строению и прочности, монолитным и трещиноватым, устойчивым и слабоустойчивым, кроме самообрушающихся при обнажении. Аналогов подобному комплексу нет ни в отечественной, ни в зарубежной практике. Ориентировочная стоимость его изготовления составляет в ценах 2004 г. около 450 тыс. долл. США. Для сравнения укажем, что стоимость буровых станков-агрегатов зарубежных фирм, позволяющих бурить восстающие скважины, составляет от 1,2 до 2,0 млн долл. США.

Вопросы информационного обеспечения процессов горного производства

В последние годы информатизация процессов управления горным производством становится важнейшим средством контроля за результатами деятельности, бизнес-процессами и бизнес-функциями, за уровнем промышленной безопасности, необходимым для достижения целей развития производства. В докладе *канд. экон. наук О.А. Лапаевой* (ОАО "НТЦ-НИИОГР", г. Челябинск) был представлен *анализ причин искажения информации* в системе управления промышленной безопасностью (СУПБ) на горно-добывающих предприятиях.

В странах с развитой экономикой отношение к проблеме обеспечения безопасности производства

меняется коренным образом, и это связано с осознанием ее социальной и экономической значимости. С одной стороны, возрастающие параметры технических средств и усложняющиеся условия их применения приводят к увеличению тяжести последствий и повышению ущерба от аварий. С другой — все больше требуется людских и материальных ресурсов для реализации комплекса мероприятий, направленных на обеспечение безопасности труда. В результате процесс обеспечения промышленной безопасности оказывается неадекватным условиям хозяйственной деятельности промышленных предприятий.

Анализ причин смертельного травматизма, проведенный на горно-добывающих предприятиях по актам формы Н-1, показывает, что из 10 несчастных случаев 9 обусловлены нарушениями правил безопасности по организационным причинам, в том числе в связи с существующей структурой информационного обеспечения, не позволяющей своевременно принимать адекватные меры по их устранению.

Для управления промышленной безопасностью информация должна представлять собой не набор данных о состоянии объекта, а согласованную систему сведений, позволяющих контролировать производственную ситуацию и прогнозировать ее развитие.

Целевой функцией информационной системы безопасности (ИСБ) является своевременный сбор достоверной информации для анализа, прогноза и принятия управленческих решений, позволяющих эффективно решать задачи производства. Принцип работы ИСБ заключается в установлении причин нарушений требований безопасности, устранение которых ведет к уменьшению вероятности повторения этих нарушений в будущем.

Благодаря подготовленности руководителей и персонала к различным вариантам негативного развития опасных производственных ситуаций достигается приемлемый уровень безопасности работы. Этому способствует систематизация информационных потоков, в основу которой положен кибернетический подход к управлению, предусматривающий:

- обеспечение достоверной полноты учета всех факторов, имеющих значение для формирования опасной ситуации;
- минимизацию информационного шума и ограничения информационной избыточности;
- обеспечение неразрывной связи между первичным учетом фактов и принятием решений на всех уровнях управления;
- рационализацию системы прогнозных и плановых показателей в соответствии с целевой функцией управления;
- четкое разграничение контуров управления (особенно в части полномочий и ответственности), минимизацию их пересечений и совмещений (дублирования);
- отделение рутинной обработки данных от анализа информации и выработки решений.

Рыночная экономика приводит к возрастанию объема и усложнения производственных задач, оперативное управление которыми невозможно без со-

временной автоматизированной информационной системы. Исследования существующих на горно-добывающих предприятиях информационных систем, проведенные специалистами ОАО "НТЦ-НИИОГР", позволили выявить их главный недостаток, который приводит к дублированию информации и снижению качества информационных потоков: отсутствие заинтересованности их создателей и пользователей в поиске возможностей для повышения эффективности выполнения рабочих функций. Несмотря на свою популярность, информационная система "Галактика" также не способна это сделать: она достаточно жестко администрирована, что приводит, как правило, к снижению мотивации персонала. Специалисты ОАО "НТЦ-НИИОГР" К.С. Меньщикова и Т.И. Красникова предложили два подхода к систематизации информационных потоков: функциональный и объектно-ориентированный.

Функциональный подход отражает последовательную информатизацию функций управления и решаемых в системе управления задач. Для решения конкретной задачи достаточно небольшого объема данных и несложной базы, однако решение других задач потребует корректировки данных.

Объектно-ориентированный подход отражает долгосрочный план развития информационных систем на основе выделения устойчивых к изменению элементарных информационных объектов (данных). Такой подход позволяет последовательно организовывать сбор первичных данных и эффективно реализовывать на их основе любые функции, решать любые задачи учета, планирования, контроля и управления.

Объектно-ориентированный подход к организации информационных систем, основанный на социальных сетях, позволяет: 1) определять корректность используемой нормы времени на выполнение операций и технологического процесса в целом; 2) отслеживать состояние процесса в режиме реального времени; 3) визуально наблюдать за работой персонала и фиксировать результаты его труда и труда смежников, что является дополнительной мотивацией к повышению эффективности выполнения производственной функции. Такая информационная система отражает последовательность технологического процесса, перечень технологических операций по профессии и нормы времени на их выполнение.

С использованием этих подходов была разработана система технико-экономических показателей производственной деятельности, позволяющая систематизировать информацию в соответствии с целями развития производства.

Проектирование горных машин и механизмов.

Средства механизации и автоматизации горных работ

Развитие горно-шахтного дела, увеличение объемов добычи, концентрация и механизация горных работ приводят к увеличению всех параметров, характеризующих транспортные средства, особенно в отношении ленточного конвейерного транспорта как наиболее эффективного и высокопроизводительного их вида. В фирме "Линтер" (Польша) успешно используются

модификации *специализированной программы определения параметров ленточных конвейеров QNK*, разработанной в Краковской Горно-Металлургической Академии доктором П. Кулиновским и представленной на конференции А. Хабрынем.

Программа использует очень подробный алгоритм, позволяющий учесть в расчетах большой набор параметров. Последовательность ввода исходных данных: 1) транспортируемый материал – гранулометрический состав, насыпная плотность, угол естественного скольжения; 2) условия работы – температура окружающей среды; 3) дополнительные сопротивления – условия загрузки, центрирующие ролики, навесы, петлевое устройство; 4) основные параметры – производительность, ширина ленты, скорость ленты; 5) профиль трассы – не только по длине, но и с разбивкой его на любое количество участков разной длины, угла наклона или разности уровней. Другие модули программы определяют параметры роликов и роликоопор, характеризуют привод, параметры пускового устройства и необходимые коэффициенты соотношений крутящего момента и времени замедления пуска и т.д.

Программа позволяет определять различные комбинации данных и результатов:

- необходимую мощность приводов и прочности ленты;
- максимальную производительность при данных параметрах;
- максимальную мощность приводов и производительность при данной прочности ленты;
- максимальную производительность и необходимую прочность ленты при данной мощности привода.

Используя программу QNK, можно довольно быстро рассчитать большое количество параметров для различных вариантов реализации конвейерной транспортировки по конкретному заданию. Заказчик ставит общую задачу транспортировки определенного количества переносимого материала с одного места в другое, у проектировщика имеются большие возможности варьировать разными параметрами, тем самым максимально оптимизируя параметры конвейера.

Совершенствование технологий транспортирования руды в подземных условиях продолжает оставаться проблемой на российских предприятиях. С.Н. Горбунов (ОАО "Гипроруда", г. Санкт-Петербург) отметил в своем выступлении, что на передовых горно-добывающих предприятиях мира уже более четверти века применяется *система откатки руды с донной разгрузкой вагонеток*. Это позволяет существенно повысить производительность применяемого оборудования, так как происходит протяжка разгружаемых составов над бункером недробленной руды без остановки. Эффективность данной системы достигается за счет более равномерного распределения руды в вагонах и малой просыпи руды при погрузочных работах на откаточный горизонт.

В настоящее время на предприятии "Апатит" значительно увеличивается расстояние между откаточными горизонтами и, соответственно, срок их эксплуатации. Применение вагонеток с донной разгрузкой позволяет увеличить производительность транс-

портной единицы и труда горняков, сократить количество подвижного состава, улучшить экономические показатели транспортировки руды. Но, как во всех нововведениях, на стадии их внедрения возникает множество проблем. Одна из них – подбор оборудования как транспортного, так и погрузочных устройств, разгрузочных станций. Отечественная машиностроительная промышленность до недавнего времени решением подобного рода задач в промышленных масштабах не занималась. ЗУМК выпустил вагонетку вместимостью 5,4 м³, которая проходит испытания на Яковлевском руднике КМА. Вагонетка рекомендована для применения в ОАО "Апатит". Уже сегодня закончено проектирование элементов разгрузочной станции, ведутся работы по проектированию электровоза с повышенным сцепным весом от 20 до 25 т.

В целях реализации II этапа технического перевооружения на предприятиях ОАО "Узбекуголь" ведутся работы по *оптимизации схемы обогащения, усреднения, классификации и отгрузки угля*. В докладе канд. техн. наук Б.А. Вишняка (ООО "Терминал", Республика Беларусь) представлен анализ существующей технологии шихтовки и усреднения угля, добываемого на разрезе "Ангренский", дано обоснование целесообразности создания технологической системы, позволяющей с минимальными затратами времени и средств обеспечить возможный уровень повышения качественного состава угля.

Рекомендуемые методы обогащения отличаются простой технологией и надежной работой обогатительных аппаратов. Грохот избирательного дробления обеспечивает измельчение и выгрузку угольной массы через отверстия в цилиндрическом вращающемся корпусе аппарата. Негабаритные предметы и менее склонные к измельчению глины разгружаются в конце аппарата через торцовый желоб. Метод не требует измельчения мокрых сред. Обогащение угля происходит на пневматических качающихся сепараторах типа ПС, в основе которого лежит разделение угля по плотности под воздействием качания деки сепаратора и выходящего вертикально потока воздуха, подаваемого под деку специальным дутьевым вентилятором. В этой связи важными являются расчет и выбор оборудования для углеподготовки и сжигания твердого топлива, которые должны проводиться на основе усредненных физико-химических характеристик топлива.

Вентиляторостроение для горной промышленности развивалось в основном с ориентацией на проветривание глубоких шахт. Как отмечают Н.И. Алыменко, Д.Н. Алыменко (Горный институт УрО РАН, г. Пермь), А.А. Кравцов (ЗАО "Серебро Магадана"), такие вентиляторы главного проветривания (ГВУ) в условиях эксплуатации на нагорных рудниках и шахтах малой производственной мощности применять невыгодно. Срок эксплуатации рудников на россыпных и жильных месторождениях бывает значительно меньше срока службы ГВУ. Вентиляторы приходится демонтировать и переносить на новое место, где надо строить необходимый комплекс помещений, вентиляционных каналов и т.д. Это обуславливает

рост капитальных и временных затрат, особенно в условиях Крайнего Севера.

На калийных рудниках для перераспределения воздуха в труднопроветриваемых зонах используется ВЭУ типа ППВУ (передвижная подземная вентиляторная установка). Она не требует строительства здания, вентиляционных каналов, ляд переключения. Испытание такой установки на руднике "Дукат" ЗАО "Серебро Магадана" показало, что она может использоваться в качестве ГВУ. Сводные графики областей промышленного использования ВЭУ ограничиваются давлением 50...1000 Па, а необходимая производительность реализуется типоразмером применяемого осевого или центробежного вентилятора. Исходя из конструктивных особенностей аэродинамических схем ВЭУ и простоты изготовления камер смещения их можно располагать в оптимальной точке вентиляционной сети, а по мере необходимости переносить на новое место. Это очень важно в период строительства и ввода в эксплуатацию новых рудников.

В Узбекистане на базе Тюбегатанского месторождения калийных солей проектируется строительство Дехканабадского завода калийных удобрений (ДЗКУ), включающего шахту и поверхностный комплекс с обогатительной фабрикой. На шахте предполагается использовать подземную вентиляторную установку главного проветривания на базе вентиляторов ВМ-20 Артемовского машзавода "Вентпром".

Основные доводы *в пользу подземного размещения вентиляторной установки главного проветривания* были изложены *д-ром техн. наук Н.Н. Мохиревым* (Пермский ГТУ), *А.А. Романовским, Н.С. Кошурниковым* (ОАО "Галургия", г. Пермь).

1. Как показывает опыт эксплуатации вентиляторных установок главного проветривания, поверхностные установки характеризуются значительными утечками воздуха и, следовательно, их работа менее экономична. К примеру, на шахте 1-го Соликамского калийного рудоуправления с вводом в эксплуатацию поверхностной вентиляторной установки установочные мощности возросли почти в три раза, а прирост расхода воздуха в выработках – всего на 25 %.

2. Сооружение здания вентиляторной установки на поверхности дороже, чем сооружение подземной камеры в соли с помощью комбайнов в 2–3 раза.

3. При размещении главной вентиляторной установки (ГВУ) на поверхности проблема заключается в том, чтобы изолировать струю воздуха, подаваемую в шахту или выдаваемую из нее, от атмосферы поверхности. Наилучшим изолирующим устройством может служить промежуточный бункер с необходимым слоем руды. Но в бункере будет постоянно наблюдаться подвижка руды, следовательно, через нее начнет просачиваться воздух, вынося пылевые частицы к вентилятору и далее в атмосферу. С экологической позиции данный вариант окажется проигрышным.

4. Размещение сооружений подземной вентиляторной установки в горизонтальной выработке позволяет монтировать вентиляторы без фундаментов, закрепляя их анкерными болтами к почве выработок, пройденных в коренных (соляных) породах.

При сооружении такой же установки на поверхности в условиях осадочных пород нужно будет возводить мощный фундамент. Это намного удорожает стоимость монтажа вентиляторов.

5. Размещение вентиляторной установки в подземных условиях потребует сооружения шлюзов для разделения струй воздуха: струи, выходящей из выхлопного канала вентилятора, от струи, входящей во всасывающий канал. Однако сооружение подобных устройств в подземных условиях дешевле, поскольку коренные породы (соль) служат основанием (фундаментом) для строительства. И, кроме того, подобные сооружения потребуются возводить и при поверхностном размещении ГВУ, чтобы отделить свежую струю воздуха от исходящей. Следовательно, изоляционные устройства при поверхностном размещении ГВУ необходимо будет возводить и на поверхности, и под землей.

Проблемы производства и эксплуатации техники для горно-добывающих предприятий

В производстве отечественной горной техники ситуация меняется кардинально. Увеличиваются мощность и энерговооруженность проходческих и добычных комбайнов, транспортных комплексов, повышаются требования к качеству исполнения отдельных узлов машин, появляются и новые социально-экономические мотивы возрождения российско-го машиностроения.

По мнению *канд. техн. наук А.Н. Кравченко* (ЗАО "Инвест ТЭК"), создание вертикально интегрированных компаний, таких как "СУЭК" или "Кузбассразрезуголь", предполагает вслед за строительством собственных угольных портов приобретение энергокомпаний и заводов угольного (горного) машиностроения. Из-за массового старения горно-шахтного оборудования угольные холдинги будут вынуждены вкладывать средства (и немалые) для обновления активной части основных фондов угольных предприятий. Отечественное оборудование обойдется им в несколько раз дешевле, а приобретение заводов горного машиностроения позволит решить проблемы поставки запасных частей, пролонгации разрешительных документов на применение горной техники в меняющихся горно-геологических условиях и удешевления технического сервиса.

В решении проблемы развития горного машиностроения страны выгодным вариантом является сотрудничество в разработке новой техники с Чехией, Словакией и Польшей, выпускающих горные машины в среднем в два раза дешевле западных аналогов и лишь немного уступающих им в надежности. Достаточно перспективна специализация российских машиностроительных предприятий при выпуске конкретных видов техники с возможностью ее продажи на внешнем рынке. Это, например, комплексы оборудования для проведения восстающих выработок или новые модификации ГПКД.

Между тем новая техника не решает всех проблем развития горного производства. Актуальными остаются вопросы *повышения эффективности управления*

ремонтным производством на горно-добывающих предприятиях, где сохраняется рассогласование интересов и ответственности руководителей горного и ремонтного производств. По мнению *д-ра техн. наук Л.И. Андреевой* (ОАО "НТЦ-НИИОГР"), при условии выбора приемлемой формы организации ремонтного производства, определении стратегии его развития, целевой функции и структуры существует возможность *выделения* в структуре угольной компании ремонтного производства (как непрофильного) в *специализированное подразделение* (СП), взаимодействующее с Управляющей компанией на взаимовыгодных условиях, которые регламентируются в документе – "Положении...".

В Положении определяется поэтапный переход от децентрализованного к централизованному управлению техническими механо-, энерго- и электроремонтными службами предприятия, т.е. к организации системы технического сервиса. Преобразование ремонтного производства в СП предусматривает реформирование его оргструктуры, включающее изменение состава должностных лиц, функций и правил взаимодействия (рис. 1).

Основным условием эффективного формирования оргструктуры ремонтного СП является организация экономического механизма для управления производством технической услуги, основанного на необходимости обеспечения экономически целесообразного уровня эксплуатационной надежности технических объектов. Увеличение степени экономической самостоятельности СП сопровождается продажей услуг по рыночным ценам на основе реализации долговременных договорных отношений.

Проблема *обеспечения работоспособности оборудования* на горно-добывающих предприятиях *Узбекистана отражена в докладе докторов технических наук А.П. Шелитова и В.Н. Сытенкова* (Навоийский ГМК, Республика Узбекистан). Выделены три направления.

1. *Современный подход к организации ремонтно-профилактических работ*, который состоит в оперативном определении показателей надежности карьерного оборудования для последующей корректировки ремонтных нормативов с использованием методов технической диагностики. В Навоийском ГМК принята централизованная система организации ремонта. Качество ремонта обеспечивается использованием эффективных методов планирования и организации ремонтных работ, повышением квалификации ремонтного персонала.

2. *Оптимизация системы ремонта*, направленная на поддержание работоспособности карьерного оборудования, срок службы которого превысил нормативный. При выборе оптимального количества плановых технических обслуживаний можно добиться максимального снижения аварийных остановок карьерного оборудования. Оптимальное время обслуживания на один среднесписочный экскаватор составляет 500...507 ч, на буровой станок – 295...310 ч, для оборудования комплекса циклично-поточной технологии добычи – 1700...1750 ч. Если уменьшить это время, то происходит завуалированное перераспределение времени, затраченного на устранение аварий,

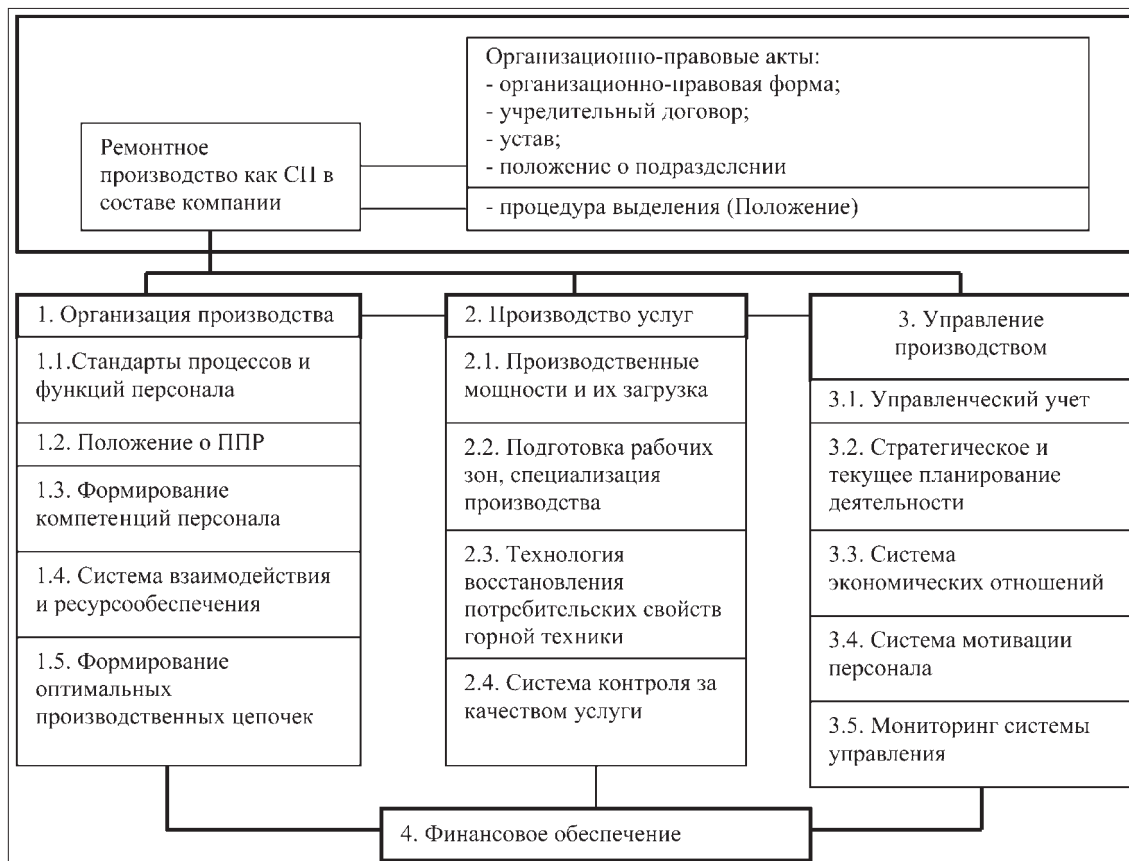


Рис. 1. Структура функций специализированного ремонтного подразделения

под плановое обслуживание. Учет этой зависимости при индивидуальном подходе к планированию ремонтов и повышению их качества позволяет увеличить коэффициент использования экскаваторов в 1,4–2,0 раза, буровых станков – в 2,0–2,6 раза.

3. *Капитальный ремонт карьерного оборудования.* Известно, что производительность одного среднесписочного экскаватора с увеличением срока службы снижается, но возрастают затраты на поддержание его в работоспособном состоянии за счет приобретения достаточно дорогих запасных частей и увеличения времени на проведение ремонтных работ. Например, при производительности 2500 тыс. м³ / год эти затраты составляют для экскаватора марки CAT-5230 4 % от его стоимости; RH-170 – 9,2 %.

Продлить срок эксплуатации карьерного оборудования, учитывая сложность его конструкции и разнообразие возникающих дефектов, можно при системе ремонтов "по состоянию". Это позволяет снизить затраты до 50 % по сравнению с затратами на ремонт, производимый по нормированному календарному плану. Расчеты показывают, что срок окупаемости средств, затраченных на капитальный ремонт, составляет около одного года. При этом увеличивается долговечность работы механизмов на 2–3 года.

Техническая политика горно-добывающих предприятий определяется различными факторами, но для развития ремонтного производства, обеспечивающего требуемый уровень работоспособности гор-

ной техники и сокращение сроков ее эксплуатации, важными являются два фактора:

- 1) техническая возможность воспроизводства ресурса оборудования;
- 2) экономическая целесообразность продления ресурса оборудования или его замены.

И.В. Маркова (ОАО "НТЦ-НИИОГР") и *А.А. Булдаков* (Магнитогорский ГТУ им. Г.И. Носова) представляют методические подходы к оценке эффективности использования горно-транспортного оборудования как частного случая решения задачи оптимизации режима его эксплуатации, ремонта и модернизации. Исходя из этого при выполнении анализа эффективности предлагается учитывать особенности оборудования, интенсивность его использования (объемы производства, производительность), степень надежности (простои, срок эксплуатации) и экономичности (затраты на эксплуатацию и ремонт) работы, вид и характер информации, доступной для анализа. Кроме того, анализируется взаимовлияние отдельных показателей на основе матричного подхода, суть которого сводится к нахождению средних значений рассматриваемых показателей и распределению единиц оборудования на группы в зависимости от того, находятся ли они по показателям выше или ниже средних значений.

Такой подход позволяет определить группы оборудования с высокой и низкой эффективностью использования (рис. 2).

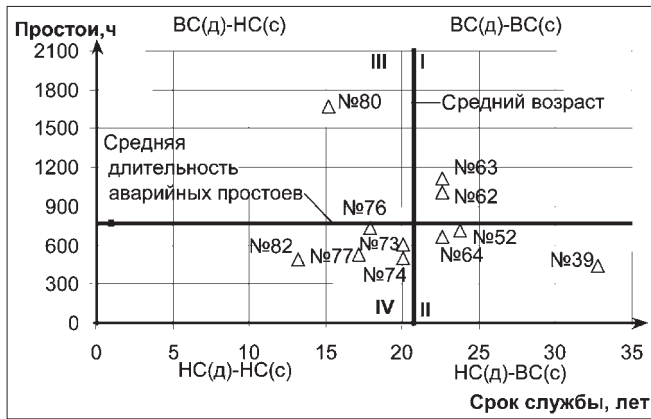


Рис. 2. Группировка экскаваторов с учетом средних значений показателей продолжительности аварийных простоев и срока службы:
 I – $BC(d)-BC(c)$ – длительность аварийных простоев и срок службы экскаватора выше средних значений; II – $HC(d)-BC(c)$ – длительность аварийных простоев ниже среднего значения, срок службы экскаватора выше среднего значения; III – $BC(d)-HC(c)$ – длительность аварийных простоев выше среднего значения, срок службы экскаватора ниже среднего значения; IV – $HC(d)-HC(c)$ – длительность аварийных простоев и срок службы экскаватора ниже средних значений

Если длительность аварийных простоев и срок службы экскаваторов выше средних значений (№ 62, 63), то такие экскаваторы рассматриваются как первоочередные на списание. Если длительность аварийных простоев выше среднего значения, а срок службы ниже среднего значения (№ 80), то такие экскаваторы имеют низкую надежность. Если длительность аварийных простоев и срок службы экскаваторов ниже

средних значений (№ 73, 74, 76, 77, 82), то такое оборудование является надежным и не нуждается в замене в данный период времени.

Заключение

Основным итогом конференции стало признание того, что в настоящее время в горно-добывающей промышленности России благодаря многолетнему опыту, базирующемуся на результатах глубоких научно-практических исследований советской и российской науки, достигнут достаточно высокий уровень технологии добычи и обогащения полезных ископаемых. Тем не менее, остаются проблемы, которые необходимо решить, чтобы конкурировать с зарубежными предприятиями. Они во многом связаны с модернизацией основных фондов и внедрением новых технологий, требующих не только проведения научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ, но и обмена мнениями и продуктивной совместной деятельности ученых, проектировщиков, горняков (технологов и механиков), разработчиков и производителей горной техники.

Именно эту цель преследует руководство Западно-Уральского машиностроительного концерна, проводя ежегодные научно-практические конференции для представителей горно-добывающей промышленности разных стран, научных работников Западного Урала, России и СНГ. Большинство докладов прошедшей конференции носило практический характер, что полностью соответствует основной цели форума.

27-29 МАЯ 2009г.



Ямало-Ненецкий автономный округ

г. НОВЫЙ УРЕНГОЙ
 ДЦ «ЯМАЛ», ул. Юбилейная, 5

Межрегиональная специализированная выставка

ГАЗ. НЕФТЬ. НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

ЭКОЛОГИЯ. ОХРАНА ПРИРОДЫ

Выставка проводится в рамках
 международного форума «ГАЗ ЯМАЛА»

Организаторы форума:

- ✓ Российское газовое общество
- ✓ ОАО «Газпром»
- ✓ Администрация ЯНАО
- ✓ ООО «Газпром добыча Ямбург»
- ✓ Администрация г. Новый Уренгой
- ✓ НКО «Фонд развития муниципального образования город Новый Уренгой»
- ✓ ОАО «Новоуренгойский региональный технологический парк «Ямал»
- ✓ Выставочная компания «СибЭкспоСервис-Н» (г. Новосибирск)

Оператор выставки:



Выставочная компания «СибЭкспоСервис-Н»,
 г.Новосибирск
 тел.: (383) 335 63 50 - многоканальный,
 e-mail: ses@math.nsc.ru,
 www.ses.net.ru

УДК 622.232.83+622.002.5-192

А.А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **В.В. Кузнецов**, канд. техн. наук, доц., **А.Ю. Борисов**, асс., **Ю.В. Дрозденко**, асс., **Е.В. Прейс**, канд. техн. наук, доц., ГУ КузГТУ, г. Кемерово, **В.Е. Рябов**, гл. механик, ОАО "Шахта Полисаевская"

Систематизация узлов проходческого комбайна СМ-130К по наработкам

Представлена информация о влиянии горно-геологических и горно-технических условий на предельное состояние узлов проходческого комбайна СМ-130К в условиях ОАО "Шахта Полисаевская". Приведены исследования по учету наработок комбайна.

Ключевые слова: проходческий комбайн, исполнительный орган, аксиальная резцовая коронка, горно-технические условия, систематизация, наработка, отказ, надежность.

A.A. Khoreshok, V.V. Kuznetsov, A.Yu. Borisov, Yu.V. Drozdenko, E.V. Preys, Kuzbass State Technical University, V.E. Ryabov, "Mine Polysaevskaya"

Systematization of Units of a Road Heading Machine СМ-130К on Operating Time

The information on influencing mining-and-geological and mine technical conditions on limit tolerance state of units of a road heading machine СМ-130К in conditions "Mine Polysaevskaya" is submitted. The researches under the registration of operating time of a roadheader.

Keywords: road heading machine (roadheader), effector, axial cutting head, mining conditions, systematization, operating time, failure, reliability.

Проходческий комбайн СМ-130К производится в г. Юрга группой компаний "Рейзина", аналогом которого является комбайн АМ-65(АМ-50). Комбайн СМ-130К предназначен для механизации разрушения, погрузки, транспортирования отбитой горной массы при проведении горизонтальных и наклонных ($\pm 18^\circ$) горных выработок арочной, трапециевидной и прямоугольной форм сечения забоя до 19 м^2 по углю и смешанному забою с максимальным пределом прочности до 80 МПа в условиях шахт, опасных по газу и пыли.

Комбайн имеет множество возможностей по применению, от проходки штреков в горной промышленности до использования в качестве добычной машины. При обработке забоя устойчивость комбайна обеспечивается опорным питателем и гидроопорами. Небольшая высота, небольшой вес (32 т) и легкая разборка облегчают применение комбайна в условиях шахты.

Технические данные комбайна представлены в табл. 1.

На шахте "Полисаевская" "СУЭК-Кузбасс" в условиях пласта "Толмачевский" работают два комбайна СМ-130К: один – на вентиляционном штреке 18–12; другой – на конвейерном штреке 18–10.

Проходческий комбайн СМ-130К (рис. 1) состоит из следующих основных узлов: исполнительного органа с аксиальными режущими головками 1, погружного устройства 2, поворотного механизма 3, скребкового конвейера 4, гусеничного ходового механизма 5, рамы, гидрооборудования, электрооборудования, системы смазки, системы орошения и охлаждения.

Исполнительный орган (рис. 2) состоит из двух резцовых коронок 1, редуктора 2, фланца 3, электродвигателя 4, рамы 5.

Параметры исполнительного органа проходческого комбайна:

– электродвигатель АКВ250L4Г с водяным охлаждением: мощность $N = 150 \text{ кВт}$; частота вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$;

– редуктор с двумя аксиальными (поперечными) резцовыми коронками: передаточное отношение (число) редуктора $i = 22,5$; частота вращения коронок $n = 65 \text{ мин}^{-1}$; количество резцов на каждой коронке – 44 шт.; диаметр по резцам – 850 мм; количество заливаемого масла типа TEBOIL PRESSURE – 45 л.

На исполнительном органе проходческого комбайна СМ-130К используются резцы РШ 30-75/17,5;

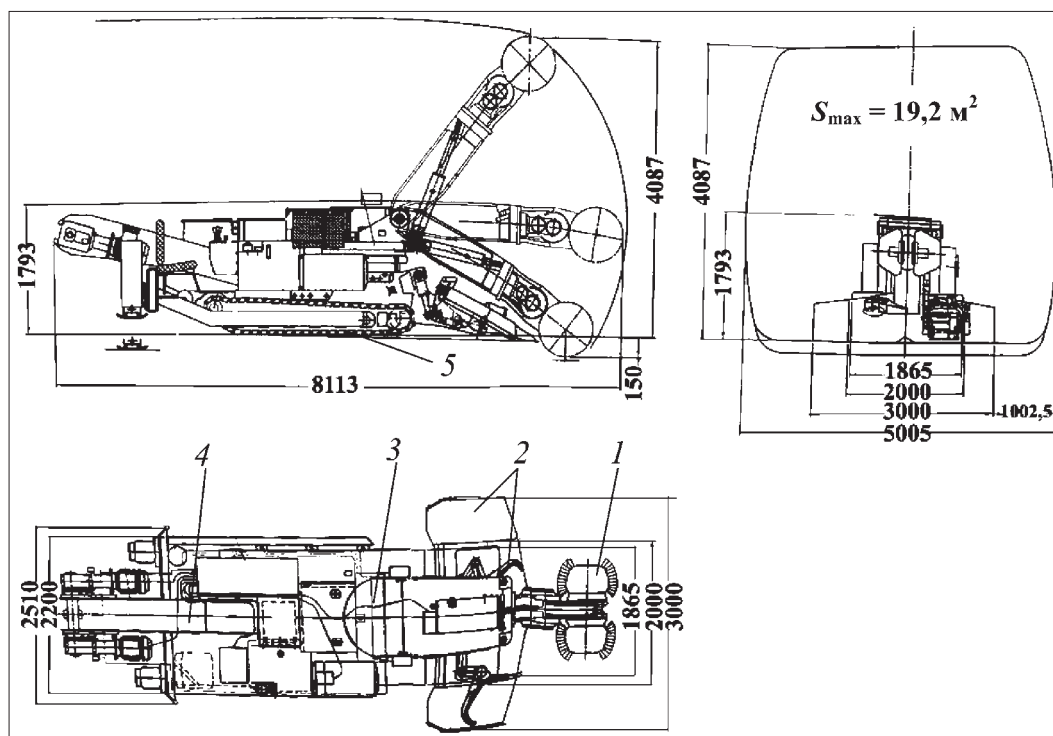


Рис. 1. Общий вид проходческого комбайна СМ-130К

их стоимость ~ 190 руб.; расход резцов: (250...300 шт.) / 250 м проходки, т.е. (~ 1 резец / 1 м проходки).

Геологическая характеристика пл. Толмачевского и боковых пород на участке лавы № 18–10 (на подготовку лавы)

Мощность пл. Толмачевского в контуре лавы № 18–10 колеблется от 2,45 до 2,70 м (табл. 2). Пласт угля состоит из двух пачек, разделенных прослойкой алевролита мощностью 0,20...0,35 м. Уголь пласта блестящий и полублестящий с тонкими прослойками матового. Уголь кларенового типа с содержанием витринита 88 %. В угольных пачках и прослойке хорошо развиты трещины кливажа, которые простираются под углом 40...60° к оси штреков и имеют крутое падение. Трещины кливажа нередко способствуют отжимам угля от груди забоя и от бортов штреков. Особую опасность представляют отжимы угля от бортов штреков, куски которых могут достигать до 1,0×1,0×0,5 м. В верхней угольной пачке (реже в нижней) встречаются включения "колчеданов" размером до 1,3×0,3×0,8 м и крепостью $f = 7...8$. Между тем погрузка отбитой горной массы возможна при размере куска до 0,3 м. При ведении горных работ возможны также частичные замещения и размывы пласта, заполненные песчаником и "колчеданом".

Отметим также, что при проведении проходческих работ вывал негабаритов способствует значительному увеличению усилий на механизм погрузочного устройства, в том числе как на сами нагребающие лапы, так и на редуктор, что приводит к преждевременному выходу этих устройств из строя.

Таблица 1

Технические данные комбайна СМ-130К

Параметр	Значение
Высота, мм	1793
Длина, мм	8113
Ширина без лотка, мм	2105
Ширина лотка, мм	2000 (3000)
Масса, кг	32000
Сечение выработки, м ² (трапециевидного или арочного профиля)	19,2
Высота выработки, мм (max)	4087
Ширина выработки, мм (max)	5005
Рекомендуемая высота выработки, мм	2000...3800
Наибольший подъем, °	±18
Скорость передвижения, м/мин	0...6
Удельное давление на грунт, Н/см ²	13,5
Ходовая часть с шириной траков, мм	520
Максимальная подрубка относительно нижней ветви гусеницы, мм	150
Производительность по углю и породам до 60 МПа (присечка 10...15 %), м ³ /мин	1,8
Производительность по углю и породам 70...80 МПа (присечка до 80 %), м ³ /мин	0,35
Суммарная мощность, кВт	232,5
Мощность привода рабочего органа, кВт	150
Напряжение питания, В	660
Способ пылеподавления – низконапорное, под зубок	

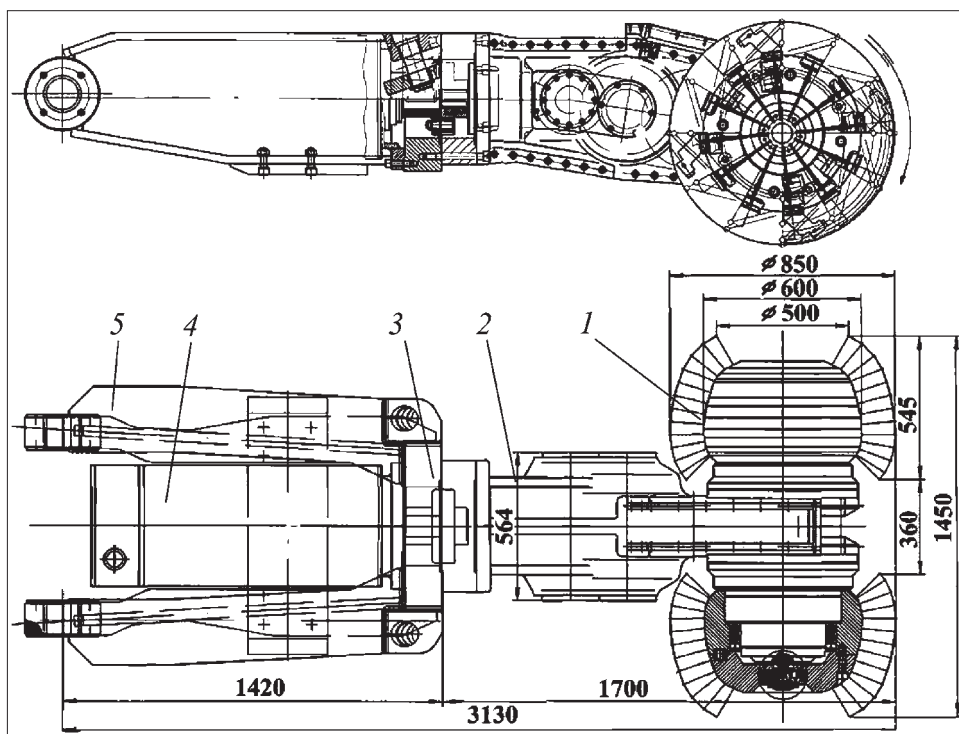


Рис. 2. Исполнительный орган проходческого комбайна СМ-130К

Таблица 2

Горно-технические характеристики

Наименование условий	Значение
Мощность пласта, м	2,45...2,7
Количество породных прослоек, шт.	1
Мощность породных прослоек, м	0,20...0,35
Угол падения пласта, °	4...6
Плотность угля, т/м ³	1,28
Сопrotивляемость угля резанию, Н/см	129
Сопrotивляемость пласта резанию, Н/см	245
Марка угля	"Г"
Влажность угля природная, %	3,3
Группа пыльности пластов по шкале проф. М.М. Протодяконова	VII
Крепость вмещающих пород (алевролиты)	2,0...3,0
Содержание пыли в отбитом угле, %	2,9
Удельное пылевыведение, г/т	1000
Сечение выработки в проходке, м ²	11,1
Сечение выработки в свету, м ²	10,9
Присечка породы в забое, %	17,5
Планирование подвигания забоя в сутки, м	7,2
Планирование подвигания забоя в месяц, м	200
Производительность комбайна по углю, т/мин	5,5
Производительность комбайна с присечкой породы 5 %, т/мин	3,9
Минимальное количество воздуха, подаваемого в забой, м ³ /мин	139
Скорость воздуха в забойной зоне, м/с	0,25

При контакте резцов с твердыми включениями возникает резкое увеличение нагрузок в редукторе исполнительного органа и электродвигателе привода, что приводит к возрастанию токов и выходу из строя магнитной станции. Повышенная динамика приводит к преждевременному выходу вспомогательных устройств элементов системы гидропривода.

Проходка осуществляется присечкой породы мощностью 0,15...0,45 м по почве и кровле. Предел прочности на сжатие присекаемых пород достигает 120 МПа.

За период с 09.01.2008 по 04.03.2008 г. наработка комбайнов, обрабатывающих конвейерный и вентиляционный штреки лавы № 10, в среднем составила 6230 м³ горной массы.

По результатам хронометражных наблюдений в условиях шахты "Полысаевская" были определены наработка на отказы и время простоев узлов проходческого комбайна СМ-130К (табл. 3).

Таблица 3

Распределение узлов комбайна СМ-130К по наработкам

Узел	Общее число отказов	Общее время простоев, ч
Магнитная станция	13	143
Гидроблок	2	74
Маслостанция	4	222
Перегрузатель	4	443
Рабочий орган	1	120
Конвейер	1	Н.д.
Система орошения	1	Н.д.

Н.д. – нет данных.

Значения доверительных интервалов наработки по узлам комбайна

Узел	T_v , тыс. м ³	T_n , тыс. м ³
Магнитная станция	12,09	7,01
Гидроблок	145,2	28,2
Маслостанция	52,2	18
Перегрузатель	52,2	18
Рабочий орган	537,6	39,6
Конвейер	537,6	39,6
Система орошения	537,6	39,6

Надежность машины в целом можно оценивать по результатам испытаний или эксплуатационных наблюдений, которые называют определительными. По результатам испытаний или наблюдений для восстанавливаемых объектов контролируют среднюю наработку на отказ. В этом случае применяют распределение наработки на отказ, подчиняющееся экспоненциальному закону (такое распределение, как показывает практика, справедливо для изделий машиностроения в период нормальной работы).

Среднюю наработку на отказ можно оценить по формуле [1, 2]:

$$T_{cp} = \frac{t_{\Sigma}}{m}, \text{ м}^3, \quad (1)$$

где $t_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n t_i$ – суммарное время испытаний n изделий; m – общее число отказов, возникающих в процессе испытаний.

Вследствие того, что в процессе наблюдений участвует малое количество изделий (два комбайна СМ-130К), и состав выборки случаен, то расчетные значения могут отличаться от соответствующих статистических оценок. Чтобы учесть это возможное отличие, вводится доверительный интервал значений, границы которого можно определить:

$$T_v = T_{cp} r_1 \quad (2)$$

и

$$T_n = T_{cp} r_2, \quad (3)$$

где T_v и T_n – верхняя и нижняя границы доверительного интервала наработки, тыс. м³; r_1 и r_2 – коэффициенты для определения доверительных границ, которые можно определить по таблицам [3] или формулам:

$$r_1 = \frac{2m}{\chi_{1-\alpha}(2m)} \quad (4)$$

и

$$r_2 = \frac{2m}{\chi_{\alpha}(2m+2)}, \quad (5)$$

где $\chi_{\alpha}(X)$ – квантиль распределения хи-квадрат; α – доверительная вероятность (для горного оборудования $\alpha = 0,8$); m – количество отказов за время наблюдений.

При обработке данных, полученных в результате наблюдений за работой комбайнов в рассматриваемый период, получены значения доверительных границ (табл. 4).

Из приведенных в табл. 4 данных видно, что заданная годовая наработка (30 тыс. м³) выше, чем расчетные показатели наработки для магнитной станции. Этим можно объяснить и значительное количество отказов ($m = 13$) этого узла комбайна за рассматриваемый период. Также на пределе своих возможностей функционируют маслостанция и перегружатель. Ресурс этих узлов необходимо увеличить минимум в два раза для соответствия с требуемой нагрузкой и ресурсом остальных узлов комбайна. Увеличение ресурса магнитной станции, маслостанции и перегружателя повысит показатели ремонтпригодности комбайна СМ-130К за счет одновременного проведения ремонтных работ группы узлов.

Список литературы

1. Решетов Д.Н. Надежность машин: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев; под ред. Д.Н. Решетова. М.: Высш. шк., 1988. 238 с.
2. Коваль А.Н. Техническое обслуживание и ремонт горно-шахтного оборудования / А.Н. Коваль, А.М. Горлин, В.И. Чекавский [и др.]. М.: Недра, 1987. 344 с.
3. Шор Я.Б. Таблицы для анализа и контроля надежности / Я.Б. Шор, Ф.И. Кузьмин. М.: Сов. радио, 1968. 288 с.



Издательство "Новые технологии", редакция и редакционная коллегия журнала "Горное оборудование и электромеханика" сердечно поздравляют с праздником 8 Марта члена редакционной коллегии д-ра техн. наук Людмилу Ивановну АНДРЕЕВУ и зам. гл. редактора канд. техн. наук Юлию Андреевну ЛАГУНОВУ.



УДК 621.879.002.5.658.589

А.Я. Савченко, канд. техн. наук

Анализ производительной работы однокоровых экскаваторов на основе показателей качества*

Проведен анализ производительности базовых моделей однокоровых экскаваторов на вскрышных работах в основных угледобывающих регионах России с использованием предложенных показателей качества. Даны рекомендации по совершенствованию методологии оценки производительности однокоровых экскаваторов.

Ключевые слова: экскаватор, производительность, качество.

A.Ya. Savchenko

The Analysis of Productive Work of Dredges on the Basis of Quality Indicators

The analysis of productivity of base models of dredges on mountain works in the basic coal-mining regions of Russia with use of the offered indicators of quality is carried out. Recommendations about perfection of methodology of an estimation of productivity dredges are made.

Keywords: dredges, productivity, quality.

Показатели производительности однокоровых экскаваторов

При оценке потребительских свойств однокоровых экскаваторов в совокупности показателей качества, характеризующих их производительные возможности при использовании, эксплуатационная производительность является приоритетной [1].

В действующих государственных стандартах (ГОСТ 26980–95), системе показателей качества продукции (ГОСТ 4.377–85), технических характеристиках производителей однокоровых экскаваторов в качестве показателей, определяющих их производительные возможности при использовании, рекомендуются теоретическая производительность P_T (м³/ч, т/ч), вместимость ковша V_K (м³), продолжительностей цикла $T_{ц}$ (с). Производительность

$$P_T = 3600V_K / T_{ц}. \quad (1)$$

В проектных расчетах используются показатели технической $P_{техн}$ и годовой P_G производительностей [2]:

$$P_{техн} = P_T K; \quad (2)$$

$$P_G = P_{техн} T_G, \quad (3)$$

* Статья публикуется в редакции автора с незначительной стилистической правкой.

где K – коэффициент, характеризующий категоричность разрабатываемых пород ($I_{кат} = 0,805$; $II_{кат} = 0,695$, $III_{кат} = 0,545$, $IV_{кат} = 0,447$); T_G – количество часов производительной работы в год, как правило, $T_G = 6000$ ч.

Очевидно, коэффициент K определяет уровень реализации теоретической производительности P_T в забоях конкретной категоричности пород, а параметр $P_{техн}$ может рассматриваться как предварительная оценка забойной производительности в конкретных горно-технологических условиях эксплуатации.

Однако, по моему мнению, при таком подходе оценка упрощается, ибо известно, что забойная производительность определяется совокупностью факторов: качеством подготовки забоя, его технологическими параметрами, квалификацией машиниста экскаватора. К тому же подавляющее число забоев открытых разработок являются сложноструктурными с изменяющимися пластовыми характеристиками горных пород, поэтому достоверно определить значение показателя K практически невозможно.

При системно-комплексном подходе к оценке качества однокоровых экскаваторов [1] представляется целесообразным и достаточно интересным прежде всего проанализировать их производительную работу по обобщенным показателям качества, характеризующим реализацию теоретической производительности P_T в конкретных эксплуатационных забоях P_3 по отношению $K_{3T} = P_3 / P_T$, годовой теоретической произ-

водительности $\Pi_{\text{гт}}$ по отношению $K_{\text{гт}} = \Pi_{\text{гт}}/\Pi_{\text{гт}}$ ($\Pi_{\text{гт}}$ – фактическое значение годовой производительности), а также годовой нормативной производительности $\Pi_{\text{гн}}$ по отношению $K_{\text{гн}} = \Pi_{\text{гт}}/\Pi_{\text{гн}}$.

Применение показателей $\Pi_{\text{гт}}$ и $\Pi_{\text{гн}}$ в качестве базовых можно аргументировать тем, что теоретическая производительность в заводских технических характеристиках является основным обобщенным показателем, определяющим производственные возможности машин, а непрерывное увеличение его, как известно, приоритетное направление совершенствования одноковшовых экскаваторов.

Достоверность анализа производительных возможностей одноковшовых экскаваторов по предложенным выше качественным показателям можно обеспечить, если использовать статистическую некоммерческую информацию по эксплуатации в прошедший период внедрения базовых машин и широкого технического перевооружения ими горно-добывающих предприятий. Именно тогда целенаправленно создавались условия для их более полного нагружения в разнообразных эксплуатационных условиях, а также систематически планировались и анализировались технико-экономические результаты производственных процессов использования экскаваторов (требования плановой экономики). К тому же действующая тенденция при ответственности в создании последовательного ряда типоразмеров экскаваторов делает приемлемыми результаты анализа для новых образцов экскаваторов, ибо региональные горно-технологические условия их применения практически в основном сохраняются.

Поэтому при проведении анализа использованы информационные сборники [3], а также нормативы эксплуатационной производительности [4], действующие в период технического перевооружения угольных разрезов России.

Предлагая собственный подход к анализу производительной работы одноковшовых экскаваторов, важно показать, в чем его отличия от традиционно осуществляемого при оценке использования экскаваторов на стадии эксплуатации с применением показателей суммарной за период наработки, коэффициентов готовности $K_{\text{г}}$, технического использования $K_{\text{ти}}$, использования календарного фонда времени $K_{\text{и}}$, определяемыми соответственно отношениями:

$$\begin{aligned} K_{\text{г}} &= T / (T + T_0); K_{\text{ти}} = T / (T + T_0 + T_p); \\ K_{\text{и}} &= T / (T + T_0 + T_p + T_{\text{и}}), \end{aligned} \quad (4)$$

где T – время производительной работы, ч; T_0 – простои на устранение отказов, ч; T_p – простои на проведение плановых ремонтов, ч; $T_{\text{и}}$ – простои по организационно-технологическим причинам, ч.

После преобразования с использованием показателя забойной производительности эти выражения принимают вид:

$$K_{\text{г}}(T_3) = \Pi(T) / [\Pi(T) + \Pi(T_0)]; \quad (5)$$

$$K_{\text{ти}}(T_3) = \Pi(T) / [\Pi(T) + \Pi(T_0) + \Pi(T_p)]; \quad (6)$$

$$K_{\text{и}}(T_3) = \Pi(T) / [\Pi(T) + \Pi(T_0) + \Pi(T_p) + \Pi(T_{\text{и}})], \quad (7)$$

где $\Pi(T)$ – производительность (наработка) за время производительной работы в период эксплуатации T_3 , тыс. м³; $\Pi(T_0)$ – потери производительности (наработки) от простоев на устранение отказов в период эксплуатации T_3 , тыс. м³; $\Pi(T_p)$ – потери производительности от простоев в плановых ремонтах в период эксплуатации T_3 , тыс. м³; $\Pi(T_{\text{и}})$ – потери производительности (наработки) от простоев по организационно-технологическим причинам в период эксплуатации T_3 , тыс. м³; при этом $T_3 = T + T_0 + T_p + T_{\text{и}}$.

Тогда с использованием коэффициента $K_{\text{и}}(T_3)$ производительность $\Pi(T)$ можно представить выражением

$$\Pi(T) = K_{\text{и}}(T_3) \Pi_3(T_3) T_3,$$

где $\Pi_3(T_3)$ – усредненная забойная производительность за период T_3 .

Одновременно, используя предложенные показатели оценки качества производительной работы применительно к периоду T_3 , производительность $\Pi(T)$ можно представить выражениями

$$\Pi(T) = K_{\text{зт}}(T_3) \Pi_{\text{т}}(T_{\text{рз}});$$

$$\Pi(T) = K_{\text{эт}}(T_3) \Pi_{\text{эт}}(T_3),$$

где $T_{\text{рз}}$ – расчетное (теоретическое) время производительной работы за период T_3 ; $\Pi_{\text{эт}}(T_3)$ – теоретическая производительность за период $T_{\text{рз}}$,

а коэффициент использования календарного фонда времени – выражениями

$$K_{\text{и}}(T_3) = K_{\text{зт}}(T) \Pi_{\text{т}} T_{\text{рз}} / \Pi_3(T_3) T_3;$$

$$K_{\text{и}}(T_3) = K_{\text{эт}}(T_3) \Pi_{\text{эт}}(T_3) / \Pi_3(T_3) T_3; \quad (8)$$

$$K_{\text{и}}(T_3) = K_{\text{эт}}(T_3) T_{\text{рз}} / K_{\text{зт}}(T_3) T_3.$$

Очевидно, что при традиционном подходе к анализу производительной работы (потребительских свойств в части производительности) для установления по данным эксплуатации количественных значений показателей $\Pi(T)$, $K_{\text{г}}(T_3)$, $K_{\text{ти}}(T_3)$, $K_{\text{и}}(T_3)$ необходимы специальный сбор и обработка информации для установления динамики пяти статистических показателей: $\Pi(T)$; T ; T_0 ; T_p ; $T_{\text{и}}$, а для $K_{\text{зт}}(T_3)$ и $K_{\text{эт}}(T_3)$ – двух показателей: $\Pi(T)$ и $\Pi_3(T_3)$, систематически измеряемых и учитываемых в служебной информации о хозяйственной деятельности. Поэтому преимущества предлагаемой методологии систематической обобщенной оценки производительной работы – в ее упрощении, возможности организации ее без дополнительного сбора информации, а также в повышении точности (измеряемые показатели), а значит, и в достоверности оценок. При этом применение показателей T_0 , T_p , $T_{\text{и}}$, T_3 переводится на последующий уровень анализа при необходимости установления причин потери производительности на основе оценки фактического использования календарного фонда времени при эксплуатации экскаваторов.

**Анализ тенденций изменения годовой
производительности базовых типоразмеров
одноковшовых экскаваторов**

В указанных выше информационных материалах использованы данные по эксплуатации карьерных экскаваторов (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У, ЭКГ-8, ЭКГ-8И, ЭКГ-12,5) и драглайнов (ЭШ-10/60, ЭШ-10/70, ЭШ-14/75, ЭШ-15/90, ЭШ-25/100, ЭШ-40/85, ЭШ-100/100) на основных технологиях вскрышных работ шести основных угледобывающих регионов России за восьмилетний (1978–1985 гг.) период технического перевооружения угольной промышленности России.

Указанная информация позволяет:

- рассмотреть комплексно практически полный спектр горно-технических, технологических, организационных и ремонтных условий эксплуатации одноковшовых экскаваторов на открытых разработках угольной промышленности России;

- оценить производительную работу одноковшовых экскаваторов, являющихся базовыми моделями для современных машин (ЭКГ-10, ЭКГ-15, ЭКГ-20, ЭШ-11/75, ЭШ-20/90, ЭШ-40/85, ЭШ-65/100);

- проанализировать за длительный период времени последовательную динамику взаимозменения годовой и забойной производительностей в условиях активного административного (планирование и отчетность на уровнях разреза, объединения, министерства) и экономического (премирование, выделение капитальных вложений) воздействий, направленных на достижение высоких показателей использования экскаваторов, т.е. на более полную реализацию заложенных при изготовлении потенциальных потребительских свойств машин;

- использовать результаты анализа для установления базовых значений единичных показателей качества для новых моделей, эксплуатируемых и создаваемых в настоящее время.

Информация по усредненному количеству за анализируемый период времени типоразмеров экскаваторов в рассматриваемых предприятиях представлена в табл. 1.

Статистические данные табл. 1 дают представление о количественном составе типоразмеров экскава-

торов при проведении анализа, а также достоверности его результатов.

Анализ динамики по годам (восьмилетний период эксплуатации) годовой производительности по типоразмерам экскаваторов подтверждает ряд устойчивых тенденций ее изменения:

- Уровень реализации потенциальных потребительских свойств, характеризующих производительные возможности экскаваторов, в рассматриваемых объединениях существенно различен. Значения усредненной годовой производительности типоразмеров экскаваторов (тыс. м³) за анализируемый период изменяются в широких пределах (табл. 2): ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 456 (Дальвостуголь) ... 1247(Вахрушевуголь); ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 1298 (Приморскуголь) ... 1668 (Вахрушевуголь); ЭКГ-12,5 – 1447 (Кемеровоуголь) ... 2266 (Красноярскуголь); ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 – 1659 (Красноярскуголь) ... 2489 (Вахрушевуголь); ЭШ-14/75, ЭШ-15/90 – 1894 (Красноярскуголь) ... 3789(Дальвостуголь); ЭШ-40/85 – 4257 (Кемеровоуголь) ... 6559 (Востсибуголь). В значительной степени такое положение определяется уровнем соответствия технологических возможностей экскаваторов конкретным используемым схемам ведения и концентрацией горных работ, крепостью, влажностью и сложноструктурностью пород, которые в рассматриваемых предприятиях заметно отличаются.

Заметно влияние фактора "старения" оборудования на производительность экскаваторов как индивидуального (ЭШ-25/100, ЭВГ-15, ЭГЛ-15, ЭШ-100/100), так и обновляемого серийного производства (по причине необеспечения необходимых темпов технического перевооружения).

Среднегодовые темпы "старения" колеблются в пределах: ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 1,6 (Вахрушевуголь) ... 3,3 % (Красноярскуголь); ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 1,2 (Кемеровоуголь) ... 3,1 % (Вахрушевуголь); ЭКГ-12,5 – 2,7 % (Красноярскуголь); ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 – 0,2 (Приморскуголь) ... 1,9 % (Кемеровоуголь); ЭШ-14/75, ЭШ-15/90 – 0,1 (Кемеровоуголь) ... 3 % (Вахрушевуголь); ЭВГ-15, ЭГЛ-15 – 2,0 % (Вахрушевуголь); ЭШ-25/100 – 0,3 % (Востсибуголь); ЭШ-40/85 – 1,2 % (Кемеровоуголь).

По отдельным предприятиям за счет более высоких темпов обновления некоторых типоразмеров экс-

Таблица 1

Предприятие	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
Востсибуголь	26	17	–	19	14	2
Вахрушевуголь	4	8	–	4	4	–
Дальвостуголь	4	–	–	–	23	–
Красноярскуголь	14	45	7	19	6	–
Кемеровоуголь	76	126	4	120	20	1
Приморскуголь	–	16	–	20	2	–
По совокупности предприятий	124	212	11	182	69	3

Предприятие	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
Востсибуголь	718	1454	–	2344	3479	6559
Вахрушевуголь	1247	1668	–	2489	2049	–
Дальвостуголь	456	–	–	–	3789	–
Красноярскуголь	686	1558	2266	1659	1894	–
Кемеровоуголь	1030	1327	1447	1716	2667	4257
Приморскуголь	–	1298	–	2400	3380	–

каваторов достигалось в среднем сохранение либо определенное улучшение их общего технического состояния, а также соответствующее ему усредненное значение показателя изменения годовой производительности за анализируемый период: Востсибуголь (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 100,2 %; ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 100,2 %; ЭШ-40/85 – 103,7 %); Вахрушевуголь (ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 – 102,4 %); Красноярскуголь (ЭШ-15/90 – 102,3 %); Кемеровоуголь (ЭКГ-12,5 – 100,7 %); Приморскуголь (ЭКГ-8И – 100,6 %).

Должное влияние на поддержание в среднем исходного уровня технического состояния и уровня достигнутой годовой производительности процессов обслуживания и ремонтов достигалось только на двух предприятиях по некоторым типоразмерам экскаваторов: Востсибуголь (ЭШ-14/75, ЭШ-15,90 – 100 %); Приморскуголь (ЭШ-15/90 – 102 %).

- Заметно также влияние фактора "нестабильности" горно-технологических условий эксплуатации на всех рассматриваемых предприятиях и по всем типоразмерам экскаваторов, определяющего колебательный (относительно среднearифметического значения) характер динамики годовой производительности в течение анализируемого периода с различными амплитудами и периодичностью.

Поэтому при проектировании разрезов и определении соответствия предполагаемого к применению типоразмера экскаватора технологическим условиям ведения горных работ закономерности их изменения необходимо анализировать и учитывать, что определяемое необходимостью интенсификации и концентрации горных работ стремление к наращиванию вместимости ковшей и достижению на этой основе производительности единицы списочного экскаватора реализовано в рассматриваемых объединениях в разной степени.

Фактическая годовая производительность на 1 м³ вместимости ковша, определенная по среднearифметическим значениям годовой производительности за анализируемый период (см. табл. 2) для групп последовательно создаваемых карьерных экскаваторов (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У > ЭКГ-8, ЭКГ-8И > ЭКГ-12,5) и драглайнов (ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 > ЭШ-14/75,

ЭШ-15/90 > ЭШ-25/100 > ЭШ-40/85 > ЭШ-100/100*), имеет следующие устойчивые тенденции изменения:

- достигаются наилучшие, близкие к пропорциональному изменению вместимости ковшей, соотношения удельных показателей (годовая выработка на 1 м³ вместимости ковша, тыс. м³) на предприятиях: Востсибуголь (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 179,6; ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 181,7; ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 – 234,4; ЭШ-14/75, ЭШ-15/90 – 231,9), Красноярскуголь (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 171,5; ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 194,4; ЭКГ-12,5 – 181,2), Кемеровоуголь (ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 – 171,6; ЭШ-15/90 – 177,8);

- имеет место снижение удельного показателя последовательной группы драглайнов производства ОАО "Уралмаш", эксплуатируемых в одинаковых горно-технологических условиях: Востсибуголь (ЭШ-14/75, ЭШ-15/90 – 231,9; ЭШ-25/100 – 155,0); Красноярскуголь (ЭШ-15/90 – 177,8; ЭШ-100/100 – 105,8); Кемеровоуголь (ЭШ-15/90 – 177,8; ЭШ-40/85 – 106,4);

- наихудшие соотношения удельных показателей имеют место по карьерным экскаваторам в Кемеровоуголь (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У – 257,5; ЭКГ-8, ЭКГ-8И – 165,8; ЭКГ-12,5 – 115,7).

Изложенное дает основание предложить, что при проектировании разрезов и обновлении экскаваторного оборудования на действующих разрезах наращивание вместимости ковшей не должно являться самоцелью, а необходимо увязывать его с возможностью сохранения производительности на 1 м³ вместимости ковша на основе обеспечения более полного соответствия горно-технологическим условиям эксплуатации.

Результаты оценки годовой производительной работы одноковшовых экскаваторов на основе предложенных показателей качества

Обозначенные методологические подходы к анализу годовой производительности одноковшовых экскаваторов с использованием предложенных показателей качества $K_{гт} = \Pi_v / \Pi_{гт}$ и $K_{гн} = \Pi_v / \Pi_{гн}$ опробованы и обобщенные в виде усредненных значений по конкретным предприятиям представлены в

* Знак ">" здесь и в дальнейшем в статье означает последовательное увеличение вместимости ковшей типоразмеров экскаваторов.

Предприятие, показатель качества	Типоразмер экскаваторов					
	ЭКГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
Востсибуголь						
$K_{гг}$	0,18	0,21	–	0,61	0,55	0,45
$K_{гн}$	0,71	0,9		0,95	0,96	1,02
Вахрушевуголь						
$K_{гг}$	0,25	0,25	–	0,65	–	–
$K_{гн}$	1,03	1,01		1,01		
Дальвостуголь						
$K_{гг}$	0,09	–	–	–	0,67	–
$K_{гн}$	0,65				0,96	
Красноярскуголь						
$K_{гг}$	0,14	0,23	0,23	0,43	0,33	–
$K_{гн}$	0,76	0,94	1,07	0,87	0,67	
Кемеровуголь						
$K_{гг}$	0,21	0,2	0,15	0,5	0,47	0,27
$K_{гн}$	0,91	0,73	0,72	0,88	1,01	–
Приморскуголь						
$K_{гг}$	–	0,19	–	0,62	0,6	–
$K_{гн}$		0,92		0,95	1,04	

табл. 3. При этом количественные значения годовой производительности $P_{гг}$ взяты из табл. 2, нормативной производительности $P_{гн}$ – из информационного источника [4]. Значения теоретической производительности $P_{гг}$ определены по расчетному времени производительной работы $T = 6000$ ч/год и данных о теоретической производительности $P_{гг}$ по ГОСТ 26980–95 и техническим характеристикам одноковшовых экскаваторов.

Анализ представленных в табл. 3 данных и их динамики в анализируемый период дает основание отметить следующие принципиальные моменты:

- Динамика показателей качества $K_{гг}$ и $K_{гн}$ в анализируемый период времени закономерно повторяет изменения годовой производительности, поэтому эти показатели можно использовать для оценки качества производительной работы одноковшовых экскаваторов.

- Среднеарифметические значения показателя $K_{гн}$ (табл. 4) близки к единице, поэтому разработанные НИИОГР [4] нормативные значения годовой эксплуатационной производительности применительно к горно-технологическим условиям угледобывающих регионов России при оценке качества производительной работы новых образцов экскаваторов, планируемых для использования в этих регионах, с соответствующей корректировкой на вместимость ковша могут быть применены в качестве базовых показателей. При этом для новых образцов количественные значения этого показателя должны быть более единицы.

- Низкие значения показателя $K_{гг}$ свидетельствуют о том, что приведенные в технических характеристиках и ГОСТ 26980–95 данные по теоретической производительности $P_{гг}$ существенно завышены: по карьерным экскаваторам в 4–5 раз, драглайнам в 1,5–2 раза. По-

Таблица 4

Показатели качества	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
$K_{гн}$	$\frac{0,83}{0,68...1,19}$	$\frac{0,9}{0,7...1,12}$	$\frac{0,89}{0,55...1,37}$	$\frac{0,93}{0,76...1,07}$	$\frac{0,93}{0,48...1,11}$	$\frac{1,02}{0,89...1,16}$
$K_{гг}$	$\frac{0,17}{0,02...0,29}$	$\frac{0,22}{0,19...0,28}$	$\frac{0,19}{0,11...0,29}$	$\frac{0,56}{0,48...0,73}$	$\frac{0,52}{0,35...0,72}$	$\frac{0,36}{0,26...0,51}$
Примечание: числитель – среднеарифметическое значение показателей качества; знаменатель – диапазоны значений по всему парку экскаваторов типоразмера за весь анализируемый период (1978–1985 гг.).						

этому рекомендовать при оценке качества производительной работы текущий показатель P_T в качестве базового при оценке качества новых образцов машин нерационально.

Можно предположить, что при расчетах показателя P_T обозначенные завышения производительности связаны с занижением расчетных значений времени цикла $T_{ц}$ (прежде всего его составляющей – времени копания). При этом одновременно несколько завышена расчетная величина годового времени производительной работы (6000 ч). По используемым информационным материалам среднеарифметическая величина годового времени производительной работы одного экскаватора составила 4894 ч при диапазоне изменения 4020...5050 ч.

Учитывая, что динамика показателей качества $K_{гт}$, $K_{гн}$ совпадает с динамикой годовой производительности, то факторы, определяющие их изменение, аналогичны и представлены в предыдущем разделе.

• Проведенная по показателю $K_{гт}$ усредненная по типоразмерам экскаваторов и горно-технологическим условиям эксплуатации оценка качества производительной работы групп экскаваторов свидетельствует о том, что относительно более высокое качество имеют: по карьерным экскаваторам – ЭКГ-8, ЭКГ-8И; драглайнам – ЭШ-10/60, ЭШ-10/70 (см. табл. 4).

Результаты оценки забойной производительности одноковшовых экскаваторов на основе предложенного забойного показателя качества

Известно, что забойная производительность наиболее достоверно характеризует забойную технологичность, т.е. уровень соответствия потенци-

альных, заложенных при конструировании, технологических возможностей одноковшовых экскаваторов горно-технологическим условиям эксплуатационных забоев.

Для установления значений забойной производительности P_3 применялись данные по использованию календарного фонда времени экскаваторов в ранее упомянутых информационных материалах.

Результаты оценки показателя усредненной забойной производительности P_3 ($m^3/ч$) и показателя оценки качества забойной технологичности $K_{зт}$ приведены в табл. 5.

Проведя анализ данных табл. 5, можно отметить следующее:

- Динамика изменения показателя $K_{зт}$ в основном соответствует динамике забойной производительности, поэтому допустимо использовать его в качестве меры соответствия потенциальных технологических возможностей экскаваторов забойным горно-технологическим условиям эксплуатации (забойной технологичности). Одновременно показатель $K_{зт}$ можно рассматривать в качестве обобщенного, характеризующего совместное влияние на производительную работу экскаваторов забойных горно-технологических факторов: структуры горных пород, качества подготовки забоев, используемых технологических схем и квалификации машинистов.

- Приведенные в табл. 5 усредненные значения показателя $K_{зт}$ можно рекомендовать к использованию при проектировании экскаваторов и разрезов для рассмотренных типоразмеров, если используемые расчетные значения теоретической производительности в указанных ранее нормативно-технических документах будут сохраняться.

Таблица 5

Предприятие, показатели	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
Востсибуголь						
P_3	141	286	–	459	603	1309
$K_{зт}$	0,22	0,26		0,72	0,64	0,54
Вахрушевуголь						
P_3	258	344	–	516	423	–
$K_{зт}$	0,4	0,31		0,81	0,45	
Дальвостуголь						
P_3	93	–	–	–	774	–
$K_{зт}$	0,14				0,83	
Красноярскуголь						
P_3	162	368	535	392	448	–
$K_{зт}$	0,25	0,33	0,34	0,61	0,48	
Кемеровоуголь						
P_3	220	284	309	415	571	917
$K_{зт}$	0,34	0,26	0,19	0,65	0,61	0,38
Приморскуголь						
P_3	–	249	–	460	647	–
$K_{зт}$		0,22		0,72	0,69	

Показатели качества	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
$K_{зт}$	0,27	0,28	0,26	0,7	0,62	0,46
Диапазон изменения	0,03...0,45	0,18...0,38	0,15...0,42	0,53...0,99	0,42...0,89	0,35...0,6

Приведенные в табл. 6 наибольшие среднеарифметические значения показателя $K_{зт}$ по типоразмерам экскаваторов из совокупности предприятий можно принять за базовые ($K_{зт}(б)$), условно считая их равными единице, и рассматривать их как соответствующие наилучшим забойным горно-технологическим условиям эксплуатации, обеспечивающим наиболее полную реализацию технологических возможностей конкретного типоразмера экскаватора.

Тогда по отношению $K_y = K_{зт}/K_{зт}(б)$, где $K_{зт}$ – наибольшие значения показателя $K_{зт}$ аналогичных типоразмеров экскаваторов в других оцениваемых предприятиях (угледобывающих регионах), можно количественно определить степень влияния их забойных горно-технологических условий на забойную производительность конкретных типоразмеров экскаваторов по полной совокупности возможных эксплуатационных горно-технических условий ведения горных работ.

Значения показателя K_y , характеризующего забойные горно-технологические условия использования однокоровых экскаваторов, приведены в табл. 7.

Эти значения можно рекомендовать для использования в практических расчетах забойной производительности применительно к конкретным угледобывающим регионам России.

• Значения показателя $K_{зт}$, усредненные по типоразмерам экскаваторов и совокупности рассматриваемых предприятий (см. табл. 6), дают основание утверждать, что по типоразмерам карьерных экскаваторов производства Ижорских заводов (ЭВГ-4И, ЭКГ-4У > ЭКГ-8, ЭКГ-8И > ЭКГ-12,5) удалось в части забойной технологичности обеспечить реализацию спроектированной вместимости ковшей (величины показателей, близкие соответственно 0,27; 0,28; 0,26), а Уралмашем по группе драглайнов (ЭШ-15/90, ЭШ-40/85) этого не достигнуто (значения показателей соответственно 0,62; 0,46). По

показателю $K_{зт}$ наилучшую забойную технологичность имеют по карьерным экскаваторам ЭКГ-8, ЭКГ-8И, драглайнам ЭШ-10/60, ЭШ-1070.

Предложения по совершенствованию методологии расчета и оценки производительной работы однокоровых экскаваторов

Кратко обобщая результаты проведенного в предыдущих разделах анализа производительности однокоровых экскаваторов, важно обратить еще раз внимание на необходимость совершенствования методологии расчета и оценки при эксплуатации их производительной работы, ибо теоретическая производительность, обозначаемая в руководящих и нормативно-технических документах [4], малоинформативна и существенно завышена, проектное увеличение вместимости ковшей в большинстве угледобывающих регионах в должной степени не реализуется, проектная величина годового времени производительной работы также завышена.

Приведенная в настоящей статье методология анализа производительной работы на основе предложенных показателей качества представляется достаточно простой и информативной, поэтому целесообразно внести следующие предложения:

1. Ввести в технические характеристики однокоровых экскаваторов вместо теоретической производительности эксплуатационные показатели забойной и годовой производительностей.

При этом расчетные значения этих показателей определять по формулам:

забойной производительности –

$$P_{зп} = K_y K_{зт} P_T ; \quad (9)$$

годовой производительности –

Таблица 7

Предприятие	Типоразмер экскаваторов					
	ЭВГ-4И, ЭКГ-4У	ЭКГ-8, ЭКГ-8И	ЭКГ-12,5	ЭШ-10/60, ЭШ-10/70	ЭШ-14/75, ЭШ-15/90	ЭШ-40/85
Востсибуголь	0,55	0,79	–	0,89	0,77	1
Вахрушевуголь	1,0	0,94	–	1,0	0,54	–
Дальвостуголь	0,35	–	–	–	1,0	–
Красноярскуголь	0,62	1,0	1,0	0,75	0,59	–
Кемеровоуголь	0,85	0,79	0,56	0,8	0,73	0,7
Приморскуголь	–	0,67	–	0,89	0,83	–

$$P_{гр} = P_{зр} T_{гр}, \quad (10)$$

где $K_{зт}$ – показатель качества, учитывающий снижение теоретической производительности в относительно наилучших горно-технологических условиях эксплуатации, конкретная величина которого должна устанавливаться по результатам анализа опыта эксплуатации предыдущего образца в аналогичных условиях; K_y – показатель качества, учитывающий снижение забойной производительности, достигнутой в наилучших горно-технологических условиях, при воздействии эксплуатационных факторов конкретного места предполагаемого использования экскаваторов.

На начальном этапе применения предложенной методологии возможно использование данных по K_y , приведенных в табл. 7, однако в последующем значение K_y необходимо периодически уточнять с учетом новых данных по эксплуатации.

Величину продолжительности расчетного времени производительной работы за год рекомендуется принимать равным $T_{гр} = 4900$ ч.

2. Для оценки нестабильности условий эксплуатации и качества использования экскаваторов рекомендуется систематически анализировать динамику изменения показателей $K_3(T) = P_3(T)/P_{зр}(T)$ и $K_3(T_3) = P_3(T_3)/P_{зр}(T_3)$, где T – продолжительность времени производительной работы за период наблюдения T_3 .

Естественно, по полученным результатам важно устанавливать определяющие динамику воздействующие факторы и своевременно реализовывать мероприятия, снижающие их негативное влияние. Только при таком подходе можно рассчитывать на производительную работу экскаваторов и реализацию их потенциальных потребительских свойств.

3. Для оперативной оценки качества новых образцов одноковшовых экскаваторов, когда отсутствует достоверная информация по коэффициентам $K_{зт}$ и K_y , можно использовать в качестве экспресс-оценки отношение $K_{нр} = P_{гр}/P_{гб}$, выбирая величину показателя $P_{гб}$ из разработанных НИИОГР нормативов годовой производительности одноковшовых экскаваторов, пропорционально скорректированных с учетом вместимости ковша нового образца.

При этом коэффициент $K_{нр} > 1$, если качество нового образца выше, при $K_{нр} < 1$ – ниже.

Выводы

1. Использование в технических характеристиках одноковшовых экскаваторов в руководящих и нормативно-технических документах в качестве показателя производительной работы теоретической производительности малоинформативно и существенно увеличивает вероятность ошибочности оценок, ибо как показал анализ восьмилетнего опыта эксплуатации 592 единиц одноковшовых экскаваторов разных типораз-

меров на вскрышных работах в основных угледобывающих регионах России расчетные значения теоретической производительности существенно завышены (в 4–5 раз по карьерным экскаваторам, 1,5–2 раза по драглайнам).

При проведении анализа рекомендуется использовать показатели качества, характеризующие соответственно относительный уровень реализации расчетных значений часовой и годовой производительностей.

2. Проведенный на основе предложенных показателей качества анализ фактической динамики забойной и годовой производительностей показывает, что при разном уровне воздействия известных эксплуатационных факторов (характеристик горных пород, качества подготовки забоев, технологических схем разработки, квалификации обслуживающего персонала и времени производительной работы) имеют место общие закономерности – нестационарный колебательный характер изменения с устойчивой тенденцией к снижению производительности по причине старения оборудования и постоянным отставанием с его обновлением.

3. Представленные расчетные соотношения между традиционно используемым для оценки производительной работы одноковшовых экскаваторов показателем использования календарного фонда времени и предложенными показателями качества подтвердили предпочтительность последних при анализе их производительной работы в силу большей методологической простоты, повышения результативности и достоверности оценок.

4. Сформулированы предложения (в том числе расчетные формулы) по совершенствованию методологии расчета и анализа при эксплуатации производительной работы на основе применения предложенных показателей качества, обеспечивающие повышение точности и достоверности оценок. Использование предложенной методологии при проектировании экскаваторов и выполнении технологической части проектов горных работ позволит снизить риски недостижения планируемых технико-экономических показателей.

Список литературы

1. Страбыкин Н.Н., Савченко А.Я. Комплексная оценка качества высокопроизводительного горно-добывающего оборудования на этапе эксплуатации // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 3. С. 2–8.
2. Горное оборудование Уралмашзавода / Коллектив авторов. Ответственный редактор-составитель Г.Х. Бойко. Екатеринбург: Уральский рабочий. 2003.
3. Институт ВНИИУголь. Краткий анализ деятельности разрезов. М., 1982, 1985.
4. Институт НИИОГР. Нормативы эксплуатационной производительности одноковшовых экскаваторов по типам на добыче угля (сланца) и вскрыше для планирования на уровне объединения, отрасли. М., 1983.

УДК 621.316.542.027: 622.012

С.В. Кузьмин, канд. техн. наук, **И.С. Зыков**, **Р.А. Майнагашев**, Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, **К.П. Ящук**, гл. энергетик, ОАО "РУСАЛ-Ачинск"

Анализ аварийности в системе электроснабжения 6–10 кВ горно-металлургических предприятий Сибири

Выполнен анализ аварийности в системах электроснабжения 6–10 кВ горно-металлургических предприятий на базе алюминиевых заводов и угольных разрезов, расположенных в Сибири. Установлено, что на современном этапе основной причиной повышения аварийности являются коммутационные перенапряжения, а наиболее поврежденными элементами – высоковольтные электродвигатели и разделки кабелей. Показано, что комплексное использование низкоомного заземления нейтральной сети 6–10 кВ совместно с RC-гасителями позволит значительно снизить число однофазных замыканий на землю.

Ключевые слова: горно-металлургические предприятия, система электроснабжения, аварийность, коммутационные перенапряжения, однофазное замыкание на землю, электродвигатель, кабель, нейтраль сети, RC-гаситель, нелинейный ограничитель перенапряжений.

S.V. Kuzmin, I.S. Zykov, R.A. Mainagashev, Siberian Federal University, **K.P. Yatschuck**, the Open Joint Stock Company "Rusal-Achinsk"

The Analysis of the Accident Rate in the System of Supplying the Mining and Metallurgical Enterprises of Siberia with the 6-10 kV Electric Power

There was analyzed the accident rate in the systems of supplying the mining and metallurgical enterprises with the 6–10 kV electric power. The analysis was carried out on the basis of the aluminum producing plants and coal open pit mines situated in Siberia. It is established that at present the main cause of increasing the accident rate is the commutation overvoltage. And the most damaged things are high-voltage electric motors and cable terminations. It is shown that the complex utilization of the neutral wire of the 6–10 kV circuit in combination with the RC circuits, will allow to considerably decrease the number of single-phase short circuits on the ground.

Keywords: mining and metallurgical enterprises, power supply system, accident rate, commutation overvoltage, single-phase short circuits on the ground, electric motor, cable, circuit neutral wire, RC circuits, non-linear overvoltage limiter.

Анализ аварийности в системах электроснабжения 6–10 кВ горно-металлургических предприятий (ГМП) был выполнен на базе угольных разрезов и металлургических алюминиевых заводов Красноярского края, Иркутской и Кемеровской областей и охватил период с 2002 по 2008 г.

Отличительной чертой данного периода является глубокая модернизация систем электроснабжения 6–10 кВ. Особенностью данной модернизации является замена масляных выключателей на вакуумные выключатели. Широкое внедрение вакуумных выключателей на угольных разрезах и металлургических заводах с одной стороны снизили затраты на обслуживание парка выключателей, а с другой – аварийность в распределительных сетях 6–10 кВ по сравнению с 2000 г. возросла на угольных разрезах в 2,5 раза, а на металлургических заводах – в 1,5 раза. Таким образом, целью выполненных исследований

являлось определение основных причин повышения аварийности и выявление наиболее поврежденных элементов систем электроснабжения и технологического оборудования.

Обработка данных по аварийным отключениям в сетях 6–10 кВ угольных разрезов показала, что процентное соотношение между короткими замыканиями (КЗ), однофазными замыканиями на землю (ОЗЗ) и обрывом фаз следующая: 17, 66 и 14%. Для распределительных сетей 6–10 кВ алюминиевых заводов соотношение между вышеуказанными аварийными ситуациями следующее: 13, 80 и 4%. В 3% случаев тип аварии установить не удалось. Следовательно, основными видами аварий в сетях 6–10 кВ для горно-металлургических предприятий являются ОЗЗ.

Анализ показывает, что для угольных разрезов распределение ОЗЗ имеет резко выраженный сезонный характер. Наибольшее число ОЗЗ приходится на

май и сентябрь. Это связано с тем, что на угольных разрезах кабельные линии находятся на поверхности земли. В осенний и весенний периоды дневная температура положительная, влага заполняет микротрещины изоляции кабельных линий и электрооборудования. В ночное время температура опускается, как правило, ниже нуля градусов. Влага в микротрещинах превращается в лед, что сопровождается объемным расширением микротрещин. С повышением дневной температуры в микротрещинах снова образуется влага, но микротрещины обладают большим размером, следовательно, диэлектрическая прочность изоляции уменьшается и незначительные термические перегрузки, коммутационные или грозовые перенапряжения могут привести к электрическому пробое изоляции, т.е. к ОЗЗ.

В летний период количество ОЗЗ уменьшается, это связано с тем, что прекращается резкое изменение температуры в течение суток. Температура окружающей среды повышается, что приводит к эффекту "подсушивания кабеля", диэлектрическая прочность изоляции кабеля повышается, число ОЗЗ уменьшается.

В зимний период за счет низкой температуры окружающей среды изоляция кабельных линий имеет наибольшую диэлектрическую прочность, что способствует снижению числа ОЗЗ.

Для Ачинского глиноземного комбината и алюминиевых заводов распределение ОЗЗ в течение года имеет плавный характер с небольшим повышением числа ОЗЗ в мае—июне и сентябре—октябре. Это связано с тем, что основное количество кабельных линий уложено в специальных кабельных каналах или в траншеях. Поэтому в осенний и весенний периоды влияние резкого изменения температуры в течение суток на изоляцию кабельных линий сведено к минимуму.

Установлено, что удельный вес основных причин ОЗЗ до 2002 г. составлял: грозовые перенапряжения — 5 %, перенапряжения в режиме ОЗЗ, которые вызвали повторный пробой изоляции — 25 %, коммутационные перенапряжения (КП) — 10 %, естественное старение изоляции — 54 %, механические воздействия — 2 %, прочие причины — 4 %. В период с 2002 по 2008 г. удельный вес основных причин ОЗЗ сильно изменился; на грозовые перенапряжения приходится 4 %, перенапряжения при ОЗЗ составили 33 %, на КП приходится 38 %, естественное старение изоляции — 20 %, механические воздействия — 3 %, прочие причины — 2 %. Из указанных данных видно, что широко внедрение вакуумных выключателей привело к росту ОЗЗ за счет КП. Число аварийных отключений, связанных с КП, возросло в 3,8 раза. Увеличение числа ОЗЗ за счет КП привело к росту повторных пробоев изоляции за счет перенапряжений в режиме ОЗЗ в 1,3 раза. Замена высоковольтных кабелей с длительным сроком эксплуатации на современные кабели из сшитого полиэтилена и на кабели с пластиковой изоляцией позволили снизить число ОЗЗ за счет естественного старения изоляции в 1,7 раза. Таким образом, на современном этапе модернизации и развития систем электроснабжения 6—10 кВ ГМП основной причиной ОЗЗ являются КП.

С внедрением вакуумных выключателей электрической пробой изоляции высоковольтных электродвигателей на угольных разрезах, Ачинском глиноземном комбинате и алюминиевых заводах происходит чаще в 6,5; 3,4 и 3 раза соответственно.

Трансформаторы более устойчивы к КП, поэтому электрической пробой изоляции происходит гораздо реже, чем у двигателей. Однако число трансформаторов, вышедших из строя из-за пробоя изоляции, за период после 2002 г. по сравнению с периодом до 2002 г. на указанных выше предприятиях увеличилось соответственно в 1,7; 2,1 и 1,4 раза. Кроме этого, внедрение вакуумных выключателей привело к увеличению числа электрических пробоев изоляции разделок кабелей и кабельных муфт в среднем в 3,6 раза.

Таким образом, наиболее повреждаемыми элементами являются высоковольтные электродвигатели и разделки высоковольтных кабелей.

До 2003 г. для ограничения КП широко использовались нелинейные ограничители перенапряжения (ОПН). Анализ эффективности защиты от КП с помощью данных устройств показывает, что средний срок эксплуатации ОПН на угольных разрезах составляет два с половиной месяца в летний и зимний периоды эксплуатации и полтора месяца в осенний и весенний периоды эксплуатации. На металлургических заводах средний срок эксплуатации составляет пять с половиной месяцев. Основной причиной выхода из строя ОПН является их низкая термическая устойчивость в режиме ОЗЗ. Установлено, что в момент дугового ОЗЗ в неповрежденных фазах сети кратность перенапряжений может колебаться в пределах от 2,6 до 3,6 [1]. Очевидно, если перенапряжения на неповрежденных фазах превышают порог срабатывания ОПН, внутреннее сопротивление ОПН резко снижается, что приводит к возникновению кратковременного двухфазного КЗ через землю. Если защита от ОЗЗ не отключает поврежденную линию, то, как правило, наступает термическое разрушение ОПН. Визуально термическое разрушение ОПН не определяется, так как внешний вид и геометрические размеры ОПН не изменяются. Следовательно, электропотребитель остается без средств защиты от КП.

Для повышения работоспособности ОПН в режиме ОЗЗ необходимо снизить перенапряжения в режиме дугового ОЗЗ. Наиболее эффективным способом ограничения перенапряжения в режиме ОЗЗ является использование заземления нейтрали сети через низкоомный резистор [2]. Величина резистора не должна превышать 600 Ом. В этом случае максимальная кратность перенапряжения в режиме дугового ОЗЗ не будет превышать значения 2,5, что позволит избежать возникновения двухфазных КЗ через ОПН. Кроме этого, наложение добавочного активного тока величиной от 8 до 12 А на емкостный ток ОЗЗ позволяет обеспечить высокую селективность токовых защит от ОЗЗ, которые в настоящее время широко используются в системах электроснабжения ГМП. Например, в системах электроснабжения алюминиевых заводов токовая защита от ОЗЗ используется в 87 случаях из 100.

Однако анализ аварийности электродвигателей, оснащенных ОПН и без них, показал, что использование ОПН для защиты электродвигателей от КП не дают должного эффекта, так как аварийность электродвигателей с ОПН и без них находится практически на одном и том же уровне. Поэтому для защиты электродвигателей от КП рекомендуется использовать трехфазные РС-гасители, основой которых являются РС-цепи, включенные по схеме "звезда с изолированной нейтральной точкой" [3].

Сотрудниками кафедры "Электрификация горно-металлургического производства" Сибирского федерального университета совместно с научно-производственным предприятием ООО "Рутас" был налажен серийный выпуск трехфазных РС-гасителей типа РС-6,6-0,25/50-УХЛ1. Данное устройство эксплуатируется на угольных разрезах Красноярского края, Иркутской и Кемеровской областей, на алюминиевых металлургических заводах Красноярска, Братска и Саяногорска. Опыт эксплуатации РС-гасителей в период с 2002 по 2008 г. показал, что из 460 электродвигателей, которые эксплуатируются совместно с РС-гасителями, до настоящего времени вышли из строя 12 электродвигателей мощностью от 630 до 1250 кВт. Выход электродвигателей из строя наблюдался за счет пробоя изоляции под рабочим напряжением, т.е. основной причиной являлись не КП, а ес-

тественное старение изоляции, так как средний срок эксплуатации электродвигателей превышал 25 лет.

Таким образом, для эффективного снижения аварийности в сетях 6–10 кВ ГМП необходимо совместное использование метода низкоомного заземления нейтралей сети и защитных устройств от КП, при этом средства защиты от КП должны подключаться к зажимам электродвигателей или трансформаторов, а для защиты электродвигателей от КП необходимо использовать РС-гасители.

Опыт эксплуатации комплексного использования РС-гасителей и низкоомного заземления нейтралей сетей 6–10 кВ на Ачинском глиноземном комбинате позволил за период с 2004 по 2007 г. снизить количество ОЗЗ в 3,5 раза, при этом выход из строя высоковольтных электродвигателей снизился в 5,5 раза.

Список литературы

1. **Перенапряжения** в сетях 6–35 кВ / Ф.А. Гиндуллин, В.Г. Гольдштейн, А.А. Дульзон, Ф.Х. Халилов. М.: Энергоатомиздат, 1989.
2. **Серов В.И., Щуцкий В.И., Ягудаев Б.М.** Методы и средства борьбы с замыканиями на землю в высоковольтных системах горных предприятий. М.: Наука, 1985.
3. **РС-ограничители** и РС-гасители – устройства глубокого ограничения коммутационных перенапряжений в сетях 6–10 кВ / А.Ф. Гончаров, С.В. Кузьмин, В.В. Павлов, Р.С. Кузьмин, В.А. Меньшиков // Горное оборудование и электромеханика. 2005. № 3. С. 38–40.

УДК 621.001.4:622.232

Я.П. Гринберг, канд. техн. наук, В.С. Соловьев, канд. техн. наук, СПГГИ (ТУ) им. Г.В. Плеханова

Оптимизация параметров механической характеристики электродвигателей угольных комбайнов

Обоснованы параметры оптимизации коэффициента демпфирования электро-механической характеристики электродвигателей механизма резания угольных комбайнов при работе на случайную нагрузку.

Ключевые слова: очистные комбайны, асинхронный электропривод, механическая характеристика, коэффициент демпфирования, оптимизация.

J.P. Greenberg, V.S. Soloviev, Saint Petersburg State Mining Institute (Technical University)

Optimization of Parameters of the Mechanical Characteristic of Electric Motors in Coal Combines

Presented the results of researches smooth factor for electro-mechanical parameters of electric motors in cutting mechanism of coal combines at operation on stochastic loading.

Keywords: clearing combines, the asynchronous electric drive, the mechanical characteristic, coefficient of damping, optimization.

Асинхронный электродвигатель механизма резания угольного комбайна работает с резкопеременной нагрузкой на валу. График нагрузки носит случайный характер, обладает стационарностью и отве-

щает нормальному закону распределения [1]. На рабочей части механической характеристики асинхронный двигатель может быть представлен звеном второго порядка и в нормализованном виде переда-

точная функция записывается, как

$$W_{\text{дв}}(p) = \frac{I(p)}{M_c(p)} = \frac{k_3}{T^2 p^2 + 2\varepsilon T p + 1}, \quad (1)$$

где $T = \sqrt{T_3 T_m}$ – обобщенная постоянная времени;

$T_3 = \frac{1}{\omega_0 s_k}$ – электромагнитная постоянная времени;

ω_0 – частота тока сети; s_k – критическое скольжение;

$T_m = \frac{J \omega_0 s_k}{2 p M_k}$ – электромеханическая постоянная времени;

J – момент инерции; M_k – критический момент;

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_m}{T_3}} = 78,5 s_k \sqrt{\frac{J}{M_k}} \quad (2)$$

– коэффициент демпфирования двигателя при числе пар полюсов $p = 2$.

Реакция двигателя на случайный момент сопротивления будет зависеть от коэффициента демпфирования ε , который определяется параметрами механической характеристики и момента инерции.

Учитывая стационарность процесса резания угольного комбайна и применяя метод суперпозиции [2, 3], коэффициент вариации графика потребляемого двигателем резания тока может быть записан как

$$v_I = \frac{0,18}{\varepsilon} - 0,24. \quad (3)$$

По статистическим характеристикам случайного процесса с нормальным законом распределения дисперсия потребляемого тока определяется

$$D_I = I_{\text{ср.кв}}^2 - I_{\text{ср}}^2 = I_{\text{ср}}^2 (k_{\phi}^2 - 1), \quad (4)$$

где $I_{\text{ср.кв}}$ – среднеквадратичный ток; $I_{\text{ср}}$ – средний ток;

$k_{\phi} = \frac{I_{\text{ср.кв}}}{I_{\text{ср}}}$ – коэффициент формы графика

тока.

Преобразуя (4), можно записать

$$v_I = \frac{\sqrt{D_I}}{I_{\text{ср}}} = \sqrt{k_{\phi}^2 - 1}. \quad (5)$$

Таким образом, коэффициент вариации и коэффициент формы графика тока определяются коэффициентом демпфирования двигателя.

На рис. 1 представлены кривые среднеквадратичного и среднего токов в функции скорости движения угольного комбайна ED-170 фирмы "Эйкгофф".

Приведенные кривые получены при непосредственных измерениях графика токовой нагрузки комбайна, проводившихся в лавах объединения "Белорускалий". Обработка измере-

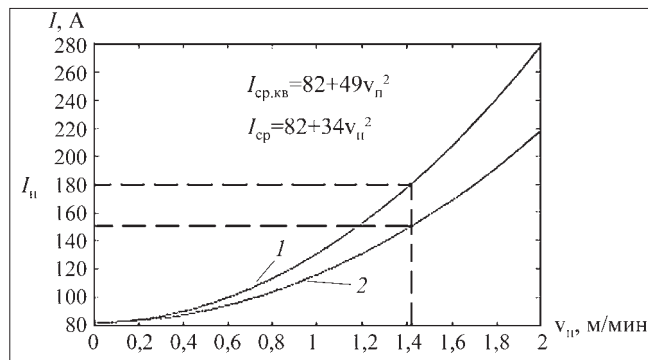


Рис. 1. Графики:

1 – $I_{\text{ср.кв}} = f(v_n)$; 2 – $I_{\text{ср}} = f(v_n)$ комбайна ED-170

ний и расчет этих графиков проводились методами математической статистики.

Привод механизма резания данного комбайна оснащен защитой, срабатывающей на ступенчатое снижение скорости подачи комбайна на 30 %.

Номинальный ток двигателя равен 180 А. Защита настроена на $2,5 I_n = 450$ А. Двигатель комбайна имеет коэффициент демпфирования $\varepsilon = 0,2$, что определяется по формулам (3), (5) и рис. 1.

Видно, что двигатель может работать со средним током 150 А. При этом среднеквадратичный ток будет равен номинальному (180 А), двигатель в этом случае оказывается загружен примерно на 80 % номинальной мощности, а выбросы максимального тока будут соответствовать правилу трех сигм. Работая в этом режиме, не исключено срабатывание защиты, что видно из рис. 2, где приведены результаты моделирования процесса работы комбайна со средним током нагрузки $I_{\text{ср}} = 150$ А при коэффициенте вариации $v_I = 0,66$.

Следует также отметить, что разность между среднеквадратичной мощностью и средней представляет собой дополнительные потери и составляет около

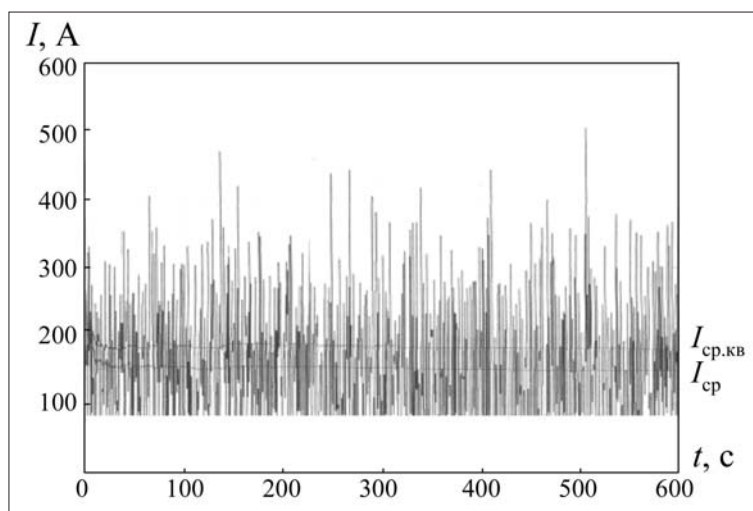


Рис. 2. Оциллограмма работы электродвигателя комбайна с $\varepsilon = 0,2$ на случайную нагрузку

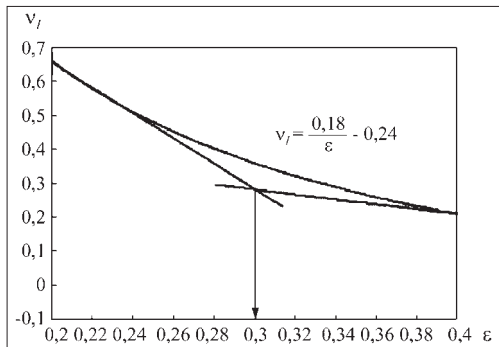


Рис. 3. График $v_I = f(\epsilon)$ к определению оптимального значения ϵ

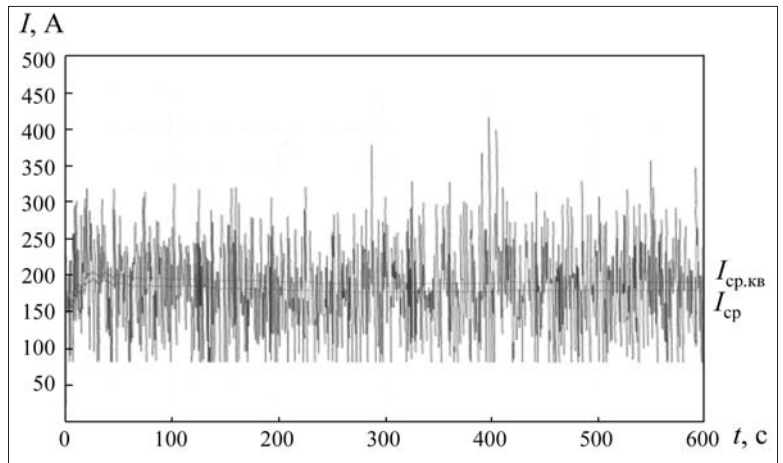


Рис. 4. Осциллограмма работы электродвигателя комбайна с $\epsilon = 0,3$ на случайную нагрузку

20 % от среднеквадратичной мощности, равной номинальной.

В настоящее время в объединении Воркутауголь используется комбайн SL-300 фирмы "Джой" с двумя двигателями механизма резания модели 19DB440J мощностью $P_n = 285$ кВт, $n_n = 1475$ мин, $J \approx 5$ кг·м², $s_k = 0,076$, $M_k = 4232$ Н·м, $I_n = 188$ А, $U_n = 1199$ В, $\cos \varphi = 0,827$.

При указанных данных коэффициент демпфирования (2) составляет $\epsilon \approx 0,2$.

С таким коэффициентом демпфирования двигателя могут работать со средней мощностью $0,8P_n$ и среднеквадратичной не более P_n . Разность представляет собой потери, которые составят $\Delta P = 2P_n \cdot 0,2 = 114$ кВт. При работе комбайна 3000 ч в год дополнительный расход энергии будет равен 342000 кВт·ч. При стоимости электроэнергии с учетом оплаты за установленную мощность 1,5 руб., дополнительные расходы составят около 0,5 млн руб. на один комбайн. Необходимо также отметить, что реальный КПД окажется $\approx 0,75$ при паспортном номинальном значении 0,96, полученном при испытаниях с постоянной нагрузкой, что в реальных условиях недостижимо, поэтому упомянутое значение следует считать чисто рекламным, а работу двигателя со средней нагрузкой, составляющей 80 % от номинальной, надо рассматривать, как искусственное завышение надежности путем заводской недогрузки комбайна.

Приведенные выше соображения свидетельствуют о необходимости оптимизации такого параметра, как коэффициент демпфирования ϵ двигателя механизма резания угольного комбайна.

На рис. 3 приведена зависимость коэффициента вариации графика тока в функции коэффициента демпфирования $v = f(\epsilon)$, соответствующая выражению (3). Эта зависимость представляет собой гиперболу, которая не имеет экстремума. Однако если провести касательные к крайним точкам гиперболы, образуется вырожденная гипербола с точкой пересечения касательных, соответствующей величине коэффициента демпфирования $\epsilon = 0,3$. При $\epsilon > 0,3$ коэффициент вариации графика тока снижается существенно, а при $\epsilon < 0,3$ заметно возрастает. Поэтому значение коэффициента демпфирования $\epsilon = 0,3$ можно считать оптимальным.

При $\epsilon = 0,3$ коэффициент вариации графика тока составит $v_I = 0,36$, что практически в два раза ниже, чем при $\epsilon = 0,2$, при котором $v_I = 0,66$.

Результаты моделирования вероятного графика тока с $v_I = 0,36$ и средним значением тока $I_{ср} = 180$ А, равным номинальному току двигателя комбайна ED-170, приведены на рис. 4.

Видно, что работая со средним током, равным номинальному, мгновенные значения выбросов тока существенно ниже 450 А, на величину которого настроена защита комбайна, и в отличие от реального привода выбросы соответствуют не 3σ , а лежат в пределах 4σ , не достигая уставки защиты. Это свидетельствует о том, что в этом случае вероятность срабатывания защиты на два порядка ниже при работе комбайна со средней нагрузкой, равной номинальной.

Кроме того, следует отметить, что в этом варианте исполнения двигателя с $\epsilon = 0,3$ коэффициент формы графика тока составит $k_\phi = 1,063$. Соответственно потери возрастут пропорционально k_ϕ^2 и будут равны 1,13. По нормам, принятым в Германии при испытаниях двигателей с постоянной нагрузкой, температура нагрева обмотки для изоляции класса Н должна составлять $t = 85$ °С, а допустимая $t_{доп} = 125$ °С. При $\epsilon = 0,3$ температура обмоток окажется $t = 85 \cdot 1,13 = 96$ °С, что значительно ниже допустимой, а КПД при этом снижается примерно на 1 %.

Таким образом, двигатели механизмов резания угольных комбайнов должны изготавливаться с характеристиками, обеспечивающими коэффициент демпфирования $\epsilon = 0,3$, что будет сопровождаться заметным повышением производительности комбайна при существенной экономии электроэнергии.

Список литературы

1. Стариков Б.Я., Азарх В.Л., Рабинович З.М. Асинхронный электропривод очистных комбайнов. М.: Недра, 1981.
2. Лукас В.А. Основы теории автоматического управления. М.: Недра, 1977.
3. Гринберг Я.П., Соловьев В.С. Динамические характеристики электродвигателей угольных комбайнов // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 9. С. 15–17.
4. Вольдек А.И. Электрические машины. Л.: Энергия, 1974.

УДК 621.867:621.92:622.7.01

А.Н. Картавый, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., НПК "Механобр-техника"

Ресурсосберегающие принципы конструирования технологических вибрационных машин

Приведены классификация вибрационных машин, основные принципы и эффекты, используемые при их конструировании, в том числе принципы центрирования и уравнивания и эффект автобалансировки. Обоснованы энергозатраты на преодоление инерционных сил при сложном движении масс колебательной системы в установившемся зарезонансном режиме работы вибромашин. Сделан вывод о возможности сокращения затрат энергетических, материальных и других ресурсов на горных предприятиях при использовании ресурсосберегающих вибрационных машин взамен традиционных.

Ключевые слова: классификация вибрационных машин, ресурсосберегающие принципы действия и конструирования, принцип центрирования, центр масс, центр жесткости, принцип уравнивания, эффект автобалансировки, энергозатраты на преодоление инерционных сил.

A.N. Kartavy, Mekhanobr-Tekhnika Corp.

Resource-Saving Principles of Technological Vibration Machines Construction

The work contains classification of vibration machines, main production principles and effects, including centering and balancing methods, as well as self-balancing effect. It formulates power consumption to skip inertial forces under compound mass motion of vibrating system in a vibration machine above-resonance operation mode. The author concludes on reduction in power, material and other resources consumption while using resource-saving vibration machines instead of traditional ones at mining plants.

Keywords: classification of vibration machines, resource-saving operation and construction principles, centering method, mass centre, shear centre, balancing method, self-balancing effect, power consumption for inertial forces passing.

Введение

Эффективность и конкурентоспособность функционирования современных горных предприятий в значительной мере определяются ресурсосберегающими технологиями их производственных процессов. Согласно стандарту [1] ресурсосбережение включает понятия энергосбережения и материалосбережения. Кроме того, по нашему мнению, ресурсосбережение затрагивает вопросы рационального природопользования, экологической и промышленной безопасности, включающих уменьшение воздействия на окружающую среду и снижение отходов производства, а также сокращения трудозатрат, повышения профессионального уровня задействованных на предприятиях специалистов и качества произведенной ими продукции.

В соответствии с программой Перспективного развития электроэнергетики и Генеральной схемой размещения объектов электроэнергетики потребность в установленной мощности к 2020 г. составит: для базового варианта – 347 ГВт, для максимального варианта – 401 ГВт [2]*.

Значительная доля вырабатываемой в РФ энергии (до 10 %) затрачивается на переработку полезных ископаемых. Поэтому расширение применения на горных предприятиях ресурсосберегающих технологий и машин, в том числе технологических вибрационных машин в составе перерабатывающих комплексов, имеет важное значение не только для от-

* В соответствии с утвержденным вариантом Генеральной схемы на период до 2020 г. (распоряжение Правительства РФ № 215-р от 22.02.2008) энергопотребление в РФ может вырасти до 2 трлн кВт·ч. В схеме предусмотрено, что в тот же период действующие генерирующие мощности будут снижены на 51,8 ГВт, в том числе ТЭС – на 47,8 ГВт, АЭС – на 4 ГВт. Потребность в установленной мощности электростанций России должна составить 246 ГВт к 2010 г., 298 ГВт к 2015 г. и 347 ГВт к 2020 г. В базовом варианте планируется ввести 21,6 ГВт гидрогенерации и 32,3 ГВт мощности АЭС.

Кроме того, планируется, что на реализацию инвестиционных программ энергокомпаний для осуществления мероприятий в соответствии с Генеральной схемой будет выделено 11,83 трлн руб. в базовом варианте и 16 трлн руб. – в максимальном (http://www.akm.ru/rus/news/2008/february/27/ns_2232445.htm).

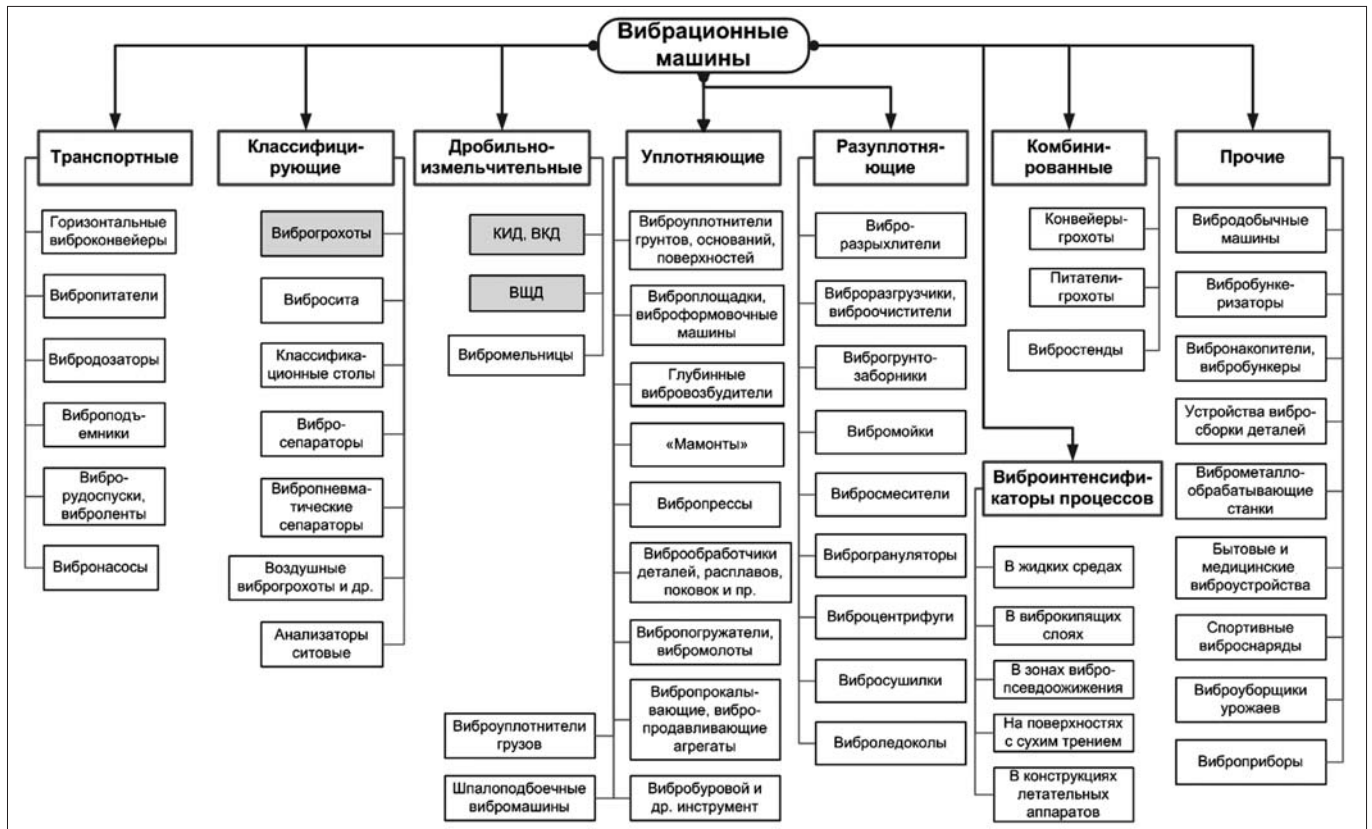


Рис. 1. Классификация вибрационных машин

Примечания: 1. "Мамонтом" иногда называют вибрационную машину, применяемую при строительстве массивных бетонных сооружений для послойного вибрационного уплотнения так называемого камнебетона (втапливания в бетонную смесь имеющегося на месте изготовления природного камня крупноразмерных фракций).

2. Вибробункеризаторы – устройства для вибрационного заполнения емкостей сыпучими материалами, поступающими снизу.

дельных производств, но и для горно-добывающих предприятий в целом.

Вибрационные машины – машины с вибрационным принципом действия – создают управляемые колебания рабочего органа, воздействующего на перерабатываемый материал и совершающего полезную работу, и в настоящее время получили широкое распространение в самых различных отраслях промышленности. На рис. 1 приведена классификация вибрационных машин по их назначению.

Из приведенных в классификации типов вибромашин для переработки твердых полезных ископаемых используются, в основном, вибрационные дробилки, мельницы, грохоты, питатели, некоторое другое вспомогательное вибрационное оборудование, а также комбинированные вибромашин. Причем, главным образом, распространены одно- и двухмассные вибромашин. На горных предприятиях в различных технологических операциях широко применяются вибрационные машин с дебалансными вибровозбудителями, создающими эллиптические или линейные (направленные) колебания.

В нашей стране ведущее место в создании машин на вибрационном принципе действия для горно-добывающих отраслей занимает Институт Механобр,

правопреемница которого в настоящее время – Научно-производственная корпорация "Механобр-техника" (С.-Петербург) – не только разрабатывает, но и производит на своих заводах около 150 видов современного оборудования и комплектных технологических линий мирового уровня. Это оборудование применяется для переработки твердых полезных ископаемых, промышленных и бытовых отходов, в том числе на металлургических комбинатах; нерудных предприятиях и угольных обогатительных фабриках; обогатительных комплексах железо-, медно-, золоторудного, алмазосодержащего, горно-химического, редкоземельного и другого сырья; в малых, средних и крупных городах.

Инновационные технологии НПК "Механобр-техника" позволяют проводить радикальную модернизацию предприятий и экономить 30...50 % электроэнергии и других материальных ресурсов.

Принцип действия вибрационного оборудования, описанный в целом ряде работ (см., например, [3, 4]), позволяет по сравнению с машинами аналогичного назначения получить более высокую эффективность работы и лучшие технологические, режимные, энергетические и другие параметры.

Это стало возможным, в частности, благодаря положенным в основу конструирования современных вибрационных машин основополагающим принципам вибрационной механики и физическим эффектам, возникающим при действии вибрации на линейные и нелинейные механические системы и позволяющим добиваться значительных преимуществ перед машинами аналогичного назначения.

Необходимо отметить, что к открытию, развитию и применению на практике принципов и эффектов в той или иной мере имеют непосредственное отношение многие сотрудники Механобра различных поколений. Так, при воздействии вибраций на материал используются:

- эффект внутрислойного вибрационного дробления и измельчения;
- принцип вибрационного перемещения (или вибротранспортирования).

В конструкциях вибрационных машин заложены:

- принцип центрирования действующих сил (приложения сил к центру масс колеблющихся частей вибромашины);
- принцип уравнивания масс вибромашины в целом или масс ее отдельных частей;
- эффект автобалансировки движущихся масс;
- эффект самосинхронизации вращения дебалансов.

Благодаря этим принципам и эффектам вибромашины имеют в том числе следующие преимущества перед машинами аналогичного назначения:

- улучшение режимных параметров и увеличение производительности;
- сокращение стадиальности;
- возможность пуска и остановки под нагрузкой;
- исключение поломок при попадании недробимых тел;
- снижение энергозатрат (в среднем на $\approx 30\%$) и массы;
- уменьшение капитальных затрат и сокращение обслуживающего персонала;
- улучшение качества продукта (кубовидность, уменьшение отсевов, более полное раскрытие минералов, однородность фракций и т.п.);
- расширение области применения.

Использование этих принципов и эффектов привело, например, к созданию уникальных дробилок, имеющих по сравнению с традиционными, как отечественными, так и зарубежными, меньшую энерговооруженность (киловатт установленной мощности на тонну массы машины) и проектную удельную энергоемкость дробления (киловатт-час затрачиваемой энергии на тонну измельчаемого материала) при возможности дробления особопрочных материалов (базальта, ферросплавов, отходов твердосплавного инструмента и т.п.) [5].

Так, удельная энергоемкость дробления конусных инерционных дробилок КИД 1200 при применении камеры для тонкого дробления: меньше на 29 %, чем у дробилки No. 44 Telsmith, Inc. (диаметр конуса 44"), меньше в 2,5 и 4,2 раза, чем у дробилки HP 400 METSO Minerals с камерой для сверхмелкого дробления и дробилки КСД 1200Т ОАО "Дробмаш" соответ-

ственно; для крупного дробления: меньше на 81 %, чем у дробилки No. 44 Telsmith, Inc., но больше на 48 %, чем у дробилки HP 400 METSO Minerals.

Показатели ВЩД 600×800 НПК "Механобр-техника" наиболее предпочтительны. Эта дробилка имеет энерговооруженность, меньшую в 17,4 и 29,3 раза по сравнению с 20"×36" Telsmith, Inc. (510×910 мм) и С 80 METSO Minerals, в 11,9 и 10,4 раза, чем у ЩДС 6×9 ОАО "Дробмаш" и ДЩ 6×9 ОАО "НКМЗ"; энергозатраты сравнимы или более чем в 2 раза меньше. Отметим, что щековые дробилки METSO Minerals и Telsmith, Inc. имеют большую энерговооруженность даже по сравнению с ЩДС ОАО "Дробмаш" и ДЩ ОАО "НКМЗ".

Ниже рассмотрим принципы и эффекты конструирования технологических вибрационных машин.

Эффект внутрислойного вибрационного дробления и измельчения основан на селективном разрушении материалов, когда при регулируемом воздействии на их частицы становится возможным, например, разделение минералов по межкристаллическим связям, если их прочность ниже прочности самих кристаллов или их блоков [6]. В этом случае заданность деформации частиц заменяется заданностью дробящей силы и тогда деформация слоя определяется его сопротивлением разрушению и заданной силой.

Интенсивное вибровоздействие на слой материала способствует постоянной и интенсивной переориентации его частиц относительно друг друга в рабочей зоне, что повышает вероятность их разрушения по ослабленным зонам в объеме каждой частицы с помощью соседних частиц. При этом также ускоряется удаление скапливающейся между ними мелочи и тем самым уменьшаются потери энергии на переизмельчение, что характерно при обычных вариантах дробления в слое.

В отличие от традиционного воздействия на материал, когда энергия может тратиться на разрыв связей на неразупрочненных участках кристаллической решетки, при вибрационном воздействии она затрачивается только на развитие имеющихся в зонах приложения нагрузки зародышевых трещин [7]. Таким образом, имеет место энергетически экономное разрушение, в том числе, прочных материалов.

Принцип вибрационного перемещения (или вибротранспортирования) в той или иной мере используется во всех вибромашинах, но в виброгрохотах, вибропитателях, виброконвейерах и некоторых других вибромашинах он играет ключевую роль, так как является одним из определяющих для эффективности рабочего процесса [3, 8].

В зависимости от режима работы вибрационной машины движение материала по ее рабочей поверхности может происходить без отрыва или с отрывом от нее, т.е. в виде скольжения или подбрасывания и полета в направлении транспортирования. Если транспортирование материала осуществляется без отрыва по горизонтальной поверхности, то энергия на его перемещение необратимо расходуется на трение частиц о рабочую поверхность, а также на трение и удары между самими частицами, т.е. на преодоление сопротивлений движению материала. В тех слу-

чаях, когда рабочая поверхность имеет наклон вверх или вниз, к энергии, расходуемой на преодоление сопротивлений, будет соответственно прибавляться (или вычитаться) полезная энергия, идущая непосредственно на перемещение материала.

В случае, если перемещение материала осуществляется с отрывом от рабочей поверхности, затрачивается некоторая кинетическая энергия, необходимая для подъема материала над вибрирующей поверхностью на определенную высоту и сообщения ему скорости в направлении транспортирования. После отрыва материала от рабочей поверхности сообщенная ему энергия расходуется как в процессе полета его частиц, так и в процессе их соударения с рабочей поверхностью после падения. В процессе полета материала эта энергия расходуется на взаимное трение и удары частиц, аэродинамические сопротивления, преодоление сцепления частиц и т.д. При падении материала на рабочую поверхность часть энергии идет на не вполне упругий удар, который может вызвать деформацию рабочего органа и частиц или разрушение последних.

Правильное применение принципа вибрационного транспортирования материалов позволяет снизить непроизводительные потери энергии при ее передаче от рабочего органа. Эти потери связаны с внутренним и внешним трением и необратимыми деформациями слоя. Величина сообщенной материалу энергии наряду с другими обстоятельствами зависит от продолжительности совместного движения. В частности, при одинаковых режимах колебаний труднотранспортируемый материал большее время движется в контакте с рабочим органом. Установлено также, что с увеличением продолжительности фазы совместного движения повышается стабильность процесса вибротранспортирования [9], а также может быть снижено энергопотребление.

Использование вибротранспортирования позволяет за счет регулирования рабочих параметров вибромашины обеспечить оптимизацию их эксплуатации.

Другие принципы и эффекты, возникающие в вибромашинах, удобно рассмотреть на примере вибрационных грохотов*.

Принцип центрирования одномассной вибрационной машины заключается в обязательном соблюдении следующих положений**:

* Принципы проектирования вибрационных грохотов и их элементов, в том числе с точки зрения выбора характера и параметров колебаний для обеспечения заданных технологических параметров, а также при переходных процессах, обоснованы в [3]. Термин "центрированный" позаимствован из [10].

** Здесь и далее во внимание принимаются только движущиеся массы вибрационной машины. Центром масс (ЦМ) считается геометрическая точка, положение которой характеризует распределение масс в теле или механической системе [11]; соответствующие массы подвижных элементов вибромашины сконцентрированы в их ЦМ, а внутренние связи и связи между массами – абсолютно жесткие или имеют кажущуюся жесткость при фиксированных частотах колебаний. Центром жесткости (ЦЖ) системы амортизации принято считать точку, в которой условно сосредоточена общая жесткость всех амортизаторов (упругих элементов) [12]. Кроме того, в нашем понимании через ЦЖ проходит равнодействующая реакций упругих элементов.

1. Линия действия вектора возбуждающей силы вибровозбудителя в любой момент времени проходит через центр масс (ЦМ) колеблющихся частей вибромашины.

2. ЦМ колеблющихся частей вибромашины и центр жесткости системы ее амортизации совпадают в резонансном режиме колебаний с допустимой точностью.

Следствием принципа центрирования является признак, по которому можно определить центрирована ли вибромашина. Это – однородность поля траекторий колебаний вследствие отсутствия угловых колебаний, дополнительных к основным колебаниям вибромашины.

Принцип центрирования, применяемый по умолчанию при конструировании вибрационных машин, отличается для машин с одиночным и двоянным дебалансными приводами. Для машин с одиночным дебалансным приводом (рис. 2, а) необходимо, чтобы ось вибровозбудителя совпадала с ЦМ колеблющихся частей машины, тогда создается однородное поле колебаний и траектории движения точек ее рабочего ор-

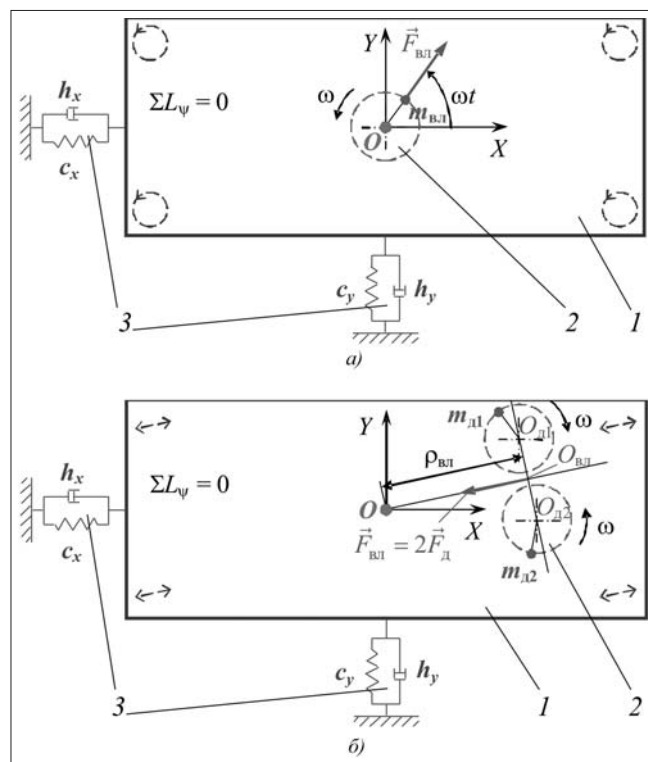


Рис. 2. Схемы центрированных грохотов с одиночным (а) и двоянным (б) дебалансными вибровозбудителями:

1 – колеблюмая масса машины; 2 – вибровозбудители; 3 – упруго-вязкие элементы системы амортизации; $m_{д1} = m_{д2} = m_{д}$ – дебалансные массы; $\vec{F}_{д1} = \vec{F}_{д2} = \vec{F}_{д}$ – векторы сил дебалансов, приложенные в точках $O_{д1}$ и $O_{д2}$; $\sum L_{\psi} = 0$ – сумма моментов угловых колебаний; $\rho_{вл}$ – расстояние от ЦМ до точки $O_{вл}$ приложения вектора возбуждающей силы $\vec{F}_{вл}$; ωt – угол поворота вектора возбуждающей силы $\vec{F}_{вл}$; c_x, c_y и h_x, h_y – жесткости и диссипативные коэффициенты упруго-вязких элементов по осям прямоугольной системы координат XOY

гана в первом приближении будут одинаковыми, например, эллиптическими. На форму траекторий будут влиять жесткости упругих элементов системы амортизации: если жесткости по всем направлениям равны, то траектории будут близки к круговым.

При использовании сдвоенного дебалансного привода (см. рис. 2, б)* для соблюдения первого условия принципа центрирования машины достаточно, чтобы линия действия вектора возбуждающей силы привода проходила через ЦМ. В этом случае поля траекторий движения точек рабочего органа, например, просеивающей поверхности, будут однородными и одинаковыми, а сами траектории будут представлять собой отрезки.

Отличия при применении одиночного и сдвоенного приводов также состоят в том, что вектор силы вибровозбудителя $\vec{F}_{\text{вл}}$ первого привода не меняется по модулю, но изменяет свое направление, а второго — наоборот, всегда сохраняет направление и меняет свое значение (амплитуда силы за полупериод колебаний положительна, за следующий полупериод — отрицательна).

При нарушении принципа центрирования вибромашины теряется управляемость колебательного процесса, появляются паразитные угловые колебания, поле траекторий становится неоднородным в плоскости колебаний рабочего органа. В связи с этим затрачивается дополнительная энергия, которая может достигать величины энергии, необходимой для создания плоскопараллельных колебаний, тем самым удваивая затрачиваемую на колебания энергию. При этом может ухудшаться качество продукта.

В сдвоенных приводах вибрационных машин используется **эффект самосинхронизации вращения дебалансов**, являющийся следствием открытого в Механобре явления**, сущность которого состоит в согласованности вращения нескольких тел (роторов) с одинаковыми или кратными частотами (т.е. синхронизации) вибрационного воздействия при отсутствии между роторами кинематических связей. Следствием этого открытия для дебалансных вибровозбудителей является автоматическая (при определенных условиях) синхронизация вращения дебалансов навстречу друг другу или в одну сторону.

Так, например, оказалось, что неуравновешенные роторы вибровозбудителей, установленных на общем подвижном основании, обнаруживают столь сильную тенденцию к самосинхронизации, что даже выключение одного или нескольких из них из электрической сети не приводит к выпадению их из синхронного вращения [13]. Причем работающие вибровозбудители поддерживают вращение отключенных, и, если отключить один из двух вибровозбудителей, затрачива-

* В работе рассматривается сдвоенный дебалансный привод из двух одинаковых дебалансных вибровозбудителей, осуществляющих противофазное встречное вращение с одинаковыми угловыми скоростями $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ и применяющихся, например, на виброгрохотах с направленными (прямолинейными) колебаниями рабочего органа, получивших название самобалансных.

** Экспериментально обнаружено в 1948 г., теоретически обосновано и обобщено в 1971 г. [13].

ется меньше энергии, чем суммарно при обоих работающих, что сокращает энергозатраты.

Этот эффект позволяет отказаться от принудительной механической или электрической синхронизации вращения дебалансов, которые значительно ухудшают режимные, энергетические и другие показатели вибромашины.

При рассмотрении дебалансных вибровозбудителей также необходимо отметить **эффект автобалансировки** (или по-другому, **самоцентрировки**) **одномассной колебательной системы***, который тесно связан с принципом уравнивания, рассмотренным ниже. Приведем простейший пример возникновения этого эффекта в центрированной одномассной колебательной системе вибромашины с одиночным вибровозбудителем при вынужденных установившихся колебаниях без диссипативных потерь. Обозначим: M_0 — масса колеблющихся частей вибрационной машины без учета вибровозбудителя, $m_{\text{вл}}$ — неуравновешенная масса дебалансного вибровозбудителя.

Отметим при этом, что такую систему часто называют одномассной, имея в виду массу, приводимую в движение. Однако, строго говоря, в системе имеется две шарнирно связанные массы (рис. 3, а): колеблющаяся M_0 (рабочий орган машины) и приводящая ее в движение $m_{\text{вл}}$ (дебалансный вибровозбудитель). В данной работе мы будем придерживаться общепринятого в технике понятия одномассной вибрационной машины и, как следствие, одномассной колебательной системы, имея в виду, кроме основной колеблющейся массы, наличие дополнительных одной или более возбуждающих масс. Примем, что массы подвижных элементов вибромашины сконцентрированы в их ЦМ, т.е. масса M_0 колеблющихся частей машины без учета неуравновешенной массы вибровозбудителя находится в точке O_1 (см. рис. 3, б, в), а ЦМ неуравновешенной массы $m_{\text{вл}}$ дебалансного вибровозбудителя — в точке O_d . ЦМ всей системы (точка $O_{\text{ЦМ}}$) будет лежать на отрезке O_1O_d ближе к точке O_1 , так как $M_0 > m_{\text{вл}}$, и в пределе совпадать с ней.

В общем случае при выполнении принципа центрирования колеблющихся масс в нерезонансных режимах масса M_0 будет двигаться по эллиптической траектории. Однако для упрощения рассуждений допустим, что жесткости c упругих опор по всем направлениям одинаковы, тогда траектория ее движения будет близка к окружности с радиусом (амплитудой) A .

При этом мгновенный ЦЖ системы будет располагаться в точке O_1 (см. рис. 3, б, в). Однако центр вра-

* Обнаружен шведским инженером Лавалем в 1884 г., теоретически объяснен А. Фёппле в 1895 г., обобщен рядом ученых для синхронно вращающихся роторов (дисков) [14–16 и др.]. Эффект успешно используется при создании различных машин с быстровращающимися роторами, например, центрифуг и более сложных систем, в том числе устройств для автобалансировки вращающихся тел (спутников, др. космических аппаратов), компьютерных CD и DVD приводов, ручных шлифовальных машин, бытовой техники (стиральных машин) и т.д. и т.п. [17]. Однако применительно к вибрационным машинам с дебалансным вибровозбудителем он описывается впервые.

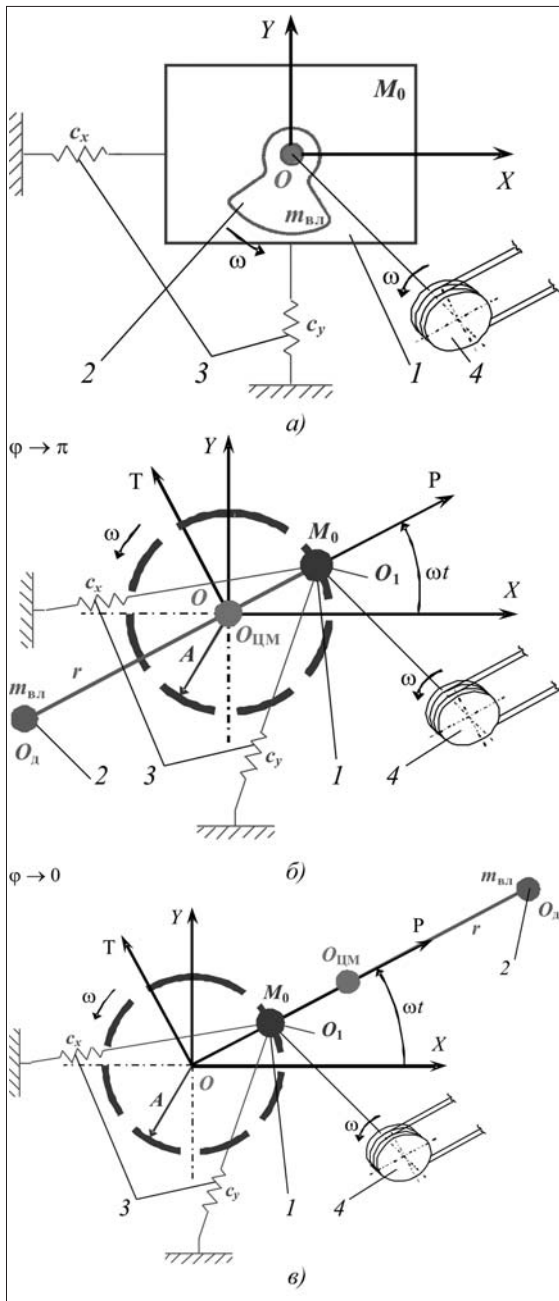


Рис. 3. Расчетная (а) и динамические схемы центрированной дебалансной вибраторной машины в зарезонансном (б) и дорезонансном (в) режимах работы:

1 – колеблемая масса; 2 – дебалансный вибровозбудитель; 3 – упругие элементы; 4 – приводной механизм

шения системы и точка пересечения направлений действия вращающегося по замкнутой траектории вектора равнодействующей упругих сил в среднем за период колебаний с достаточной точностью будут находиться в точке O . Также можно принять, что этот центр (точка O) в первом приближении будет неподвижен и может быть взят за начало координат неподвижной декартовой системы координат XOY , ось OX которой принята горизонтальной. Подвижная система координат TOP с тем же началом координат в точке O жестко связана с массой M_0 и вращается с угло-

вой скоростью ω . Начало отсчета принято против часовой стрелки от оси OX .

Масса $m_{вл}$ дебаланса участвует в относительном движении по окружности радиусом r вокруг мгновенного центра вращения (точки O_1). Сумма масс M_0 и $m_{вл}$ составляет полную подвижную массу M вибратора.

При движении масс M_0 и $m_{вл}$ по круговым траекториям в системе создаются инерционные центробежные силы $F_{ин}$ и $F_{вл}$ соответственно. Сила $F_{вл}$ является возбуждающей силой данной колебательной системы – силой инерции дебаланса, приводимого во вращение от двигателя. Эта сила задает механические параметры ее колебаний (амплитуду и частоту) и в конечном итоге определяет технологические параметры машины*. При наличии демпфирования $F_{вл}(t) = F_{вл} \cos(\omega t + \varphi)$, где φ – угол опережения дебалансом колеблющейся массы M_0 .

Кроме перечисленных сил $F_{вл}$ и $F_{ин}$ в системе присутствует сила упругости $F_{упр}$, равная реакции упругих опор системы на колебания и направленная ей противоположно, а также диссипативная сила внутреннего трения в материале**.

В зарезонансном режиме (см. рис. 3, б) при отсутствии диссипативных потерь масса $m_{вл}$ дебаланса опережает колеблющуюся массу M_0 на угол $\varphi \rightarrow \pi$. Поэтому колебательная система имеет вид наподобие "гантели", на концах которой расположены массы M_0 и $m_{вл}$. Причем точка O , вокруг которой вращается система, лежит на связи, соединяющей эти массы. ЦМ системы из двух масс будет совпадать с точкой O , что можно доказать с помощью несложных математических выкладок.

В дорезонансном режиме, если не учитывать диссипативные сопротивления (см. рис. 3, в), угол $\varphi \rightarrow 0$ и массы M_0 и $m_{вл}$ будут располагаться на одной прямой, проходящей через точку O . ЦМ системы будет вращаться вокруг точки O на расстоянии, близком к A , так как $OO_1 \rightarrow 0$, и не совпадет с ЦЖ. Поэтому в дорезонансном режиме, в отличие от зарезонансного, принцип центрирования не выполняется. Заметим, что подавляющее большинство вибраторов работает в резонансном режиме, как более эффективном.

Таким образом, эффект автобалансировки дебалансной вибраторной машины проявляется в установившемся режиме работы и состоит в автоматическом выборе колеблющейся механической системой центра вращения и взаимного расположения связанных масс M_0 и $m_{вл}$ и амплитуд их колебаний A и r . Такой эффект возникает на основе принципа уравнивания инерционных, упругих, диссипативных и

* Подчеркнем, что в данной работе рассматривается только механическая часть колебательных систем вибраторных машин.

** В ряде работ ([12, 15] и др.) считается, что если колебательная система не снабжена специальными демпфирующими устройствами, например, для гашения колебаний при перевозке грузов, то в такой системе затратами энергии на диссипативные потери можно пренебречь. Поэтому для упрощения рассматриваемых моделей будем считать, что соответствующие коэффициенты диссипации упруго-вязких опор по осям OX и OY несущественны: $h_x = h_y = 0$.

возбуждающих сил, о котором речь пойдет ниже. При замкнутых траекториях колебаний центром вращения системы будет точка пересечения линий действия вращающегося вектора упругих сил, в резонансном режиме совпадающая при соблюдении приведенных выше условий с центром масс системы.

При резонансе происходит скачкообразное изменение расположения колеблющихся масс и режима колебаний. Этот эффект будет иметь место также в вибромашинах с упругими опорами, имеющих по осям координат системы XOY неравные жесткости ($c_x \neq c_y$) и амплитуды ($A_x \neq A_y$), т.е. эллиптической траектории движения массы M_0 .

Установление эффекта автобалансировки или самоцентрировки при работе вибромашин также углубляет понимание их рабочих процессов. Этот эффект впервые выявлен у вибрационных машин в результате проведенных нами исследований.

Необходимо разделять уравнивание жестко связанных масс и масс, имеющих различные другие связи, например, упругие или на основе силы притяжения. Приведенный выше эффект автобалансировки связан с **принципом уравнивания жестко связанных масс** – дебаланса и колеблющейся части вибромашин, находящихся при вращении под действием центробежных (инерционных) сил*. При этом упругие силы являются амортизирующими и компенсирующими инерционные.

В рассматриваемом случае, в частности, если не учитывать диссипативные сопротивления, то по оси OP (см. рис. 3, б и в) векторы перечисленных выше сил направлены в разные стороны и взаимно компенсируются (уравниваются), подчиняясь векторному уравнению:

$$\vec{F}_{ин} = \vec{F}_{упр} + \vec{F}_{вл}. \quad (1)$$

Уравнение (1) выражает *первое условие принципа уравнивания одномассной дебалансной колебательной системы*. Это уравнение является аналогом системы дифференциальных уравнений движения, составленных на основе принципа Германа–Эйлера–Даламбера, или сокращенно принципа Даламбера [11].

С физической точки зрения в дорезонансном режиме сила $F_{вл}$ помогает силе $F_{ин}$ преодолевать сопротивление упругих опор $F_{упр}$, а в резонансном – наоборот, силы $F_{вл}$ и $F_{упр}$ преодолевают силу инерции вибромашин $F_{ин}$, что согласуется с представлениями известных авторов (см., например, [18 – 20]).

Уравнивание инерционных сил по оси, соединяющей массы $m_{вл}$ и M_0 , осуществляется "автоматически" в соответствии с присущей системе "природой", а именно в соответствии с ее параметрами, задаваемыми вынуждающей силой. Вектор вынуждающей силы вибровозбудителя $\vec{F}_{вл}$, приложенный к массе $m_{вл}$, которая находится на расстоянии r от массы M_0 ,

*Для упрощения картины колебаний связь здесь принимается жесткой условно в связи с кажущейся жесткостью шарнирного соединения при фиксированных частотах колебаний.

заставляет перемещаться массу M_0 на расстоянии A от центра вращения O , т.е. задает требуемую для технологического процесса амплитуду колебаний рабочего органа вибрационной машины с необходимой круговой частотой ω .

В далеко зарезонансном режиме сила упругости невелика по сравнению с силами $\vec{F}_{ин}$ и $\vec{F}_{вл}$ и можно говорить о "мягкости" упругих опор (или мягковиброизолированной вибрационной машине) или их отсутствии*. Такой или близкий режим (с соответствующими допущениями) достаточно часто может иметь место при эксплуатации некоторых современных конструкций вибрационных машин (например, в инерционных грохотах с эллиптическими траекториями колебаний).

Рассмотрим подробнее принцип уравнивания связанных масс на примере такого режима, т.е. режима, при котором имеет место центрированная одномассная неподпружиненная система с дебалансным вибровозбудителем при установившемся движении (рис. 4).

Физически, в данном случае, вращение колебательной системы, т.е. ее перемещение из положения I–I в положение II–II (рис. 4, а), принятое против часовой стрелки, осуществляется вокруг ее ЦМ, расположенном на оси, соединяющей массу дебалансного вибровозбудителя $m_{вл}$ и остальных колеблющихся масс M_0 . Система осуществляет сложное движение вокруг ЦМ (точки O): масса M_0 участвует в переносном движении вокруг точки O , а масса $m_{вл}$ – в относительном движении вокруг точки O_1 . Масса M_0 жестко связана с массой $m_{вл}$ и подвижной системой координат $X_1O_1Y_1$, оси которой всегда параллельны осям неподвижной системы XOY и относительно которой осуществляет относительное движение масса $m_{вл}$.

Поскольку масса вибровозбудителя $m_{вл}$ жестко связана с массой подвижной системы вибромашин M_0 , то, кроме относительного движения, масса $m_{вл}$ участвует в переносном движении вместе с массой M_0 , в результате чего образуется суммарная масса M , имеющая ЦМ в точке O . Важно понимать, что это движение не то же самое, например, как вращение свободного тела относительно другого тела, между которыми нет связи. Вместе с тем это движение не является, например, вращением сбалансированного маховика, быстровращающегося ротора со смещенной осью или автобалансировочного устройства. Хотя принцип уравнивания, безусловно, применим ко всем перечисленным примерам.

Согласно известным принципам механики в рассматриваемом случае абсолютное сложное движение материальной точки может быть заменено последова-

*Термины "мягкость упругих опор" или "мягковиброизолированная вибрационная машина" здесь приведены в том же смысле, что и в работе [3]. Это означает, что частоты собственных колебаний тела на упругих опорах значительно ниже наименьшей скорости вращения валов вибровозбудителей ω . Однако, с другой стороны, ω значительно меньше, чем частоты его колебаний как свободного упругого тела. При соблюдении этих условий рабочий орган одно-массной вибромашин может быть рассмотрен как свободное твердое тело.

тельными перемещениями (см., например, [21, 22]): переносным массы M_0 (плоскопараллельным по круговой траектории радиусом A) из точки O_1 в точку O_2 и относительным вокруг точки O_2 (см. рис. 4, б). То есть сложное движение массы $m_{\text{вл}}$ из точки a в точку c заменяется двумя последовательными перемещениями по кривым $a-b$ и $b-c$.

Другими словами, совершаемое рассматриваемой колебательной системой сложное движение разложено на два простых последовательных движения: поступательное, осуществляемое жестко связанными массами $m_{\text{вл}}$ и M_0 из положения I-I в положение I'-I', и вращательное из положения I'-I' в положение II-II.

Тогда, чтобы система находилась в равновесии, согласно принципу Даламбера сумма внешних и внутренних сил и сил инерции должна равняться нулю [11]. Согласно нашим исследованиям этот закон выполняется при учете некой центральной силы F_{Σ} и уравнение относительного движения массы $m_{\text{вл}}$ будет иметь вид:

$$\vec{F}_{\text{ин}} + \vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_k, \quad (2)$$

где \vec{F}_t и \vec{F}_r – векторы сил инерции относительного и переносного движения массы $m_{\text{вл}}$; \vec{F}_k – вектор силы инерции Кориолиса.

Уравнение (2) выражает второе условие принципа уравнивания рассматриваемой колебательной системы.

Необходимо сразу отметить, что сила F_k в данных рассуждениях может не учитываться, так как перемещение к ЦМ системы отсутствует, а при определении энергетических параметров системы со сложным движением слагаемое с силой Кориолиса обнуляется [21].

Сила инерции при переносном движении $F_t = m_{\text{вл}} A \omega^2$ направлена от ЦМ системы (точки O) и действует на массы $m_{\text{вл}}$ и M_0 , когда они перемещаются по дуге окружности $ab = O_1 O_2$ (см. рис. 4, б), имеющей радиус A . Сила инерции при относительном движении $F_r = m_{\text{вл}} r \omega^2$, равная по модулю центробежной силе дебалансного вибровозбудителя $F_{\text{вл}}$, действует на массу $m_{\text{вл}}$ на дуге окружности bc , имеющей радиус r . Сила инерции системы массой M колебательной системы $F_{\text{ин}} = M A \omega^2 = (M_0 + m_{\text{вл}}) A \omega^2$. Векторы этих сил приложены к различным массам системы для упрощения рисунка.

Таким образом, из уравнения (2) получаем выражение:

$$F_{\Sigma} = F_t - F_r + F_{\text{ин}}, \quad (3)$$

в которое подставляем выражения для входящих в него сил:

$$F_{\Sigma} = m_{\text{вл}} A \omega^2 - m_{\text{вл}} r \omega^2 + (M_0 + m_{\text{вл}}) A \omega^2 = m_{\text{вл}} A \omega^2. \quad (4)$$

Отсюда следует, что в установившемся режиме при вращении дебалансного вибровозбудителя в системе присутствует ненулевая центральная сила F_{Σ} . Для

* Обозначения индексов (от англ.): relative motion – относительное движение, transportation motion – переносное движение.

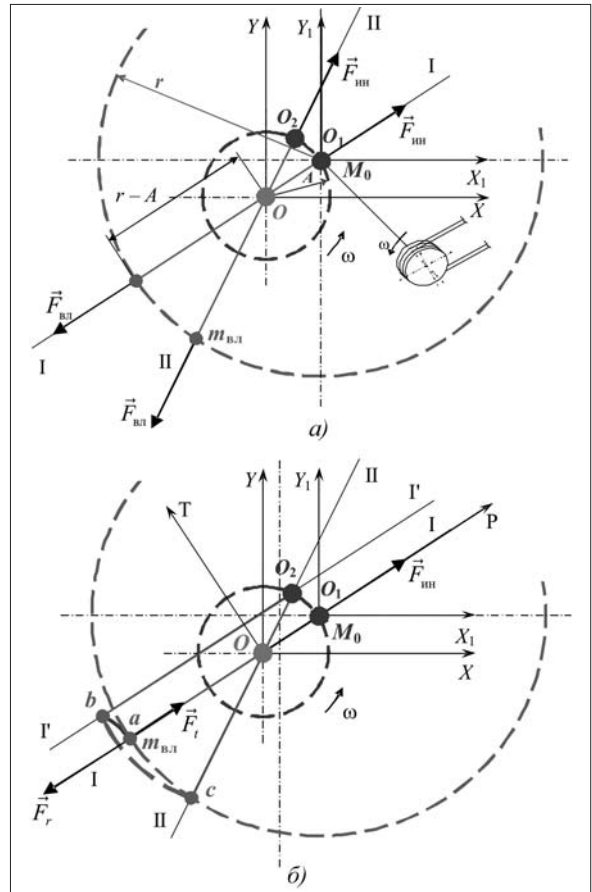


Рис. 4. Динамические схемы сил неподпружиненной центрированной одномассной колебательной системы с дебалансным вибровозбудителем при сложном (а) и последовательном (б) перемещениях дебаланса

уравнивания этой силы, согласно нашим исследованиям [23], к дебалансу вибровозбудителя необходимо приложить равную ей по модулю тангенциальную силу $F_{\tau} = F_{\Sigma}$ или вращающий момент привода, равный

$$L_{\text{пр}} = F_{\tau} r = F_{\text{вл}} A. \quad (5)$$

Средняя мощность, которую необходимо затратить на колебания невязкой неподпружиненной центрированной одномассной системы с дебалансным вибровозбудителем

$$\langle N \rangle = L_{\text{пр}} \dot{\phi} = F_{\tau} r \dot{\phi} = \frac{m_{\text{вл}} A r \omega^3}{2\pi} = \frac{M A^2 \omega^3}{2\pi}, \quad (6)$$

где $\dot{\phi} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60}$ – угловая частота колебаний, Гц*^{*}; ω –

круговая частота колебаний с периодом $T = \frac{2\pi}{\omega}$, рад/с;

n – частота вращения дебаланса вибровозбудителя, мин⁻¹.

* Угловая частота $\dot{\phi}$ получается дифференцированием угла поворота и не содержит 2π в отличие от круговой частоты ω . Часто последнюю принимают за частоту $\dot{\phi}$ и называют угловой частотой, что создает путаницу и порождает ошибку в расчетах в 2π раз, например, мощности, поэтому ее расчетные значения могут не сходиться с реальными, найденными эмпирическим путем (см., например, [21, 24]).

Мощность, рассчитываемая по выражению (6), расходуется на колебания подвижной части рассматриваемой колебательной системы с дебалансным вибровозбудителем в установившемся режиме ее работы. Для снижения затрат мощности очевидно необходимо снижать массу колеблющихся частей машины, так как остальные параметры, входящие в выражение (6), являются режимными.

В рассмотренном методе были использованы графические иллюстрации. Этот метод, называемый векторным, хорошо зарекомендовал себя в механике и позволяет более глубоко представить физическую сущность колебаний наиболее простой одномассной колебательной системы. Выражение (6) полностью совпадает с формулами, полученными другими независимыми методами для колебаний одномассных систем.

Таким образом, установлено, что при колебаниях вышеприведенной одномассной неподпружиненной системы требуются дополнительные уравновешивающие усилия привода, преодолевающие неуравновешенные инерционные силы, и соответствующие затраты мощности. Такой колебательной системой могут быть описаны некоторые вибрационные машины с жесткими характеристиками двигателей привода. Усложняя эту систему, можно прийти к полной многомассной колебательной системе с упругими и диссипативными элементами.

Для вибрационных машин, в том числе более сложных и многомассных, принцип уравновешивания обеспечивает не только снижение нагрузок на их элементы (валы дебалансов, упругие опоры) и окружающие металлоконструкции и устройства, но и уменьшает работу, затрачиваемую на колебания подвижных масс, и энергию, поступающую в колебательную систему вибромашины через вибровозбудитель от его привода.

Уменьшение затрачиваемой мощности обеспечивается на один-два порядка. Например, при невыполнении этого принципа мощность на вращение неуравновешенной массы – дебаланса вибровозбу-

дителя – вместо затрачиваемых на реальных вибромашинах 2...10 кВт, по нашим расчетам, составила бы 100...200 кВт и более [23]. Такие мощности трудно реализуемы на вибрационных машинах, так как связаны с большими массами, динамическими нагрузками и техническими трудностями.

Кроме того, немаловажно при сравнении параметров и выборе между вибромашинами одинаковых типоразмеров различных производителей следующее правило: при близких технологических параметрах меньшие массы и соответствующие установленные мощности соответствуют более современным конструкциям.

Принцип уравновешивания упруго связанных масс используется в конусных, виброконусных и шековых дробилках (рис. 5) и заключается во взаимном уравновешивании инерционных сил $F_{др}$ дробящихся масс их отдельных частей (шек или конуса и корпуса) при синхронном противофазном движении (например, навстречу друг другу). Это позволило, как упоминалось выше, сократить энерговооруженность и массы вибромашин по сравнению с машинами, имеющими традиционный эксцентриковый привод.

Таким образом, в заключение отметим:

- Машины, основанные на вибрационном принципе действия и являющиеся уравновешенными, имеют лучшие энергетические и другие показатели по сравнению с машинами аналогичного назначения.

- Передача энергии привода центробежного вибровозбудителя ее колеблющейся части осуществляется инерционными силами, образующимися в относительном движении дебаланса вибровозбудителя. Величина энергии, затрачиваемой на колебания вибромашины в установившемся далеко за резонансным режиме, пропорциональна произведению массы колеблющихся частей, квадратам заданной амплитуды и частоты колебаний вынуждающей силы.

- Энергия, расходуемая на колебания, затрачивается на преодоление инерционных и упругих сил, диссипативных и других сил трения. В вибромашине без специального демпфирования диссипативные потери и затраты на трение в подшипниках не превышают 6...8 % общих затрат энергии.

- Высокая эффективность вибромашин обеспечивается на стадии их создания использованием следующих важных принципов и эффектов:

- **центрирования** возбуждающих, инерционных, реактивных (упругих) и других сил, действующих на элементы колеблющейся части вибрационных машин, что улучшает многие показатели их эффективности;

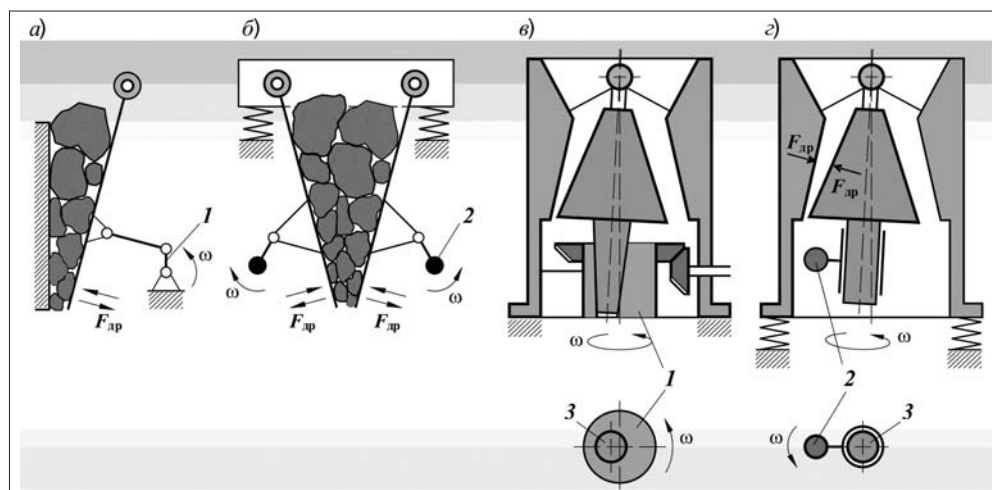


Рис. 5. Принципиальные схемы традиционных эксцентриковых (а и в) и вибрационных (б и з) дробилок: а, б – шековые дробилки; в, з – конусные дробилки; 1 – эксцентрик; 2 – дебаланс; 3 – вал конуса

— **уравновешивания динамических сил** внутри вибромашин путем взаимной компенсации этих сил между ее жестко и нежестко связанными элементами: дебалансной и колеблемой массами, вибровозбудителями (самобалансные машины), рабочими органами (виброщечковые дробилки), рабочим органом и корпусом (конусные инерционные дробилки) и т.д.;

— **эффекта автобалансировки**, повышающего степень сбалансированности масс колеблющейся части вибромашин;

— **эффекта самосинхронизации вибровозбудителей;**

— **вибрационного транспортирования;**

— **эффекта вибрационного внутрислойного дробления**, обеспечивающего увеличение производительности и степени сокращения, улучшение качества продукта, повышающее энергоэффективность и т.п.

• Сокращение затрат энергетических, материальных и других ресурсов на горных предприятиях осуществимо при использовании ресурсосберегающих вибрационных машин. Вместе с тем есть возможности для совершенствования конструкций таких машин с позиций ресурсосбережения.

Список литературы

1. ГОСТ Р 52104—2003. Ресурсосбережение. Термины и определения.
2. Щадов В.М. Россия в мировой угольной промышленности // Горная промышленность. 2007. № 4. С. 6—10.
3. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
4. Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / под ред. Л.А. Вайсберга. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.
5. Картавый А.Н. К сравнительной оценке конусных и щековых дробилок основных производителей по энергетическим показателям // Обогащение руд. 2005. № 6. С. 54—57.
6. Ревнивцев В.И., Гапонов Г.В., Зарогатский Л.П. и др. Селективное разрушение минералов / под ред. В.И. Ревнивцева. М.: Недра, 1988. 286 с.
7. Арсентьев В.А., Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Шуляков А.Д. Производство кубовидного щебня и строительного пес-

ка с использованием вибрационных дробилок. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 112 с.

8. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1964. 272 с.

9. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве. М.: Недра, 1992. 319 с.

10. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.

11. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для втузов. 10-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1986. 416 с. С. 276.

12. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. М.: Радио и связь, 1982. 296 с.

13. Абрамович И.М., Блехман И.И., Лавров Б.П., Плисс Д.А. Явление синхронизации вращающихся тел (роторов). Диплом № 333 // Открытия. Изобретения. 1988. № 1.

14. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1967. 444 с.

15. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М.: Машиностроение, 1967. 316 с.

16. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.

17. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами. Кіровоград: КНТУ, 2004. 352 с.

18. Хайкин С.Э. Физические основы механики. М.: Физматгиз, 1962. 772 с.

19. Динамика машин и управление машинами: Справочник / под ред. Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение. 1988, 240 с.

20. Чувиковский В.С. Принципы динамики в строительной механике корабля. Л.: Судостроение, 1964. 192 с.

21. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики: Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов. М.: Высш. шк., 1990. 607 с.

22. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: Учеб. пособие для втузов. В 3-х т. Т. 1. Статика и кинематика. 9-е изд., перераб. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. 672 с.

23. Картавый А.Н. Механизм возбуждения колебаний и затрат мощности дебалансными вибровозбудителями // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 9. С. 34 — 40.

24. Дарков А.В., Шапошников Н.Н. Строительная механика. М.: Высш. шк., 1986. 607 с.

Д.Ю. Кобзов, канд. техн. наук, доц., Братский государственный университет, **С.П. Ереско**, д-р техн. наук, проф., Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндров

Предложена методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндров мобильных машин повышенной единичной мощности, интенсивно работающих в условиях значительных нагрузок на рабочем органе. Изучение характера взаимодействия элементов опорных подшипников гидроцилиндра в процессе его функционирования позволило понять природу возникновения эксцентриситета приложения продольного сжимающего (толкающего) усилия, аналитически описать и количественно оценить его негативное влияние на напряженно-деформированное состояние длинномерных элементов гидроцилиндра, его несущую (нагрузочную) способность и надежность в целом. Предложены варианты модернизации опор гидроцилиндров.

Ключевые слова: эксцентриситет, гидроцилиндр.

D.Yu. Kobzov, Bratsk State University, **S.P. Eresko**, Siberian Federal University

Methods of Eccentricity Determination in the Support Bearings of Hydraulic Cylinder

The given methods can be used for determining the eccentricity in the support bearings of hydraulic cylinders of mobile vehicles with increased unit capacity, being intensively operated under the conditions of heavy loads on the work member. The study of the interaction of hydraulic cylinder support bearings in the process of its functioning let us understand the origin of the eccentricity application of longitudinal pushing force, analytically describe and estimate its negative influence on the mode of deformation of long-length elements of hydraulic cylinder, its load-carrying capacity and reliability in whole. We suggest the variants of upgrading of hydraulic cylinder supports.

Keywords: eccentricity, hydraulic cylinder.

Значительная роль в возникновении и последующем эксплуатационном приращении деформации и напряжений в гидроцилиндре принадлежит эксцентриситету приложенному в опорах *A* и *B* продольному усилию P_S (рис. 1), приводящему к внецентренному сжатию его длинномерных элементов – штока и корпуса. Отсюда, установление величины *кинематического эксцентриситета* $e_{A, Bk}$ позволяет количественно более полно охарактеризовать начальное напряженно-деформированное состояние гидроцилиндра и его несущих элементов [1 – 3].

Статический эксцентриситет $e_{A, Bs}$, возникающий в момент, когда гидроцилиндр только начинает развивать толкающее усилие P_S без относительного поворота опорных элементов 1 и 2 (рис. 2, а), может быть получен из формулы [3]

$$e_{A, Bs} = \frac{D_o}{2} \sin \kappa = \frac{D_o}{2} \sin(\mu + \xi) = \frac{D_o}{2} \sin \left[\arctg k_f + \arctg \left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S} \right) \right] \quad (1)$$

При выводе этой зависимости полагалось, что проушина 1 гидроцилиндра в момент начала выдвижения штока надвигается на еще неподвижную ось 2 звена гидрофицированного привода рабочего оборудования, переноса в результате скольжения изначальное место взаимоконтакта из точки O_3 в O_4 . Последняя характеризуется совмещением результирующей

$$F_S = \sqrt{R_{A, Bs}^2 + P_S^2} \quad (2)$$

с границей конуса трения с углом при вершине $\mu = \arctg k_f$, когда движущая гидроцилиндр по опоре 2 тангенциальная составляющая F^T уравнивается силой сопротивления F_T , вследствие чего начинается силовое перемещение рабочего органа. Здесь k_f – коэффициент трения.

В том случае, когда ось 2 в опоре *A*, имеющая возможность поворота относительно проушины 1, вращается со скоростью ω_2 в сторону увеличения угла ϑ (рис. 1 и 3, а), например, в случае привода рукояти одноковшового экскаватора типа "прямая лопата" (см. рис. 1, б), происходит ее перекатывание по внут-

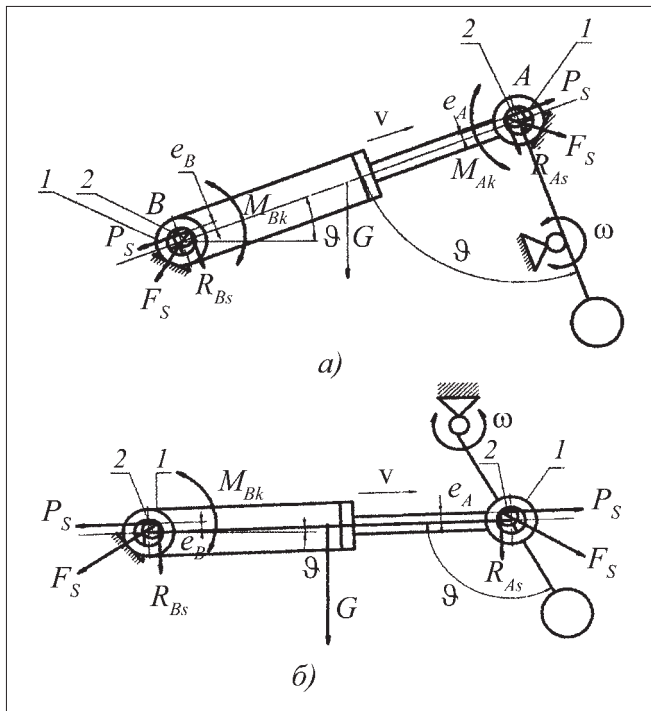


Рис. 1. Схема нагружения гидроцилиндра гидрофицированного привода рукояти экскаватора:
 а – обратная лопата; б – прямая лопата

ренной поверхности проушины 1 из точки O_4 – места их прежнего контакта, до точки O_5 со скоростью ω_1 относительно центра O_1 . В ней тангенциальная составляющая F^T уравнивается силой F_T сопротивления движению, появляющейся в результате сцепления опорных элементов 1 и 2 при повороте:

$$F^T = F_T = F^N k_r = F^N \operatorname{tg} \vartheta, \quad (3)$$

где k_r – коэффициент сцепления опорных элементов; F^N – нормальная составляющая результирующей силы F_S .

В случае, когда величина изменения угла ϑ поворота звена рабочего органа равна или превышает значение углового перемещения $(1 - \kappa)$, в точке O_5 нарушается условие сцепления (схватывания) и возникает проскальзывание элементов опоры (см. рис. 3, а).

После подстановки в выражение (1) граничного условия $(1 - \kappa)$ отсутствия проскальзывания можно окончательно представить максимальный эксцентриситет $e_{A, B}$ для этого случая зависимостью [3]:

$$\begin{aligned} e_{A, B} &= \frac{D_o}{2} \sin \iota = \frac{D_o}{2} \sin(\nu + \xi) = \\ &= \frac{D_o}{2} \sin \left[\operatorname{arctg} k_r + \operatorname{arctg} \left(\frac{R_{A, B_s}}{P_S} \right) \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

В том случае, когда изменение угла ϑ меньше углового пути $(1 - \kappa)$ точка O_6 взаимодействия элементов 1 и 2 будет находиться между начальной точкой O_4 и предельной O_5 . Здесь максимальный эксцентриситет $e_{A, B}$ принимает конкретное промежуточное значение [3]:

$$\begin{aligned} e_{A, B} &= \frac{D_o}{2} \sin(\kappa + \vartheta) = \frac{D_o}{2} \sin(\mu + \xi + \vartheta) = \\ &= \frac{D_o}{2} \sin \left[\operatorname{arctg} k_f + \operatorname{arctg} \left(\frac{R_{A, B_s}}{P_S} \right) + \vartheta \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

Естественно, это рассуждение корректно только при равенстве диаметров опорных элементов гидроцилиндра и ведомого им звена, что практически имеет место в силу малости зазоров в опорных, как правило, сферических подшипниках.

Когда же ось 2 в опоре А поворачивается в сторону уменьшения угла ϑ (см. рис. 1 и 4), например, при движении рукояти одноковшового экскаватора типа "обратная лопата" (см. рис. 1, а), происходит ее перекачивание по внутренней поверхности проушины 1 из точки O_4 прежнего контакта до точки O_7 (см. рис. 4, а), характеризующейся равновесием сил

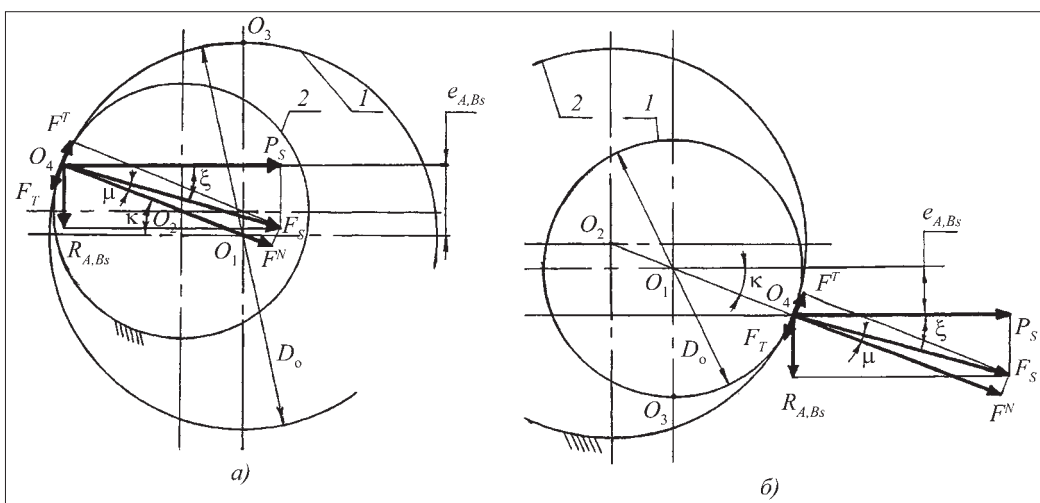


Рис. 2. Образование статического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра:
 а – для проушин; б – для цапф

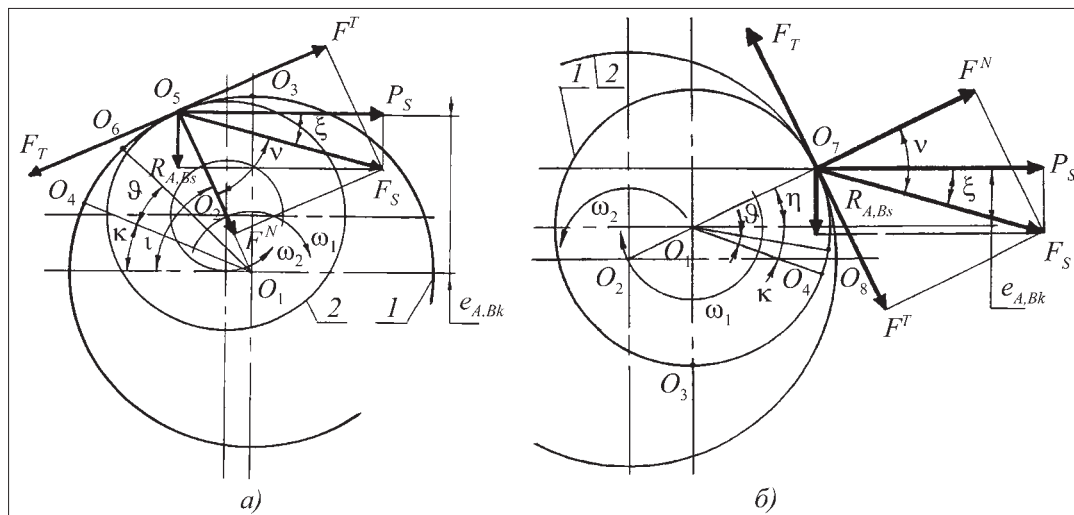


Рис. 3. Образование кинематического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра при увеличении угла ϑ :
 а – для проушин; б – для цапф

F^T и F_T с соблюдением условия (2) и выполнения равенства (3). Здесь максимальный эксцентриситет $e_{A,B}$ имеет вид [3]:

$$e_{A,B} = -\frac{D_o}{2} \sin \eta = -\frac{D_o}{2} \sin(\nu - \xi) = -\frac{D_o}{2} \sin \left[\arctg k_f - \arctg \left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S} \right) \right]. \quad (6)$$

По аналогии с предыдущим выражением последняя зависимость справедлива, когда угол ϑ (см. рис. 1, а) равен либо превышает угловое перемещение $(\eta + \kappa)$. В том случае, когда это условие не

выполняется, промежуточная точка O_8 их контакта будет находиться между начальной O_4 и предельной O_7 . Здесь максимальный эксцентриситет $e_{A,B}$ также имеет промежуточное значение (см. рис. 4, а) [3]

$$e_{A,B} = \frac{D_o}{2} \sin(\kappa - \vartheta) = \frac{D_o}{2} \sin(\mu + \xi - \vartheta) = \frac{D_o}{2} \sin \left[\arctg k_f + \arctg \left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S} \right) - \vartheta \right]. \quad (7)$$

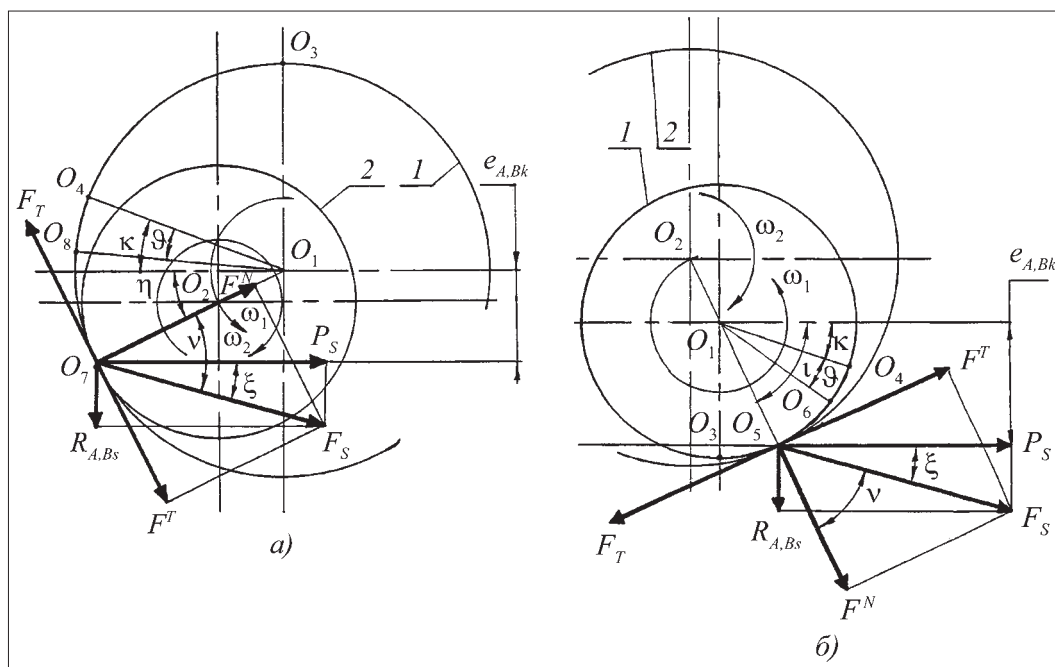


Рис. 4. Образование кинематического эксцентриситета в опоре гидроцилиндра при уменьшении угла ϑ :
 а – для проушин; б – для цапф

Таким образом, в начальный момент движения штока место контакта опорных элементов 1 и 2 (см. рис. 2) смещается из точки O_3 в точку O_4 с образованием статического эксцентриситета $e_{A, Bs}$, описываемого выражением (1). Затем при последующем движении, сопровождающемся поворотом приводимого гидроцилиндром звена рабочего оборудования и их опорных элементов друг относительно друга (см. рис. 1), место их контакта из точки O_4 смещается в точку O_5 (см. рис. 3, а) либо в точку O_7 (см. рис. 4, а) соответственно с возможностью останова в точках O_6 или O_8 и образованием эксцентриситета с конкретным значением, определенным формулами (4)–(7). Изменение статического эксцентриситета $e_{A, Bs}$ до полного $e_{A, B}$ происходит на величину кинематического эксцентриситета $e_{A, Bk}$, равного в общем случае (см. рис. 3, 4) [3]:

$$e_{A, Bk} = e_{A, B} - e_{A, Bs}, \quad (8)$$

а после подстановки и преобразования конкретно для каждого из упомянутых случаев соответственно составляющего [3]:

при увеличении угла ϑ (см. рис. 1, 3, а):

– для условия $\vartheta \geq (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f)$ (см. рис. 3, а)

$$\begin{aligned} e_{A, Bk} &= D_o \sin\left(\frac{\nu - \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{\nu + \mu + 2\xi}{2}\right) = \\ &= D_o \sin\left(\frac{\arctgk_r - \arctgk_f}{2}\right) \cos \times \\ &\times \left[\frac{\arctgk_r + \arctgk_f + 2 \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)}{2} \right]; \end{aligned} \quad (9)$$

– то же при $\vartheta < (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f)$ (см. рис. 3, а)

$$\begin{aligned} e_{A, Bk} &= D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) + \vartheta}{2}\right] = \\ &= D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right) + \frac{\vartheta}{2}\right]; \end{aligned} \quad (10)$$

при уменьшении угла ϑ (см. рис. 1, 4, а):

– для условия $\vartheta \geq (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f)$ (см. рис. 4, а)

$$\begin{aligned} e_{A, Bk} &= -D_o \sin\left(\frac{\nu + \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{\nu - \mu - 2\xi}{2}\right) = \\ &= -D_o \sin\left(\frac{\arctgk_r + \arctgk_f}{2}\right) \cos \times \\ &\times \left[\frac{\arctgk_r - \arctgk_f - 2 \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)}{2} \right]; \end{aligned} \quad (11)$$

– то же при $\vartheta < (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f)$ (см. рис. 4, а)

$$\begin{aligned} e_{A, Bk} &= -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) - \vartheta}{2}\right] = \\ &= -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right) - \frac{\vartheta}{2}\right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Примечательно, что полученные выше зависимости оценок эксцентриситета справедливы при постоянстве направления взаимоповорота опорных элементов. В том же случае, когда по мере выдвигания штока происходит смена направления вращения опорных элементов, что может иметь место в опоре В (см. рис. 1) при переходе гидроцилиндром мертвой точки, ими следует оперировать одновременно согласно соответствующих расчетных схем (см. рис. 2–4). Так, в связи с тем, что в большинстве конструкций привода рабочего оборудования машин с гидроприводом угол ϑ больше угла $(\eta + \kappa)$, т.е. [3]

$$\vartheta > (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f), \quad (13)$$

и тем более – угла $(\iota - \kappa)$, равного

$$\vartheta \gg (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f), \quad (14)$$

описание и исследование кинематического эксцентриситета $e_{A, Bk}$ можно проводить с помощью зависимостей (9) и (11), учитывая, что по достижении точек O_5 и O_7 (см. рис. 3, 4) в них при дальнейшей работе привода происходит силовое проскальзывание контактируемых элементов.

Отметим, что все вышеизложенное относится к процессу образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра традиционного исполнения – проушины на штоке и корпусе [1, 2, 4]. В случае нетрадиционного исполнения элементов крепления гидроцилиндра (цапфа на корпусе, проушина на штоке) или наиболее перспективного (обе цапфы) [2, 4–6], когда реакции $R_{A, Bs} > 0$, при оценке эксцентриситета следует использовать следующие зависимости [3]:

для статического эксцентриситета (см. рис. 2, б):

$$\begin{aligned} e_{A, Bs} &= -\frac{D_o}{2} \sin \kappa = -\frac{D_o}{2} \sin(\mu + \xi) = \\ &= -\frac{D_o}{2} \sin\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)\right]; \end{aligned} \quad (15)$$

для кинематического эксцентриситета при увеличении угла ϑ (см. рис. 1, 3, б):

– при условии $\vartheta \geq (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f)$ (см. рис. 3, б):

$$e_{A, Bk} = D_o \sin\left(\frac{\nu + \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{\nu - \mu - 2\xi}{2}\right) = D_o \sin\left(\frac{\arctgk_r + \arctgk_f}{2}\right) \times \cos\left[\frac{\arctgk_r - \arctgk_f - 2\arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)}{2}\right]; \quad (16)$$

– то же при $\vartheta < (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f)$ (см. рис. 3, б):

$$e_{A, Bk} = D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) - \vartheta}{2}\right] = D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right) - \frac{\vartheta}{2}\right]; \quad (17)$$

для кинематического эксцентриситета при уменьшении угла ϑ (см. рис. 1, 4, б):

– при условии $\vartheta \geq (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f)$ (см. рис. 4, б):

$$e_{A, Bk} = -D_o \sin\left(\frac{\nu - \mu}{2}\right) \cos\left(\frac{\nu + \mu + 2\xi}{2}\right) = -D_o \sin\left(\frac{\arctgk_r - \arctgk_f}{2}\right) \times \cos\left[\frac{\arctgk_r + \arctgk_f + 2\arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)}{2}\right]; \quad (18)$$

– то же при $\vartheta < (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f)$ (см. рис. 4, б):

$$e_{A, Bk} = -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\frac{2(\mu + \xi) + \vartheta}{2}\right] = -D_o \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \cos\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right) + \frac{\vartheta}{2}\right]; \quad (19)$$

для максимального эксцентриситета при увеличении угла ϑ (см. рис. 1, 3, б):

– при $\vartheta > (\eta + \kappa) = (\nu + \mu) = (\arctgk_r + \arctgk_f)$ (см. рис. 3, б):

$$e_{A, B} = \frac{D_o}{2} \sin\eta = \frac{D_o}{2} \sin(\nu - \xi) = \frac{D_o}{2} \sin\left[\arctgk_f - \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)\right]; \quad (20)$$

для максимального эксцентриситета при уменьшении угла ϑ (см. рис. 1, 4, б):

– при $\vartheta > (\iota - \kappa) = (\nu - \mu) = (\arctgk_r - \arctgk_f)$ (см. рис. 4, б):

$$e_{A, B} = -\frac{D_o}{2} \sin\iota = -\frac{D_o}{2} \sin(\nu + \xi) = -\frac{D_o}{2} \sin\left[\arctgk_f + \arctg\left(\frac{R_{A, Bs}}{P_S}\right)\right]. \quad (21)$$

Для аналогичного случая крепления гидроцилиндра при $R_{As} < 0$ расчет соответствующего эксцентриситета в опоре A необходимо проводить по уже известным зависимостям (6) и (9)–(12), полагая на рис. 2–4 ось 2 опоры штока осью его цапфы.

При этом надо помнить, что текущий эксцентриситет $e_{A, Bk}$, определенный из выражений (10), (12), (17) и (19), не должен превышать максимальный $e_{A, Bk}$, исчисленный соответственно по формулам (9), (11), (16) и (18). Другими словами, последние записи являются качественным мерилем их достоверности в целом.

Кроме этого, очевидно, что величина эксцентриситета является функцией угла наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения и величины текущего положения его штока [2], которыми можно пренебречь лишь при условии, что отношение $(R_{A, Bs}/P_S)$ бесконечно мало.

И, наконец, для описания эпюры распределения величины $e_{A, B}$ по длине гидроцилиндра, что необходимо в дальнейшем для оценки его напряженно-деформированного состояния и действующей нагрузки, по аналогии с выражением можно воспользоваться функцией [3, 7]:

$$e(x) = e_A + x\lg\lambda \approx e_A + x\lambda, \quad (22)$$

где угол

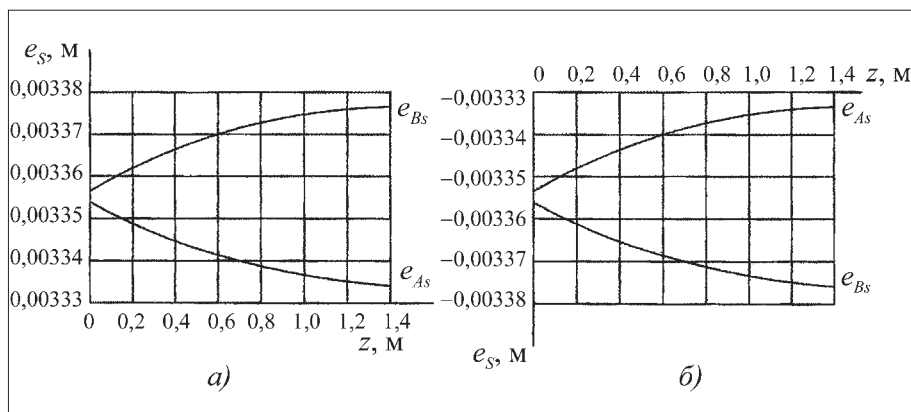


Рис. 5. Зависимости изменения статического эксцентриситета в опорах штока e_{As} и корпуса e_{Bs} гидроцилиндра от выдвигания штока z : а – для проушин; б – для цапф

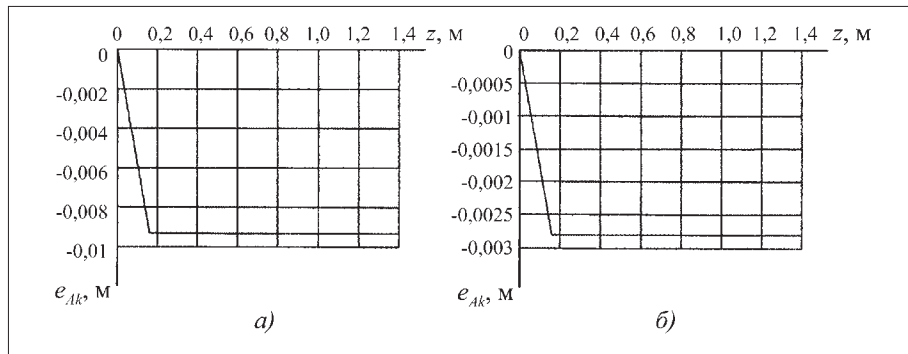


Рис. 6. Зависимости изменения кинематического эксцентриситета в опоре штока гидроцилиндра (т. А) от величины z :
 а – для проушин; б – для цапф

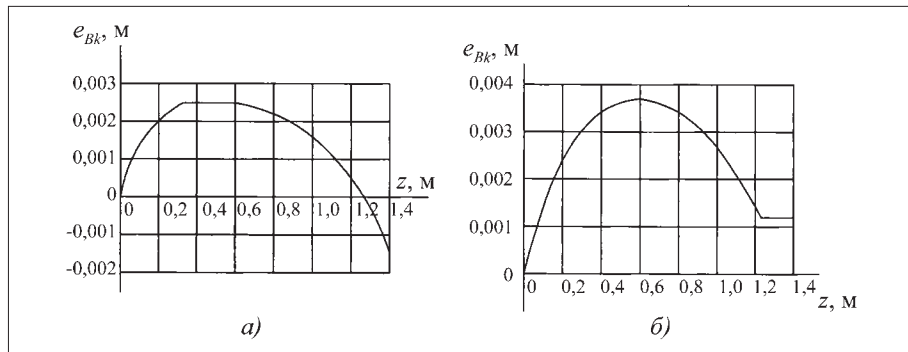


Рис. 7. Зависимости изменения кинематического эксцентриситета в опоре корпуса гидроцилиндра (т. В) от величины z :
 а – для проушин; б – для цапф

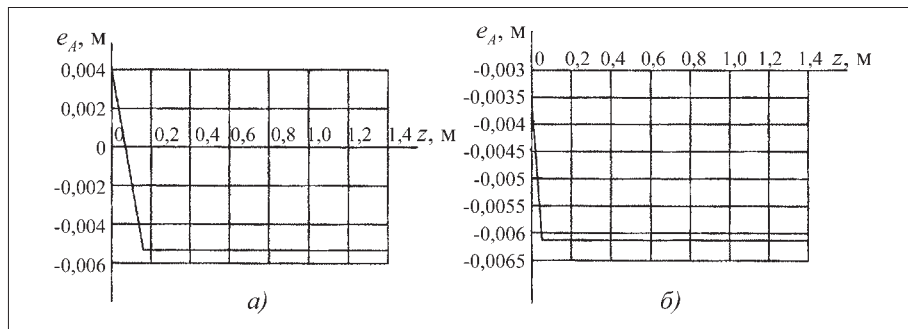


Рис. 8. Зависимости изменения полного эксцентриситета в опоре штока гидроцилиндра (т. А) от величины z :
 а – для проушин; б – для цапф

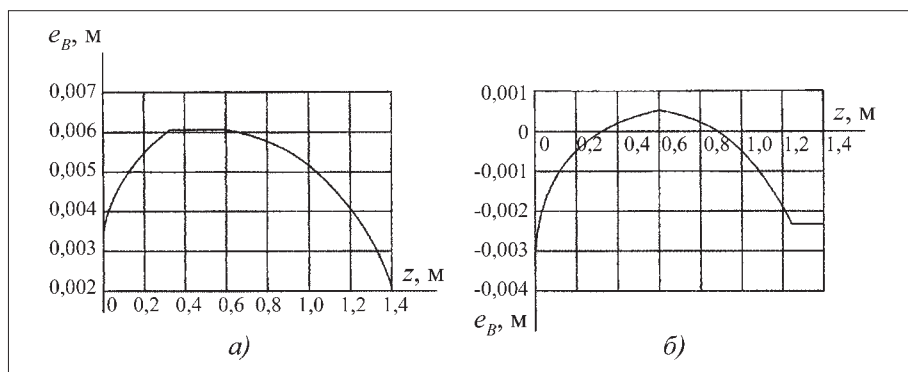


Рис. 9. Зависимость изменения полного эксцентриситета в опоре корпуса гидроцилиндра (т. В) от величины z :
 а – для проушин; б – для цапф

$$\lambda = \arctg \left\{ \frac{(e_B + e_A)}{[l_2 + (l_1 + z) - l_3]} \right\}, \quad (23)$$

здесь l_1 – минимальный выступ штока из корпуса (гильзы) гидроцилиндра; l_2 – длина корпуса; l_3 – расстояние от днища корпуса до цапфы [4].

Геометрический размер l_3 либо принимается равным нулю для гидроцилиндров исполнения 1 (а) – проушины на штоке и корпусе, либо имеет конкретное значение для гидроцилиндров исполнения 2 (б) – проушина на штоке, цапфа на корпусе [4].

Графики, описывающие изменения статического (1), (15), кинематического (9–12), (16–19) и полного эксцентриситета (8) для точек А и В, показаны на рис. 5–9.

Сравнительный анализ традиционных (проушин) [4] и перспективных (цапф) опор гидроцилиндра [5, 6] с позиции влияния их конструкций на его несущую способность, на примере привода рабочего оборудования одноковшовых гидрофицированных машин, показывает целесообразность создания эффективного привода при обязательном назначении оптимальных величин эксцентриситетов в опорах гидроцилиндра [3, 7] с учетом особенностей конструкции и условий функционирования конкретных машин.

Список литературы

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития / Д.Ю. Кобзов. Рук. деп. в МАШМИР № 2. сд98, 1998. 59 с.
2. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения / Д.Ю. Кобзов, В.А. Тарасов, А.А. Трофимов. Рук. деп. в ВИНТИ № 3552-1399. 108 с.
3. Кобзов Д.Ю. Об эксцентричном нагружении гидроцилиндра в опорах / Д.Ю. Кобзов, А.А. Тимошенко. Рук. деп. в МАШМИР № 48. сд92, 1992. 23 с.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин / В.А. Васильченко. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
5. Пат. № 1807255 (РФ). Гидроцилиндр / Д.Ю. Кобзов, А.П. Сергеев, В.Г. Губанов и др. Роспатент от 10.10.92.
6. Пат. № 2072455 (РФ). Гидроцилиндр / Д.Ю. Кобзов, В.А. Тарасов, И.В. Свиридов. Роспатент от 20.05.97.
7. Кобзов Д.Ю. Аналитическое представление эксцентриситета в проушине гидроцилиндра одноковшового экскаватора / Д.Ю. Кобзов, В.В. Жмуров, С.А. Першин. "Механика XXI века": Сборник докладов V Межрегиональной научно-технической конференции с международным участием. Братск: БрГУ, 2006. С. 27–31.

В.Л. Петров, д-р техн. наук, проф., проректор, МГГУ

Новый класс математических моделей электромеханических систем горных машин

Предложен класс математических моделей электромеханических систем горных машин, основанных на спектральных преобразованиях в базисах ортонормированных непериодических функций. Разработаны подходы к решению задач идентификации параметров и синтеза алгоритмов диагностики электромеханических систем горных машин.

Ключевые слова: горные машины, электромеханические системы, спектральные модели, интеграл Фурье, многочлены Чебышева, ортонормированные функции, алгоритмы, идентификация.

V.L. Petrov, Moscow State Mining University

A New Class of Mathematical Models for Mining Machines' Electromechanical Systems

A new class of mathematical models for mining machines' electromechanical systems, based on spectral manipulation at orthonormal non-periodic function basis is proposed. Worked-out approaches allow solving a problem of parameters identification and synthesis of algorithm for mining machines' electromechanical systems diagnostics.

Keywords: mining machines, electromechanical systems, spectral models, Fourier integral, Chebyshev polynomial, orthonormal functions, algorithm, identification.

Мировые тенденции развития электромеханического оборудования предприятий горно-промышленного комплекса на современном этапе характеризуются устойчивым ростом энерговооруженности. Установленная мощность электродвигательных устройств современных очистных комбайнов известных фирм-производителей – "Джой" (США), "Андерсон" (Великобритания) – составляет 1,2 МВт, а забойных конвейерных установок – 1,5...2 МВт. Этим обеспечивается достижение высоких технико-экономических показателей эксплуатации горной техники. Увеличение мощности электродвигательных устройств электромеханического оборудования наряду со значительным числом специфических особенностей эксплуатации определяет особые требования к современным электромеханическим системам (ЭМС) на всех стадиях жизненного цикла, в том числе на этапах разработки и анализа их динамических характеристик [1].

Известные в настоящее время методы анализа большинства классов ЭМС в зависимости от формы математического описания можно разделить на четыре основные группы: методы на основе аппарата дифференциальных и разностных уравнений (линейных и нелинейных); методы, основанные на аппарате интегральных уравнений и соответствующих им дискретных аналогов для цифровых систем; методы, основанные на анализе с помощью интегральных преобразований, из которых наиболее часто используются преобразования Лапласа и Фурье; методы, основанные на спектральных формах представ-

ления математических моделей. Характеристиками таких систем являются соответственно дифференциальные операторы, импульсные переходные характеристики (ИПХ) (ядра интегральных уравнений), передаточные функции (комплексные частотные характеристики), спектральные характеристики относительно выбранных или синтезированных базисных функций разложения [1–3].

Современные ЭМС горных машин представляют собой сложную многокомпонентную совокупность взаимодействующих подсистем и элементов различной природы. Динамические характеристики ЭМС большинства горных машин под воздействием внешних факторов приобретают свойства изменчивости, что в значительной степени определяется условиями эксплуатации оборудования, характером нагрузок в ЭМС, а также специфическими свойствами технологических процессов работы оборудования. В то же время исследователи и разработчики ЭМС и систем управления ими должны быть обеспечены достоверными данными о динамических характеристиках ЭМС [4–6].

Для разработки моделей ЭМС горных машин традиционно использовались два подхода. Первый основан на анализе кинематических цепных схем машинного оборудования, электромеханических преобразователей энергии, а также на решении систем дифференциальных уравнений, описывающих процессы взаимодействия отдельных элементов между собой и машины в целом с окружающей средой. Вторым подходом основан на непосредственном анализе экспери-

ментальных данных при работе машины в режиме нормальной эксплуатации или в специальных стендовых испытаниях [4–8]. При реализации первого направления возникают сложности, связанные с трудоемкостью получения общих и аналитических решений, обоснованием уровня детализации модели, необходимостью проверки адекватности модели. Второй метод требует наличия специального обеспечения и хорошо формализованных алгоритмов обработки экспериментальных данных [9–14].

В последние годы в связи с интенсивным развитием средств вычислительной техники значительное развитие получили методы создания моделирующих комплексов различного назначения на основе спектрального представления сигналов и динамических характеристик систем [9–13, 15, 16]. При этом в качестве проекционных и функциональных базисов исследователи все чаще используют функции, не являющиеся тригонометрическими. Эти методы позволяют решать большую часть прикладных задач для модельных объектов, сводя их к задачам линейной алгебры [9–11]. Основу предлагаемых алгоритмов составляют методы спектрального разложения координат динамической системы и последующее решение интегральных уравнений путем определения их вырожденных ядер [17–20].

Многообразие свойств ЭМС оборудования горных производств определяется их функциональным назначением и в значительной мере предопределяет задачу выбора динамических характеристик ЭМС, идентификация которых позволит формировать математическую модель ЭМС. Среди класса динамических характеристик ЭМС можно выделить импульсную переходную характеристику, переходную характеристику, а также корреляционные функции (автокорреляционную и взаимокорреляционную) [4–7]. Импульсная переходная характеристика является более универсальной, так как на её основе формируются ядра интегральных уравнений, а ее изображение в пространстве преобразования Лапласа определяет передаточную функцию.

Определение вырожденных ядер интегральных уравнений в виде сумм Фурье, устанавливающих спектральные характеристики в базисах заранее определенных функций, является задачей непараметрической идентификации ИПХ ЭМС [9–13].

Определению параметров ИПХ ЭМС (передаточной функции) на основе выявленных закономерностей, устанавливающих взаимосвязь между компонентами спектральной характеристики ЭМС и параметрами ИПХ ЭМС, является задачей параметрической идентификации ИПХ ЭМС [9].

Система функций, разложение Фурье в базисе которых формирует спектральную характеристику ИПХ ЭМС, определяет модельно-проекционные и функциональные оболочки (МПФО).

Сформулируем требования, которым должны удовлетворять ортогональные модельно-проекционные и функциональные оболочки при построении спектральных моделей ИПХ ЭМС [21–24]:

1. Интервал ортогональности должен быть не меньше интервала определения ИПХ устойчивых

ЭМС, при условии выполнения требований к ИПХ физически реализуемых систем.

2. Все компоненты должны удовлетворять условию ограниченности

$$\int_0^{\infty} |\psi_i(x)| dx \neq \infty,$$

где $\psi_i(x)$ — компонент модельно-проекционной и функциональной оболочки.

3. Функциональная оболочка должна обладать ортонормированными свойствами.

Синтез МПФО Чебышева–Лежандра

Ортогональные многочлены $P_n(x)$, весовая функция которых тождественно равна единице, определяют многочлены Чебышева–Лежандра. Алгебраическая формула для расчета элементов системы Чебышева–Лежандра имеет вид:

$$P_n(x) = \frac{[\Gamma(n+1)]^2}{2^n} \sum_{k=0}^n \frac{(x-1)^{n-k} (x+1)^k}{[\Gamma(k+1)]^2 [\Gamma(n-k+1)]^2}, \quad (1)$$

где $\Gamma(\cdot)$ — гамма-функция Эйлера.

Эти многочлены обладают ортогональными свойствами на интервале $x \in [-1; 1]$ [21–24].

Осуществляя ряд последовательных подстановок и проводя процедуру нормирования, получим МПФО Чебышева–Лежандра $\hat{P}_n(u, t)$:

$$\hat{P}_n(u, t) = (-1)^n \sqrt{u(2n+1)} [\Gamma(n+1)]^2 e^{-u\left(n+\frac{1}{2}\right)} \times \sum_{k=0}^n \frac{(1-e^{-ut})^k}{[\Gamma(k+1)]^2 [\Gamma(n-k+1)]^2}, \quad (2)$$

где u — масштабный параметр.

Использование биномиальной формулы Ньютона позволяет получить иную формулу для МПФО Чебышева–Лежандра, более удобную для решения ряда прикладных задач [11, 25]:

$$\hat{P}_n(u, t) = (-1)^n \sqrt{u(2n+1)} [\Gamma(n+1)]^2 e^{-u\left(n+\frac{1}{2}\right)} \times \sum_{k=0}^n \left\{ \frac{1}{[\Gamma(k+1)]^2 [\Gamma(n-k+1)]^2} \sum_{j=0}^k \frac{(-1)^j e^{-uj}}{\Gamma(j+1)\Gamma(k-j+1)} \right\}. \quad (3)$$

Тогда МПФО Чебышева–Лежандра (2), (3) обладают ортонормированными свойствами на интервале значений аргумента $t \in [0; \infty[$.

Синтез МПФО Якоби

Весовая функция многочлена Якоби определяется следующим выражением [21–24]:

$$h(x) = (1-x)^a (1+x)^b, \quad (4)$$

где $x \in [-1, 1]$, $a > -1$, $b > -1$.

Алгебраическая формула для расчета элементов системы Якоби $J_n(x; a, b)$ имеет вид:

$$J_n(x; a, b) = \frac{\Gamma(b+n+1)\Gamma(a+n+1)}{2^n} \times \sum_{k=0}^n \frac{(x-1)^{n-k} (1+x)^k}{\Gamma(k+1)\Gamma(n-k+1)\Gamma(a+n-k+1)\Gamma(b+k+1)}. \quad (5)$$

Осуществляя ряд последовательных подстановок и проводя процедуру нормирования с учетом аналогичных преобразований с весовой функцией (4), получим МПФО Якоби $\hat{J}_n(u, t; a, b)$:

$$\hat{J}_n(u, t; a, b) = (-1)^{\frac{2n+b}{2}} \sqrt{u\Gamma(a+n+1)\Gamma(n+1)\Gamma(a+b+n+1)(a+b+2n+1)\Gamma(a+n+1)} \times e^{-ut \frac{a+b+2n+1}{2}} \sum_{k=0}^n \frac{[1 - e^{(ut)}]^{\frac{2k+b}{2}}}{\Gamma(k+1)\Gamma(n-k+1)\Gamma(a+n-k+1)\Gamma(b+k+1)}. \quad (6)$$

Установлена иная формула для МПФО Якоби, использование которой значительно упрощает решение ряда прикладных задач, чем при использовании (6):

$$\hat{J}_n(u, t; a, b) = (-1)^{\frac{2n+b}{2}} \sqrt{u\Gamma(a+n+1)\Gamma(n+1)\Gamma(a+b+n+1)(a+b+2n+1)\Gamma(a+n+1)} \times \sum_{k=0}^n \frac{1}{\Gamma(k+1)\Gamma(n-k+1)\Gamma(a+n-k+1)\Gamma(b+k+1)} \sum_{j=0}^{\left(\frac{2k+b}{2}\right)} \frac{(-1)^j \Gamma\left(\frac{2k+b}{2} + 1\right) e^{ut \left(j - \frac{a+b+2n+1}{2}\right)}}{\Gamma(j+1)\Gamma\left[\left(\frac{2k+b}{2}\right) - j + 1\right]}. \quad (7)$$

Тогда МПФО Якоби (6), (7) обладают ортогональными свойствами на интервале значений аргумента $t \in [0; \infty[$ [11].

Синтез МПФО Чебышева–Лагерра

Весовая функция многочлена Чебышева–Лагерра определяется следующим выражением:

$$h(x) = x^a e^{-x}, \quad (8)$$

где $x \in [0, \infty[$, $a > -1$.

Алгебраическая формула для расчета элементов ортогональной системы Чебышева–Лагерра имеет вид [21–24]:

$$L_n(x, a) = \sum_{j=0}^n (-1)^j \frac{\Gamma(n+a+1)}{\Gamma(a+j+1)} \frac{x^j}{\Gamma(j+1)\Gamma(n-j+1)}. \quad (9)$$

На основе функции Чебышева–Лагерра

$$\phi_n(x, a) = e^{-\frac{x}{2}} L_n(x; a), \quad (10)$$

используя несложные преобразования, можно получить следующее выражение для МПФО Чебышева–Лагерра:

$$\hat{\phi}_{L_n}(t, a, b) = \frac{\sqrt{2b\Gamma(n+1)}}{\sqrt{\Gamma(a+n+1)}} e^{-bt} \times \sum_{j=0}^n (-1)^j \frac{\Gamma(n+a+1)}{\Gamma(a+j+1)} \frac{2^j b^j t^j}{\Gamma(j+1)\Gamma(n-j+1)}, \quad (11)$$

обладающее ортогональными свойствами на интервале значений $t \in [0; \infty[$ [11].

Синтез МПФО Чебышева–Эрмита

Рассмотрим многочлен, весовая функция которого определяется следующим выражением:

$$h(x) = e^{-x^2}, \quad (12)$$

где $x \in]-\infty, \infty[$.

Алгебраическая формула для расчета элементов ортогональной системы Чебышева–Эрмита имеет вид [21–24]:

$$H_n(x) = \sum_{k=0}^{\left[\frac{n}{2}\right]} \frac{(-1)^k \Gamma(n+1)}{\Gamma(k+1)\Gamma(n-2k+1)} (2x)^{n-2k}, \quad (13)$$

где $\left[\frac{n}{2}\right]$ – операция выделения целой части числа $\frac{n}{2}$.

Далее, основываясь на классе ортогональных функций Чебышева–Эрмита

$$He_n(x) = H_n(x) e^{-\frac{x^2}{2}}, \quad (14)$$

можно установить формулу для МПФО Чебышева–Эрмита:

$$\hat{He}_n(u, t) = \frac{\sqrt{u}}{\sqrt{2^n \Gamma(n+1) \sqrt{\pi}}} e^{-\frac{(ut)^2}{2}} \times \sum_{k=0}^{\left[\frac{n}{2}\right]} \frac{(-1)^k \Gamma(n+1)}{\Gamma(k+1)\Gamma(n-2k+1)} (2ut)^{n-2k}. \quad (15)$$

Тогда МПФО Чебышева–Эрмита (15) обладают ортогональными свойствами на интервале значений $t \in]-\infty; \infty[$ [11, 27].

МПФО	Спектральная модель ИПХ ЭМС в МПФО
1. Чебышева–Лежандра	$h_{\delta}(\tau) = e^{-\frac{u}{2} \sum_{j=0}^{\infty} \left\{ \chi_j (-1)^j \sqrt{u(2j+1)} [\Gamma(j+1)]^2 \times \right. \\ \left. \times e^{-u\tau j} \sum_{k=0}^j \left\{ \frac{1}{\Gamma(k+1) [\Gamma(j-k+1)]^2} \sum_{i=0}^k \frac{(-1)^j e^{u\tau i}}{\Gamma(i+1) \Gamma(k-i+1)} \right\} \right\}}$
2. Якоби	$h_{\delta}(\tau) = \sum_{i=0}^{\infty} \left[\gamma_i (-1)^{\frac{2i+b}{2}} \sqrt{u \Gamma(a+i+1) \Gamma(i+1) \Gamma(a+b+i+1) (a+b+2i+1) \Gamma(a+i+1)} \times \right. \\ \left. \times \sum_{k=0}^i \frac{1}{\Gamma(k+1) \Gamma(i-k+1) \Gamma(a+i-k+1) \Gamma(b+k+1)} \times \right. \\ \left. \times \sum_{j=0}^{\left(\frac{2k+b}{2}\right)} \frac{(-1)^j \Gamma\left(k + \frac{1}{2}b + 1\right) e^{-\frac{1}{2}u\tau (a+b+2n-2j+1)}}{\Gamma(j+1) \Gamma\left(k + \frac{1}{2}b - j + 1\right)} \right]$
3. Чебышева–Лагерра	$h_{\delta}(\tau) = \sqrt{2b} e^{-b\tau} \sum_{j=0}^{\infty} \beta_j \sqrt{\Gamma(j+1) \Gamma(a+j+1)} \sum_{i=0}^j (-1)^i \frac{1}{\Gamma(a+i+1)} \frac{2^i b^i \tau^i}{\Gamma(i+1) \Gamma(j-i+1)}$
4. Чебышева–Эрмита	$h_{\delta}(\tau) = \sum_{j=0}^{\infty} \left\{ \vartheta_j \frac{\sqrt{u}}{\sqrt{2^j \Gamma(j+1) \sqrt{\pi}}} e^{-\frac{(u\tau)^2}{2} \sum_{k=0}^{\lfloor \frac{j}{2} \rfloor} \frac{(-1)^k \Gamma(j+1)}{\Gamma(k+1) \Gamma(j-2k+1)}} (2u\tau)^{j-2k} \right\}$

МПФО	Представление спектральной модели ИПХ ЭМС в пространстве преобразований Лапласа
1. Чебышева–Лежандра	$W(p, u) = \sum_{j=0}^{\infty} \left\{ \frac{\chi_j (-1)^j 2 \sqrt{u(2j+1)} \times \right. \\ \left. \frac{\Gamma\left(-\frac{1}{2} \frac{2p-u+2uj}{u}\right) \Gamma\left(-\frac{1}{2} \frac{2p-u-2uj}{u}\right)}{\Gamma\left(-\frac{1}{2} \frac{2p-u}{u}\right)^2} \right\}$
2. Якоби	$W(p, u, a, b) = \sum_{j=0}^{\infty} \left\{ \gamma_j (-1)^{\frac{2j+b}{2}} \sqrt{\frac{u \Gamma(a+j+1) \Gamma(j+1) \Gamma(a+b+j+1)}{\Gamma(a+b+2j+1) \Gamma(b+j+1)}} \times \right. \\ \left. \times \sum_{k=0}^j \left\{ \frac{-\Gamma\left(-\frac{p}{u} - \frac{a+b+1}{2} - j\right) \Gamma\left(k + \frac{b}{2} + 1\right)}{\left[\Gamma(k+1) \Gamma(j-k+1) \Gamma(a+j-k+1) \Gamma(b+k+1) \right] \times \right.} \right. \\ \left. \left. \times \Gamma\left(-\frac{p}{u} + k - \frac{a-1}{2} - j\right) \right\} \right\}$
3. Чебышева–Лагерра	$W(p, a, b) = \sqrt{2b} \sum_{j=0}^{\infty} \beta_j \sqrt{\Gamma(j+1) \Gamma(a+j+1)} \sum_{i=0}^j \frac{(-1)^i}{\Gamma(a+i+1)} \frac{2^i b^i (p+b)^{-(i+1)}}{\Gamma(j-i+1)}$
4. Чебышева–Эрмита	$W_n(p) = \sum_{j=0}^n \vartheta_j \frac{\pi^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{2^{j+1} \Gamma(j+1) u}} \sum_{k=0}^{\lfloor \frac{j}{2} \rfloor} \left\{ \frac{(-1)^{j-k} \Gamma(j+1)}{\Gamma(k+1) \Gamma(j-2k+1)} (2u)^{j-2k} \times \right. \\ \left. \times \frac{d^{j-2k}}{dp^{j-2k}} \left[e^{\frac{p^2}{2u^2}} \operatorname{erfc}\left(\frac{p}{\sqrt{2u}}\right) \right] \right\}$

При использовании метода разложения ИПХ ЭМС в базисе МПФО можно записать для спектральной модели ИПХ

$$\tilde{h}_\delta(t) = \sum_{i=0}^n \psi_i g_i(t),$$

где $\tilde{h}_\delta(t)$ – спектральная модель ИПХ ЭМС; ψ_i – i -й коэффициент разложения ИПХ ЭМС; $g_i(t)$ – i -й компонент выбранной системы ортонормированных функций.

Коэффициенты разложения ИПХ в базисах ортонормированных функций определяются в соответствии с формулой

$$\psi_i = \int_0^\infty h_f(\tau) h_\delta(\tau) g_i(\tau) d\tau, \quad (16)$$

где $h_\delta(t)$ – ИПХ ЭМС; $h_f(\tau)$ – весовая функция МПФО.

В таблице приведены формулы для расчета спектральных моделей ИПХ ЭМС в базисах рассматриваемых МПФО, а также их операторные изображения.

Максимальное приближение спектральной модели к оригиналу возможно следующими способами: 1) увеличением числа компонентов (порядка) спектральной модели; 2) определением оптимальных значений параметров МПФО; 3) получением априорной информации о структуре операторной модели ЭМС.

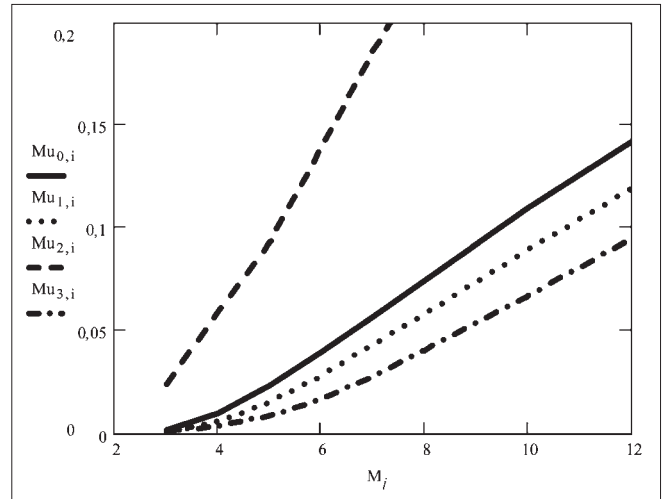
Первые два метода определяют непараметрическую идентификацию моделей ЭМС, в результате которой на основании ИПХ, определенной теоретически или путем измерения, формируется класс ортогональных математических моделей. В качестве критерия достоверности модели ИПХ ЭМС в работе обосновано использование условия достижения минимума квадрата нормированной дисперсии (КНД) модели ИПХ ЭМС [9, 11]. Достижение этого условия обеспечивается поиском оптимальных значений масштабных параметров базисов МПФО.

Проведены исследования влияния некоторых определяющих свойств ЭМС горных машин на процедуру синтеза спектральной модели ИПХ ЭМС при использовании их операторных моделей, а именно, осуществлен количественный анализ влияния колебательности ИПХ ЭМС на точность ее спектральной модели, построенной на базе различных систем МПФО. С этой целью был установлен комплекс зависимостей минимально достижимых значений КНД спектральной модели ИПХ двухмассовой ЭМС. В исследуемой модели использовались МПФО четырнадцатого порядка (см. рисунок). В качестве показателя степени колебательности использовалось соотношение:

$$\bar{\mu}_c = \frac{\sum_{i=1}^k \left| \frac{\text{Im}(p_k)}{\text{Re}(p_k)} \right| |p_k|}{\sum_{i=0}^k |p_k|},$$

где $\text{Re}(p_k)$, $\text{Im}(p_k)$ – соответственно действительная и мнимая части корней характеристического уравнения системы; $|p_k| = \sqrt{[\text{Re}(p_k)]^2 + [\text{Im}(p_k)]^2}$.

Анализ зависимостей (см. рисунок) позволяет сделать важный вывод о предпочтении того или иного базиса МПФО при его использовании для построения спектральных моделей ИПХ ЭМС. МПФО Чебы-



Зависимости минимально достижимых значений квадрата нормированной дисперсии спектральной модели ИПХ двухмассовой ЭМС в различных базисах МПФО от величины колебательности:

$Mu(0, i)$ – МПФО Чебышева–Лежандра; $Mu(1, i)$ – МПФО Якоби ($a = 2, b = 2$); $Mu(2, i)$ – МПФО Чебышева–Лагерра; $Mu(3, i)$ – МПФО Чебышева–Эрмита

шева–Эрмита обеспечивают более высокие показатели достоверности спектральной модели, что свидетельствует о предпочтительности указанных функций. Следующими по эффективности с точки зрения точности спектральных моделей будут МПФО Чебышева–Якоби, а также их частный случай – МПФО Чебышева–Лежандра (МПФО Якоби при значениях параметров $a = 0, b = 0$).

Выявленные зависимости составляют основу методики обоснования порядка непараметрической модели ИПХ ЭМС в базисах МПФО, обладающей свойствами колебательности. Для того чтобы определить порядок спектральной модели ИПХ ЭМС по информации о значении показателя колебательности, необходимо задаться значениями минимальной КНД, например, $\sigma_{n \min} = 0,05$. Далее для систем с различными $\bar{\mu}_c$ определяется порядок спектральной модели, при котором будет достигнуто минимальное значение КНД, удовлетворяющее условию $\sigma_n \leq \sigma_{n \min}$.

В практике построения моделей ЭМС часто имеется возможность получения достоверных данных о структуре модели, т.е. определены вид системы дифференциальных или интегральных уравнений, передаточной функции и т.д. В этом случае задачу построения модели ограничивают определением параметров модели (коэффициентов уравнений, передаточной функции). В такой постановке задача относится к классу задач параметрической идентификации и, применительно к ЭМС горных машин, ее предлагается решать путем выявления закономерностей, определяющих взаимосвязь между коэффициентами разложения ИПХ ЭМС (компонентов ЭМС) в базисах МПФО и параметрами операторной модели.

На основании (16) с учетом (3) и при использовании свойств интеграла Лапласа для МПФО Чебышева–Лежандра получена следующая формула, определяющая взаимосвязь между коэффициентами разложения ИПХ ЭМС χ_i и значениями передаточной функции:

$$\chi_i = (-1)^n \Gamma(i+1)^2 \sqrt{u(2i+1)} \times$$

$$\times \sum_{k=0}^i \frac{1}{\Gamma(k+1)\Gamma(i-k+1)^2} \times$$

$$\times \sum_{j=0}^k \frac{(-1)^j}{\Gamma(j+1)\Gamma(k-j+1)} W(p) \Big|_{p=u\left(i+\frac{1}{2}-j\right)}, \quad (17)$$

где $W(p)$ – передаточная функция.

На основании аналогичного подхода установлен ряд закономерностей при использовании других, рассматриваемых в работе, базисов МПФО: для МПФО Якоби:

$$\gamma_i = (-1)^{\frac{2i+b}{2}} \sqrt{u\Gamma(a+i+1)\Gamma(i+1)\Gamma(a+b+i+1)(a+b+2i+1)\Gamma(a+i+1)} \times$$

$$\times \sum_{k=0}^i \frac{1}{\Gamma(k+1)\Gamma(i-k+1)\Gamma(a+i-k+1)\Gamma(b+k+1)} \times$$

$$\times \sum_{j=0}^{\left(\frac{2k+b}{2}\right)} \frac{(-1)^j \Gamma\left(k+\frac{1}{2}b+1\right)}{\Gamma(j+1)\Gamma\left(k+\frac{1}{2}b-j+1\right)} W(p) \Big|_{p=\frac{1}{2}u(a+b+2i-2j+1)}, \quad (18)$$

где γ_i – коэффициенты разложения ИПХ в базисе МПФО Якоби; для МПФО Чебышева–Лагерра:

$$\beta_i = \frac{\sqrt{2b\Gamma(i+1)}}{\sqrt{\Gamma(a+i+1)}} \times$$

$$\times \sum_{j=0}^i \frac{\Gamma(i+a+1)}{\Gamma(a+j+1)} \frac{2^j b^j}{\Gamma(j+1)\Gamma(i-j+1)} \left\{ \frac{d^j}{db^j} [W(b)] \right\}, \quad (19)$$

β_i – коэффициенты разложения ИПХ в базисе МПФО Чебышева–Лагерра; для МПФО Чебышева–Эрмита:

$$\theta_i = \frac{\sqrt{u}}{\sqrt{2^i \Gamma(i+1) \sqrt{\pi}}} \times$$

$$\times \sum_{k=0}^{\left[\frac{i}{2}\right]} \frac{(-1)^{i-k} \Gamma(i+1)}{\Gamma(k+1)\Gamma(i-2k+1)} (2u)^{i-2k} \frac{d^{i-2k}}{dr^{i-2k}} [W(r)], \quad (20)$$

где θ_i – коэффициенты разложения функции $Q(t; u, r) = h_\delta(t) e^{\frac{(ur)^2}{2}-r}$; u, r – масштабные параметры.

Формулы (17)–(20) лежат в основе методологического обеспечения выявления взаимосвязи между коэффициентами разложения ИПХ ЭМС в базисах рассматриваемых МПФО и параметрами операторной модели ЭМС [7, 8, 27].

Выводы

1. Использование МПФО Чебышева–Лежандра, Якоби, Чебышева–Лагерра и Чебышева–Эрмита в качестве модельно-проекционных и функциональных оболочек, в базисе которых осуществляются ортогональные спектральные разложения ИПХ, позволяет формировать новый класс достоверных математических моделей физически реализуемых и абсолютно устойчивых ЭМС горных машин.
2. Анализ эффективности использования тех или иных МПФО для построения спектральных моделей ИПХ ЭМС и количественная оценка их достоверности при различных степенях колебательности показали, что МПФО Чебышева–Эрмита и Чебышева–Ле-

жандра являются наиболее предпочтительными для обеспечения высокой точности спектральных моделей. Выявленные зависимости составляют основу методики обоснования порядка непараметрической модели ИПХ ЭМС в базисах МПФО, обладающих свойствами колебательности.

Список литературы

1. **Миновский Ю.П.** Повышение уровня напряжения для питания высокоэнерговооруженных забойных машин // Горные машины и автоматика. 2001. № 8. С. 16–21.
2. **Копылов И.П.** Математическое моделирование электрических машин. М.: Высш. шк., 1987.
3. **Козлов В.Н.** Негладкие операторы и электрические цепи / В.Н. Козлов, К.А. Магомедов. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003.
4. **Докукин А.В., Красников Ю.Д.** Корреляционный анализ нагрузок выемочных машин. М.: Наука, 1969.
5. **Оптимизация привода выемочных машин** / Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин, В.М. Нечаевский и др. Под ред. А.В. Докукина. М.: Недра, 1983.
6. **Бабокин Г.И.** Статистические характеристики нагрузки электропривода выемочного комбайна // Электротехника. 1981. № 2. С. 43–46.
7. **Петров В.Л.** Формирование динамических моделей электромеханических систем горных машин на основе данных экспериментальных исследований // Горные машины и автоматика. 2003. № 4. С. 37–40.
8. **Петров В.Л.** Математическое обеспечение для синтеза алгоритмов идентификации моделей динамических характеристик электромеханических систем горных машин с использованием данных экспериментальных исследований // Обзорение прикладной и промышленной математики. 2005. Т. 12. Вып. 2. С. 467–468.
9. **Бессонов А.А., Загашвили Ю.В., Маркелов А.С.** Методы и средства идентификации динамических объектов. Л.: Энергоатомиздат, 1989.
10. **Солодовников В.В., Дмитриев А.Н., Егупов Н.Д.** Спектральные методы расчета и проектирования систем управления. М.: Машиностроение, 1986.
11. **Петров В.Л.** Идентификация моделей электромеханических систем с использованием спектральных методов анализа в базисах непрерывных ортонормированных функций // Мехатроника, автоматизация, управление. 2003. № 10. С. 29–36.
12. **Гроп Д.** Методы идентификации систем. М.: Мир, 1979.
13. **Дмитриев А.Н., Егупов Н.Д., Шершеналиев Ж.Ш.** Спектральные методы анализа, синтеза и идентификации систем управления. Фрунзе: Илим, 1986.
14. **Катковник В.Я.** Непараметрическая идентификация и сглаживание данных. М.: Наука, 1985.
15. **Клеман Е.Г.** Идентификация входных сигналов в динамических системах // Автоматика и телемеханика. 1999. № 12. С. 3–15.
16. **Методы классической и современной теории автоматического управления. Т. 1. Анализ и статистическая динамика систем автоматического управления** / под ред. Н.Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
17. **Вольтера В.** Теория функционалов, интегральных и интегро-дифференциальных уравнений. М.: Наука, 1982.
18. **Грбаль Л.П.** Применение полиномов Чебышева, ортонормированных на системе равностоящих точек, к решению интегральных уравнений Фредгольма 1-го рода // ДАН, СССР, 1967. Т. 172. № 4.
19. **Wang M.L., Chen K.S., Chou C.K.** Solutions of Integral Equations via Modified Laguerre Polynomials // Int. J. Systems SCI., 1984. V. 15. N. 6. P. 661–672.
20. **Chung H.Y.** System Identification via Fourier Series // Int. J. Systems SCI., 1987. V. 18. N. 6. P. 1191–1194.
21. **Геронимус Я.Л.** Многочлены, ортогональные на окружности и на отрезке. М.: Физматгиз, 1958.
22. **Качмаж С., Штейнгауз Г.** Теория ортогональных рядов. М.: Физматгиз, 1958.
23. **Seré G.** Ортогональные многочлены. М.: Физматгиз, 1962.
24. **Суетин П.К.** Классические ортогональные многочлены. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. 416 с.
25. **Петров В.Л.** Конструирование спектральных моделей линейных динамических систем в базисе ортонормированных функций Чебышева–Лежандра // Обзорение прикладной и промышленной математики. 2004. Т. 11. Вып. 1. С. 133–135.
26. **Петров В.Л.** Конструирование и декомпозиция спектральных моделей линейных динамических систем в ортонормированном функциональном базисе Чебышева–Эрмита // Обзорение прикладной и промышленной математики. 2005. Т. 12. Вып. 4. С. 1059–1061.
27. **Петров В.Л.** Анализ экспериментальных корреляционных функций для формирования модели нагружения привода очистного комбайна // Горный информационный аналитический бюллетень. 2002. № 8. С. 13–15.

Установление рациональной геометрической формы роlikоопор линейных секций мощных ленточных конвейеров

Определено рациональное соотношение боковых и среднего роlikов в целях выравнивания нагрузок на подшипники. Рассмотрены силы, действующие на боковые и средний ролик в активной и пассивной фазах деформированного состояния груза.

Ключевые слова: геометрическая форма, роlikоопора, ширина ленты, подшипники, длина, производительность, площадь сечения, нагрузка, боковой ролик, средний ролик, активное давление, пассивное давление.

V.I. Galkin, A. Shojaatalhosseini, Moscow State Mining University

Establishment of the Rational Geometrical Form Rollers Linear Sections of Powerful Tape Conveyors

The rational parity lateral and an average roller, for the purpose of alignment of loadings on bearings is defined. The forces operating on lateral and an average roller in an active and passive phase of the deformed condition of cargo are considered.

Keywords: the geometrical form, roller, width of a tape, bearings, length, productivity, the section area, loading, a lateral roller, an average roller, active pressure, passive pressure.

В настоящее время наиболее распространенной геометрической формой роlikоопор линейных секций является роlikоопора, состоящая из трех роlikов равной длины и одинаковой комплектации (рис. 1, а). Однако такие роlikоопоры не позволяют максимально использовать ширину ленты по производительности конвейера и не обеспечивают равной нагрузки на подшипники боковых и средних роlikов, так как при выборе подшипников по нагрузкам на средний ролик подшипники боковых роlikов оказываются существенно недогруженными.

Определим рациональное соотношение между длиной среднего и боковых роlikов трехроlikовой опоры, при котором производительность конвейера максимальна, а также соотношения, позволяющие выравнять нагрузки на средний и боковые ролик.

Производительность ленточного конвейера

$$Q = 3600Fv\gamma, \text{ т/ч,}$$

где F – площадь поперечного сечения груза на ленте, м^2 ; v – скорость ленты, м/с ; ρ – насыпная плотность груза, т/м^3 .

Увеличивая при той же ширине ленты площадь F , можно повысить производительность конвейера; особенно существенные прибавки увеличения могут быть получены на мощных ленточных конвейерах с лентой шириной $B = 1800, 2000$ мм и более.

Определим соотношение между заданной рабочей шириной ленты b и длиной среднего ролика $\theta = l_{\text{cp}}/b$, при котором площадь поперечного сечения груза на ленту F максимальна.

Рассмотрим площадь поперечного сечения груза на ленте (рис. 1, а) при роliках равной длины $l_0 = l_{\text{cp}}$.

Груз, лежащий на ленте шириной B , занимает на ней рабочую ширину $b = 0,9B - 0,05$, м. Боковые ролик установлены под углом β . Площадь поперечного сечения груза на ленте F состоит из двух площадей: площади равнобокой трапеции F_2 и сегмента параболы F_1 с углом при основании φ , равным углу естественного откоса груза на движущейся ленте.

Имеем следующие соотношения для геометрических размеров, показанных на рис. 1, а:

$$c = \frac{b - l_{\text{cp}}}{2} = \frac{b - \theta b}{2} = b \left(\frac{1 - \theta}{2} \right),$$

$$H = c \sin \beta = b \left(\frac{1 - \theta}{2} \right) \sin \beta,$$

$$a = l_{\text{cp}} + 2c \cos \beta = \theta b + 2b \left(\frac{1 - \theta}{2} \right) \cos \beta.$$

Величину h определим следующим образом. Принимаем, что огибающая верхней части груза имеет вид параболы, тогда в координатах x, y запишем

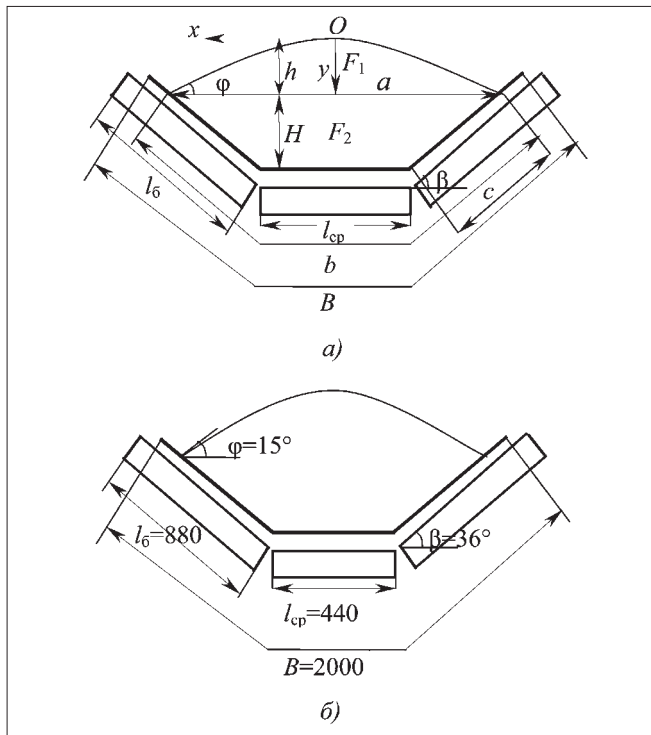


Рис. 1. Геометрическая форма роlikоопор:
 a – с роликами равной длины; b – с укороченным средним роликом

$$y = kx^2,$$

где k – некоторый коэффициент размерностью $[m^{-1}]$.

В соответствии с рис. 1, β угол естественного откоса груза φ равен углу наклона касательной к параболе при $x = a/2$. Тангенс этого угла в некоторой точке кривой есть производная ординаты y в этой точке, т.е.

$$y'|_{x=a/2} = \operatorname{tg}\varphi.$$

Взяв производную, получим

$$y' = 2kx|_{x=a/2} = \operatorname{tg}\varphi$$

или

$$2k \frac{a}{2} = \operatorname{tg}\varphi.$$

Подставляя найденное ранее значение a , запишем

$$k \left[\theta b + 2b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \cos\beta \right] = \operatorname{tg}\varphi,$$

откуда

$$k = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\theta b + 2b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \cos\beta} = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{a}.$$

Величина h определяется при $x = a/2$:

$$h = kx^2 = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{a} \frac{a^2}{4} = \operatorname{tg}\varphi \frac{a}{4}.$$

Перейдем к определению площади фигуры, представленной на рис. 1, a .

Известно, что площадь сегмента, ограниченного параболой и прямой,

$$F_1 = \frac{2}{3} ha,$$

где h и a – величины, найденные выше.

Имеем

$$F_1 = \frac{2}{3} \operatorname{tg}\varphi \frac{a}{4} a = \frac{1}{6} a^2 \operatorname{tg}\varphi.$$

Площадь трапеции F_2 определяем по формуле

$$F_2 = \frac{a + l_{cp}}{2} H.$$

В этом случае

$$F_2 = \frac{1}{2} \left[\theta b + 2b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \cos\beta + \theta b \right] \times \left[b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \sin\beta \right].$$

Суммарная площадь поперечного сечения груза

$$\begin{aligned} F = F_1 + F_2 &= \frac{1}{6} a^2 \operatorname{tg}\varphi + \frac{(a + b\theta)}{2} b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \sin\beta = \\ &= \frac{1}{6} \left[\theta b + 2b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \cos\beta \right]^2 \operatorname{tg}\varphi + \\ &+ \frac{1}{2} \left[\theta b + 2b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \cos\beta + b\theta \right] b \left(\frac{1-\theta}{2} \right) \sin\beta. \end{aligned}$$

С использованием полученной формулы были выполнены расчеты площади поперечного сечения F для угла естественного откоса в движении $\varphi = 15, 20, 25$ и $\beta = 30, 36$ и 45° для лент шириной B от 1000 до 2000 мм при $\theta = 0,2; 0,25; 0,3; 0,35$ и $0,4$. Например, при $\beta = 36^\circ$ и $\varphi = 15^\circ$ максимального значения площадь поперечного сечения достигает при $\theta = 0,25$, т.е. для ленты шириной $B = 2000$ мм средний ролик должен иметь длину $l_{cp} \approx 460$ мм, а боковые – $l_6 \approx 880$ мм (см. рис. 1, б). Если лента допускает установку боковых роликов под углом $\beta = 45^\circ$, то при $\varphi = 15^\circ \theta \approx 0,32$. При этом $l_{cp} \approx 500$ мм и $l_6 \approx 850$ мм.

Далее рассмотрим решение задачи по обоснованию геометрических размеров роlikоопоры, при которых нагрузки на подшипники боковых роликов будут равны нагрузкам на подшипники среднего ролика.

При использовании роlikоопор с тремя роликами равной длины нагрузка на средний ролик составляет примерно 70 % от общей нагрузки на роlikоопору, а

на боковой ролик – около 15 % [1]. Увеличивая длину боковых роликов и уменьшая длину среднего, можно добиться выравнивания нагрузок на подшипники роликов.

В этом случае для среднего ролика могут быть приняты подшипники с меньшим коэффициентом грузоподъемности, а следовательно, и более дешевые. Кроме того, как показано выше, изменение геометрической формы роликостопы путем изменения длины среднего и боковых роликов приводит к увеличению производительности конвейера и улучшению некоторых его технико-экономических показателей.

Определим соотношение длин бокового l_b и среднего l_{cp} роликов при заданной геометрической ширине конвейерной ленты B (рабочая ширина b), при которой нагрузка на подшипники среднего ролика близка к нагрузке на нижний подшипник бокового ролика (см. рис. 1, б).

Ленточный конвейер транспортирует насыпной груз, для которого справедлива теория сыпучих сред. При движении совместно с лентой конвейера груз находится в двух фазах: активной и пассивной, причем пассивная фаза возникает после активной, когда груз примерно в середине пролета между роликостопами начинает сжиматься лентой. Максимальное сжатие груза происходит на роликостопе, где пассивное давление достигает также максимального значения. Следовательно, для определения нагрузок на ролики и подшипники необходимо описать максимальную пассивную фазу.

При анализе деформированного состояния груза необходимо рассматривать равновесие некоторых тел. Считая, что все поверхности, ограничивающие эти тела, являются плоскостями, можно рассматривать равновесие сечений этих тел, в частности, треугольников. В этом случае все силы, участвующие в расчетах, являются удельными, т.е. приходящимися на единицу длины. В данном расчете примем форму верхней части груза треугольной с углом при основании φ .

Рассмотрим активную фазу. В этой фазе активную работу совершают силы тяжести некоторой части груза, которым препятствуют силы внутреннего трения.

На рис. 2 показаны сечения боковой призмы насыпного груза в этой фазе.

Площадь треугольника OBC

$$S = \frac{1}{2} BOh = \frac{1}{2} \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \frac{\operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\Omega}{\operatorname{tg}\gamma + \operatorname{tg}\Omega}$$

и вес этой призмы (на единицу длины конвейера)

$$G_{OBC} = g\rho S = \frac{1}{2} g\rho \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \frac{\operatorname{tg}\gamma \operatorname{tg}\Omega}{\operatorname{tg}\gamma + \operatorname{tg}\Omega}.$$

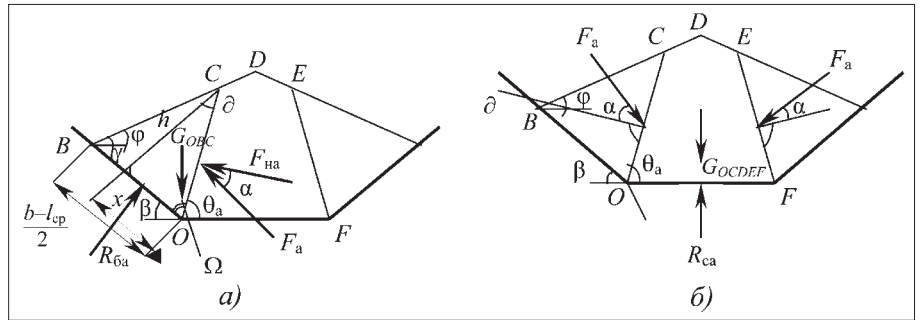


Рис. 2. Схема действия сил в активной фазе:
а – на боковые ролики; б – на средний ролик

Выполняя преобразования, получим выражения для реакции бокового ролика:

$$R_{ба} = \frac{1}{4} g\rho \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \xi_a^2,$$

где b – рабочая ширина ленты; l_{cp} – длина среднего ролика; ξ_a – коэффициент активного давления, равный:

$$\xi_a = \frac{\sin(\beta + \alpha)}{\sqrt{\sin\beta + \frac{\sin\alpha \sin(\alpha - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)}}}.$$

Угол α является углом внутреннего трения и определяется из соотношения

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{F'_{тр}}{F_{на}}.$$

Точка приложения реакции $R_{ба}$ равна одной трети расстояния $0,5(b-l_{cp})$ от точки O .

Силы, действующие на средний ролик в активной фазе, следующие (см. рис. 2, б): G_{OCDEF} – вес призмы с основанием в виде пятиугольника; $R_{са}$ – реакция средней части ленты, направленная перпендикулярно линии OF ; F_a – силы давления со стороны боковых частей груза, направленных вниз под углом к нормали линии скольжения OC , определяемые из соотношения:

$$F_a = R_{ба} \frac{\sin\beta}{\sin(\theta - \varphi)}.$$

Реакция $R_{са} = G_{OCDEF} + 2(G_{OBC} - R_{ба} \cos\beta)$.

Вес призмы с основанием пятиугольника $OCDEF$

$$G_{OCDEF} = \rho g S,$$

где S – площадь пятиугольника $OCDEF$,

$$S = \left[\left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \cos\beta + \frac{b-l_{cp}}{2} l_{cp} \right] \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos\varphi} + \frac{1}{4} l_{cp}^2 \operatorname{tg}\varphi.$$

Учитывая выражение для силы F_a , полученное выше, запишем

$$R_{ca} = \frac{1}{2} \rho g \left\{ \left[\left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \cos\beta + \frac{b-l_{cp}}{2} l_{cp} \right] \frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta} + \frac{1}{4} l_{cp}^2 \operatorname{tg}\varphi \right\} - 2 \left[G_{OBC} \frac{1}{4} g \rho \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \xi_a^2 \cos\beta \right].$$

Таким образом, рассчитываются силы, действующие на боковые и среднюю части ленты в активной фазе. Однако выше отмечалось, что на ролики действуют нагрузки, определяемые пассивным состоянием груза.

Реакция $R_{6п}$ бокового ролика (рис. 3, а) в пассивной фазе определяется из выражения

$$R_{6п} + G_{OBC} + F_n = 0.$$

Выполняя преобразования, аналогичные приведенным выше, получим

$$R_{6п} = \frac{1}{4} g \rho \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \xi_n^2,$$

где ξ_n — коэффициент пассивного давления, равный:

$$\xi_n = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sqrt{\sin\beta - \frac{\sin\alpha \sin(\alpha+\varphi)}{\sin(\beta+\varphi)}}}.$$

Выражение для реакции R_{cp} (см. рис. 3, б) запишем в виде

$$R_{cp} = \frac{1}{2} \rho g \left\{ \left[\left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \cos\beta + \frac{b-l_{cp}}{2} l_{cp} \right] \frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta} + \frac{1}{4} l_{cp}^2 \operatorname{tg}\varphi \right\} - 2 \frac{1}{4} g \rho \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right)^2 \xi_n^2 \cos\beta.$$

Силы $R_{6п}$ и R_{cp} используем для дальнейшего анализа.

Введем, как это сделано выше, коэффициент

$\theta = \frac{l_{\sigma}}{b}$, тогда $l_{\sigma} = \theta b$ и формулы для $R_{6п}$ и R_{cp} будут иметь вид:

$$R_{6п} = \frac{1}{4} g \rho \left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \xi_n^2,$$

$$R_{cp} = \frac{1}{2} \rho g \left\{ \left[\left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \cos\beta + \frac{b-\theta b}{2} l_{cp} \right] \frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta} + \frac{1}{4} (\theta b)^2 \operatorname{tg}\varphi \right\} - 2 \frac{1}{4} g \rho \left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \xi_n^2 \cos\beta.$$

Определим силы, действующие на подшипники боковых и среднего роликов.

Первоначально отметим, что сила $R_{6п}$, как и сила R_{6a} , приложена на расстоянии, равном $\frac{1}{3} \left(\frac{b-l_{cp}}{2} \right) = \frac{1}{3} \left(\frac{b-\theta b}{2} \right)$ от точки О (см. рис. 2, а, и 3, а).

В этом случае силы P_0 и P_B равны соответственно:

$$P_0 = \frac{2}{3} R_{6п}; \quad P_B = \frac{1}{3} R_{6п}.$$

Сила R_{cp} приложена в центре среднего ролика, поэтому

$$P_1 = P_2 = \frac{1}{2} R_{cp}.$$

Кроме сил $R_{6п}$ и R_{cp} на подшипники действуют равномерно распределенные по длине ролика силы от веса ленты и веса вращающихся частей роликов. Заменяем эти распределенные силы сосредоточенными силами P_n и P_p :

на средний ролик действуют силы $P_{cn} = h_{л\rho_l} g \theta b$, $P_{cp} = q_0 \theta b$;

на боковой ролик — $P_{6п} = h_{л\rho_l} g \left(\frac{1-\theta}{2} \right) b \cos\beta$,

$P_{6р} = q_0 \left(\frac{1-\theta}{2} \right) b \cos\beta$,

где $h_{л}$ — толщина ленты; ρ_l — плотность материала ленты, $\delta_l \approx 1,2 \text{ т/м}^3$; q_0 — условная плотность ролика: $q_0 = G_p/l_{po}$, здесь G_p — масса вращающихся частей ролика; l_{po} — длина ролика.

Таким образом, сила, действующая на каждый подшипник среднего ролика

$$P_{c\sigma} = \frac{1}{2} (P_{cn} + P_{cp} + P_{cp});$$

на нижний подшипник бокового ролика

$$P_{6\sigma} = \frac{2}{3} P_{6п} + \frac{1}{2} (P_{6л} + P_{6р}).$$

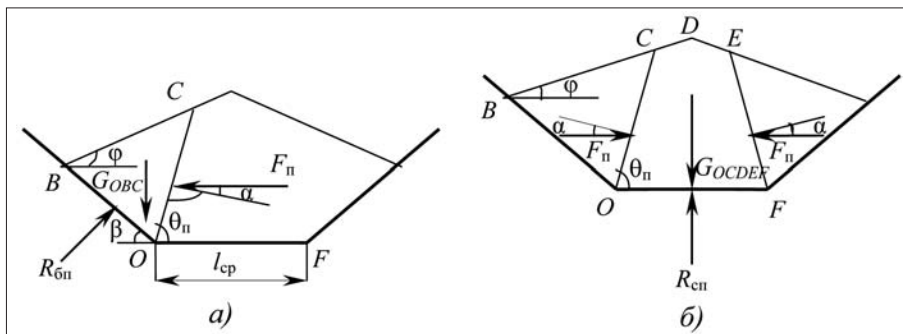


Рис. 3. Схема действия сил в пассивной фазе: а — на боковые ролики; б — на средний ролик

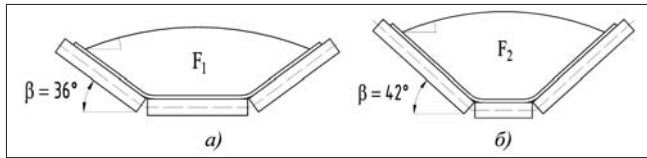


Рис. 4. Конструкция роликкоопор с одинаковыми роликами (а) и предлагаемая конструкция роликкоопор (б)

В соответствии с постановкой задачи необходимо, чтобы сила, действующая на подшипник среднего ролика, была равна силе, действующей на нижний подшипник бокового ролика в пассивной фазе, т.е.

$$P_{сз} = P_{бз},$$

или, подставляя значения сил $P_{сн}$ и $P_{бн}$, получим

$$P_{сз} = P_{бз} = \frac{1}{4} \rho \left\{ \left[\left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \cos \beta + \frac{b-\theta b}{2} l_p \right] \frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos \beta} + \frac{1}{4} (\theta b)^2 \operatorname{tg} \varphi \right\} - \left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \xi_{н}^2 \cos \beta + \frac{1}{2} h_{л} \rho_{л} b + \frac{1}{2} q_0 \theta b = \frac{2}{3} \frac{1}{4} \rho \left(\frac{b-\theta b}{2} \right)^2 \xi_{н}^2 + \frac{1}{2} \left(h_{л} \rho_{л} \left(\frac{1-\theta}{2} \right) b \cos \beta + q_0 \left(\frac{1-\theta}{2} \right) b \cos \beta \right).$$

Решение последнего уравнения позволило определить величину θ , обеспечивающую выполнение поставленного выше условия равенства сил $P_{сз} = P_{бз}$. Так, для конвейера с лентой шириной 2000 мм это значение близко к 0,3.

Таким образом, для конвейера с лентой шириной $B = 2000$ мм принимая роликкоопоры с длиной среднего ролика $l_{ср} = 530$ мм и $l_6 \cong 900$ мм, можно одновременно повысить производительность конвейера примерно на 5...7 % (что при скорости $v = 5$ м/с и $\rho = 2,0$ т/м³ составит около 1200 т/ч) и, выравнявая нагрузки на подшипники роликов, снизить их коэффициент грузоподъемности.

На рис. 4, а изображена широко распространенная в настоящее время роликкоопора с тремя роликами равной длины и углом наклона боковых роликов 36°; на рис. 4, б – роликкоопора, рекомендуемая к применению на мощных ленточных конвейерах; конвейер, оборудованный такими роликкоопорами, имеет более высокие технико-экономические показатели. При установке подобных роликкоопор необходимо применять ленты, допускающие изгибы до 45°, так как в противном случае возможно быстрое разрушение места изгиба.

Список литературы

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточного конвейера. М.: Машиностроение, 1978. С. 23–35.

УДК 622.684

А.А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., Д.В. Стенин, канд. техн. наук, доц., С.Г. Костюк, канд. техн. наук, Н.А. Стенина, инж., КузГТУ, г. Кемерово

Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на себестоимость транспортирования горной массы

Приведены результаты исследований, выполненных в целях снижения себестоимости транспортирования горной массы за счет уменьшения динамических напряжений в несущей системе карьерных автосамосвалов. Получена зависимость себестоимости от степени загрузки автосамосвалов.

Ключевые слова: степень загрузки автосамосвалов, производительность, ресурс автосамосвалов, себестоимость перевозок.

A.A. Khoreshok, D.V. Stenin, S.G. Kostyuk, N.A. Stenina, Kuzbass State Technical University

Influence of a Degree of Loading of Career Autodumpers on the Cost Price of Transportation of Mountain Weight

Results of the researches executed with a view of decrease of the cost price of transportation of mountain weight due to reduction of dynamic pressure in bearing system of career autodumpers are resulted. Dependence of the cost price on a degree of loading of autodumpers is received.

Keywords: a degree of loading of autodumpers, productivity, a resource of autodumpers, the cost price of transportations.

Одним из направлений повышения эффективности использования экскаваторно-автомобильных комплексов (ЭАК) является совершенствование организа-

ции процесса погрузки горной массы. Основными показателями качества работы ЭАК являются производительность и себестоимость транспортного процесса [1].

Одним из основных условий достижения максимальной производительности экскаваторов и автомобилей является согласованная их работа. На работу ЭАК оказывают влияние многие факторы. При изучении их влияния на производительность могут быть применены:

- теоретические зависимости, что дает несколько завышенные результаты, так как не учитывает вероятностный характер процесса;

- экспериментальные методы получения данных о режимах работы в различных условиях и затем обработка их с помощью методов математической статистики и получение регрессионных зависимостей. Такой подход отличается достаточной точностью результатов, однако проведение натуральных экспериментов требует достаточно больших материальных и временных затрат, а полученные регрессионные функции применимы только в горно-технических условиях, типичных для данного карьера;

- имитационное моделирование с помощью вычислительной техники, что позволяет оценивать влияние как на производительность каждого фактора в отдельности, так и комплекса факторов в целом.

Высокая стоимость автосамосвалов и значительные эксплуатационные затраты вызывают необходимость изыскания путей рационального их использования на разрезах, так как с увеличением грузоподъемности автосамосвалов возрастают требования как к повышению уровня их конструкции, в основном к надежности и ремонтпригодности, так и к уровню эксплуатации. Одним из путей интенсификации применения автотранспорта является рациональная организация работы автомобилей на разрезе. Таким образом, процесс технического перевооружения предопределяет необходимость не только физической замены одного типа автомобилей на другой, но и корректировки существующих на разрезе технологических решений, а также создания условий, позволяющих максимально использовать возможности новой техники. Данный процесс должен сопровождаться изысканием соответствующих технологий их применения в различных горно-геологических условиях.

Зависимость производительности карьерных автосамосвалов от степени их загрузки, влияющей и на величину динамических напряжений, носит параболический характер [2]. Однако, наряду с производительностью, важнейшим показателем эффективности использования карьерного автотранспорта является себестоимость транспортирования горной массы. Поэтому при определении рациональной степени загрузки этот показатель обязательно должен учитываться.

Степень загрузки автосамосвалов оказывает неоднозначное влияние на себестоимость перевозок. С одной стороны, если принять эксплуатационные затраты неизменными, тогда с увеличением степени загрузки за счет повышения производительности себестоимость перевозок будет снижаться. С другой стороны, увеличение степени загрузки приводит к повышению расхода топлива, смазочных материалов, к снижению ресурса крупногабаритных шин и опорных металлокон-

струкций, увеличению простоев автосамосвалов в техническом обслуживании и ремонте, более быстрому износу парка автосамосвалов, и значит, к увеличению эксплуатационных расходов по соответствующим статьям. Таким образом, суммарные эксплуатационные затраты с ростом загрузки будут увеличиваться.

Таким образом, условие выбора оптимальной степени загрузки запишется в виде

$$(S_{\text{ткм}} = \min) \rightarrow C_3 = \text{opt}, \quad (1)$$

где $S_{\text{ткм}}$ – себестоимость 1 т·км транспортной работы (далее себестоимость).

То есть оптимальная степень загрузки автосамосвала будет соответствовать минимальной величине $S_{\text{ткм}}$.

Себестоимость перевозок определяется по формуле:

$$S_{\text{ткм}} = \frac{Z_{\text{пер}}}{W_{\text{ткм}}} + \frac{Z_{\text{пост}}}{W_{\text{ткм}}} + \frac{Z_{\text{пр}}}{l_{\text{ег}}} + Z_{\text{д}}, \quad (2)$$

где $Z_{\text{пер}}$, $Z_{\text{пост}}$ – соответственно переменные и постоянные затраты на перевозку, руб./год; $Z_{\text{пр}}$ – затраты, связанные с работами по погрузке и разгрузке 1 т горной массы, руб./т; $Z_{\text{д}}$ – эксплуатационные затраты на содержание 1 км карьерной автодороги, руб./км; $W_{\text{ткм}}$ – производительность карьерных автосамосвалов, т·км/год; $l_{\text{ег}}$ – длина одной ездки автосамосвала с грузом, км.

Из формулы (2) видно, что третьи и четвертые слагаемые себестоимости не зависят от степени загрузки карьерных автосамосвалов, они в данном случае являются постоянными, и значит, не будут оказывать влияния на величину рациональной степени загрузки. Следовательно, для решения задачи исходная формула будет иметь вид:

$$S_{\text{ткм}} = \frac{Z_{\text{пер}} + Z_{\text{пост}}}{W_{\text{ткм}}}, \quad (3)$$

$$W_{\text{ткм}} = \frac{ml_{\text{ег}}}{\frac{l_{\text{ег}}}{v_{\text{т}}} + T_{\text{пр}}}, \quad \text{т·км/год}, \quad (4)$$

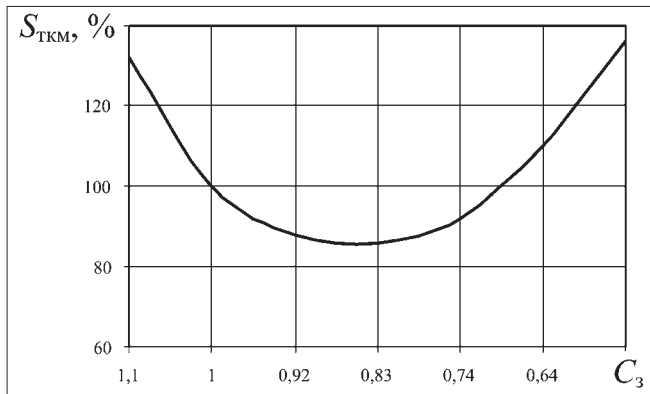
где m – фактическая масса груза в кузове автосамосвала, т; $v_{\text{т}}$ – техническая скорость движения, км/ч; $T_{\text{пр}}$ – продолжительность простоя автосамосвала в течение одного рейса, ч; β – коэффициент использования пробега.

Далее необходимо рассмотреть все составляющие затрат, представленных в формуле (3), и их взаимосвязь со степенью загрузки карьерных автосамосвалов

$$Z_{\text{пер}} = Z_{\text{т}} + Z_{\text{см}} + Z_{\text{ш}} + Z_{\text{то,р}}, \quad (5)$$

где $Z_{\text{т}}$, $Z_{\text{см}}$, $Z_{\text{ш}}$, $Z_{\text{то,р}}$ – затраты соответственно на топливо, смазочные материалы, шины, проведение технического обслуживания и ремонта, руб./год

$$Z_{\text{пост}} = 3П_{\text{вод}} + НР, \quad (6)$$



Зависимость себестоимости транспортирования $S_{ТКМ}$ горной массы от степени загрузки карьерных автосамосвалов C_3

где $Z_{вод}$ – заработная плата водителей, руб./год; HP – накладные расходы, руб./год.

Так как накладные расходы составляют 3,35 % от затрат переменных, то постоянные затраты прямо пропорционально зависят от переменных и не влияют на величину рациональной степени загрузки автосамосвала. Поэтому наибольший интерес, в данном случае, представляет влияние на степень загрузки именно переменных затрат.

Все составляющие, входящие в формулу (5), зависят от массы груза в кузове автосамосвала, а следовательно, и от степени загрузки автосамосвалов и оказывают влияние на себестоимость транспортирования горной массы.

Как показывают расчеты, при увеличении степени загрузки автосамосвалов до определенного значения переменные затраты увеличиваются, но одновремен-

но с этим возрастает и производительность, что влечет за собой снижение себестоимости. При дальнейшем увеличении массы груза в кузове автосамосвала рост затрат становится более интенсивным, что влечет за собой рост себестоимости.

Таким образом, зависимость себестоимости транспортирования от степени загрузки автосамосвала носит параболический характер, а значит, имеет экстремум, при котором себестоимость минимальная (см. рисунок).

Представленная на рисунке зависимость получена для автосамосвала БелАЗ-7513 при эксплуатации в определенных условиях. При изменении условий эксплуатации минимальное значение себестоимости будет при других значениях степени загрузки. Для наглядности изменение себестоимости при различной степени загрузки оценивается в процентах. При этом за 100 % принято значение себестоимости при номинальной грузоподъемности автосамосвала.

Таким образом, при снижении степени загрузки автосамосвала до 0,83...0,9 (в данном примере) себестоимость транспортирования уменьшилась на 12...14 %.

Список литературы

1. **Васильев М.В.** Транспортные процессы и оборудование на карьерах / М.В. Васильев // М.: Недра, 1986. 240 с.
2. **Хорешок А.А.** Влияние степени загрузки карьерных автосамосвалов на их производительность / А.А. Хорешок, Д.В. Стенин // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 2. С. 28–30.
3. **Зырянов Н.В.** Методика определения влияния условий эксплуатации на долговечность конструкций карьерных автосамосвалов // Цветная металлургия. 1994. № 4–5. С. 22–23.

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

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

Сдано в набор 19.01.09 г. Подписано в печать 06.03.09 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 8,61. Заказ 136. Цена свободная.

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

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