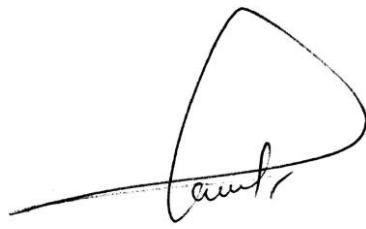


На правах рукописи



Клементьева Инна Николаевна

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ТРАНСМИССИИ ПРИВОДА ШНЕКА ОЧИСТНОГО
КОМБАЙНА**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук**

Москва 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».

Научный руководитель: кандидат технических наук, профессор
Еленкин Владимир Федорович

Официальные оппоненты: **Поляков Андрей Вячеславович**
доктор технических наук, ФГБОУ ВПО Тульский государственный университет (ТулГУ), кафедра аэрологии, охраны труда и окружающей среды, доцент

Фомичев Алексей Дмитриевич

кандидат технических наук, «Скуратовский опытно-экспериментальный завод» (ООО), конструкторско-технологический отдел, конструктор

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева», г. Кемерово

Защита состоится **«29» декабря 2015 г. в 12 часов** на заседании диссертационного совета **Д212.132.15** при ФГАОУ ВПО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» и на сайте <http://misis.ru>.

Автореферат разослан « » 2015 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета
канд. техн. наук, профессор

ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Правительством РФ принята «Энергетическая стратегия России на период до 2030 г.» и утверждена 21.06.2014 г. «Долгосрочная программа развития угольной промышленности до 2030 г.», в которых планируется увеличение добычи угля до 430 млн. тонн. Одной из важнейших задач, решение которой будет способствовать увеличению добычи угля до запланированных объемов, является, в частности, совершенствование существующего и разработка нового очистного и горнопроходческого оборудования.

Существующие технологии подземной добычи угля позволяют добывать уголь, практически не нарушая поверхности земли и ее экологии. В будущем подземному способу добычи угля не будет альтернативы. В ближайшие 10 – 15 лет добыча угля будет производиться на пластах средней мощности и мощных пластах, где комбайновый способ добычи станет превалирующим как по объему добычи, так и по качеству добываемого угля. Подземный способ добычи угля в настоящее время ориентирован на использование очистных механизированных комплексов, в которых очистной комбайн выполняет основную функцию – резание угля и его погрузку на забойный конвейер. От совершенства конструкции очистного комбайна зависит эффективность и экономичность подземной выемки угля. В забое около 70% энергии, расходуемой на добычу угля, связано с работой очистного комбайна.

Длительный опыт проектирования очистных комбайнов и их эксплуатации на угольных шахтах РФ показал их недостаточно высокую производительность при выемке угля в сложных горно-геологических условиях. Это объясняется тем, что современные методики расчета трансмиссий приводов шнеков не позволяют количественно установить влияние на уровень производительности комбайна динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушающегося угля.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода шнеков

очистного комбайна является **актуальной научной задачей**.

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов очистных комбайнов при заданных характеристиках угля и параметрах отработки пласта нашли широкое отражение в научных трудах докторов технических наук чл.-корр. АН СССР Докукина А.В., профессоров Солода В.И., Красникова Ю.Д., Бреннера В.А., Горбатова П.А. и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути повышения производительности горных машин за счет снижения динамических нагрузок в их металлоконструкциях и приводах.

Однако сегодня в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния на уровень производительности комбайна динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушающегося угля.

В связи с этим исследования, направленные на обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнеков очистного комбайна, по-прежнему остаются актуальными.

Целью работы является обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при гармонических колебаниях амплитуды его движущего момента в заданном частотном спектре.

Основная идея работы заключается в снижении момента трения на шнековых исполнительных органах об угольный массив за счет оснащения их приводов центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований нагрузок и динамических параметров трансмиссий приводов шнеков и механизма перемещения очистного комбайна и влияния

вынужденных гармонических колебаний движущего момента шнека при его взаимодействии в зоне фрикционного контакта с угольным пластом;

- **установлением** основных кинематических и силовых параметров приводов вращения шнеков и перемещения очистного комбайна;
- **установлением зависимостей** снижения момента трения при действии на шнек очистного комбайна колебаний его движущего момента от эффективного коэффициента сухого трения и высоты слоя разрушающегося угля;
- **разработкой** принципиальной схемы и математического аналога центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента привода шнека очистного комбайна;
- **разработкой** многопараметрической математической модели отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, учитывающей влияние на уровень его весовой удельной производительности характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых и динамических параметров приводов шнеков;
- **моделированием** многопараметрической математической модели отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном;
- **установлением** особенностей и схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом;
- **установлением** зависимости снижения момента трения при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зоне фрикционного контакта при одновременной выемке угольного пласта опережающим и отстающим шнеками;
- **разработкой** трех массной эквивалентной динамической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна
- **моделированием** (интегрированием уравнений движения элементов трансмиссии) привода шнеков очистного комбайна в процессе их взаимодействия с угольным пластом с учетом виброреологического эффекта.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- многопараметрическая математическая модель отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, учитывающая влияние на уровень его весовой удельной производительности характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических, силовых, динамических и виброреологических параметров взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта в заданном спектре физико-механических свойств разрушающегося угля;
- максимальное снижение момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента может быть достигнуто только при минимальной величине отношения относительной к тангенциальной скорости вращения шнеков.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач исследований. Научные положения, выводы и рекомендации обоснованы достаточным объемом **аналитических исследований**, базирующихся на апробированных положениях теоретической механики и математического моделирования. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнена моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD составила по амплитуде колебаний шнека не более 8 %, а по вынужденным и собственным частотам не более 0,5 %.

Научное значение работы заключается в установлении:

- зависимости эффективного коэффициента трения и снижения момента трения (в процентах) в зоне фрикционного контакта витков шнека с угольным пластом от угла сдвига фазы между нормальной и тангенциальной скоростью вращения шнеков и от отношения последних;
- зависимости изменения весовой удельной производительности двух шнекового очистного комбайна при отработке им угольного пласта от характеристик забоя, физико-механических свойств угля, конструктивных, кинематических,

силовых и динамических параметров приводов шнеков;

- изменения структуры трех массной эквивалентной динамической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна от амплитуды и частоты гармонических колебаний движущего момента в заданном спектре.

Научная новизна состоит в:

- **установлении** кинематических особенностей процесса взаимодействия вооружения опережающего и отстающего шнеков очистного комбайна с угольным пластом;
- **обосновании** рационального отношения скорости скольжения шнека очистного комбайна к тангенциальной скорости его вращения при выемке крепких и хрупких, связных и пластичных углей при действии гармонических колебаний движущего момента;
- **разработке** математической модели электромеханической системы привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента с учетом взаимодействия шнека с угольным массивом в зоне фрикционного контакта;
- **моделировании** процесса динамического взаимодействия шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта с угольным массивом.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- **методики и программного обеспечения** для моделирования и расчета рациональных динамических параметров трансмиссии их приводов.
- **принципиальной схемы** центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента шнеков очистного комбайна;

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках 2015–16гг. ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» на контрактной основе с ОАО «СУЭК» приняты следующие результаты работы:

- **технические требования** на создание трансмиссии блока привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента;

- инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров трансмиссии привода шнека комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента;
- программное обеспечение для моделирования динамических характеристик трансмиссии привода шнека комбайна в режиме номинального нагружения.

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: Международных научных симпозиумах «Неделя Горняка» – в 2010, 2011, 2012, 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС»), Москва; на 9–ой Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН); на Международной научно–практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития» – в 2013г. (г. Тамбов); на Международной научно–технической конференции «Современные техника и технологии горно–металлургической отрасли и пути их развития» – в 2013 г. (Республика Узбекистан, г. Навои); на научных семинарах кафедры «Горные машины и оборудование» 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС»), г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано десять работ, три из них опубликованы в изданиях, входящих в перечень рецензируемых журналов, утвержденных ВАК Минобрнауки России.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников информации из 116 наименований, приложения, включает 50 рисунков и 5 таблиц.

Основное содержание работы.

Во введении обоснована актуальность и степень научной разработанности темы исследования, сформулированы цель, основная идея работы, задачи исследования, основные научные положения и новизна, а также практическое значение работы.

В первой главе выполнен анализ опыта эксплуатации очистных комбайнов и анализ работы ведущих предприятий по подземной добыче угля, который

показал, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями очистных комплексов в Российской Федерации будут являться угольные шахты Кузнецкого, Печорского, Минусинского, Иркутского и Южно-Якутского угольных бассейнов.

Мировой опыт свидетельствует, что подземная выемка угля только до 40 – 60 % запасов с оставлением поддерживающих целиков во многом упрощает подземную угледобычу, особенно на пластах мощностью 1,5 м и выше, и делает ее в несколько раз экономичнее и безопаснее. Производительность труда растет в 2 – 4 раза. При этом необходимы принципиально новые решения по вскрытию пластов с целью резкого сокращения сети подземных выработок. В частности, действительным членом АН СССР Ржевским В.В. предложен способ разработки эксплуатационными блоками и новая технология и техника для очистных работ. Такая мера резко сократит сроки окупаемости капитальных затрат и эксплуатационные затраты на добычу угля, что соответствует выполнению требований Указа Президента РФ от 07.05.2012 №596 «О долгосрочной государственной политике», предусматривающей повышение технического уровня горного оборудования, позволяющего резко увеличить производительность труда.

Изучению и совершенствованию конструкций горных машин посвящены научные работы ряда организаций и предприятий, среди которых можно отметить ИГД им. Скочинского, Гипроуглемаш, Донгипроуглемаш, ПНИУИ, ДонУГИ, Горловский машзавод им. С.М. Кирова, МГГУ, ТулГУ, КузПИ. Значительный вклад в эту область горного машиностроения в разное время внесли: чл. – корр. АН СССР Докукин А.В.; Топчиев А.В.; действительный член НАН Потураев В.Н.; доктора технических наук: Берман В.М.; Бреннер В.А.; Гетопанов В.Н.; Горбатов П.А.; Гребенкин С.С.; Гуляев В.Г.; Кантович Л.И.; Козлов С.В.; Красников Ю.Д.; Мышильев Б.К.; Позин Е.З.; Рачек В.М.; Рогов А.Я.; Семенча П.В.; Сидоров П.Г.; Солод В.И.; Солод С.В.; Ушаков Л.С.; Франчук В.П.; кандидаты технических наук Клорикьян С.Х.; Старичнев В.В.; инженер Чуденков В.И. и многие другие.

В работах отечественных организаций, предприятий, ученых и конструкторов сформулированы общая теоретическая и методологическая проблемы, которые предопределяют задачи ближайших исследований для

целенаправленного обоснования и выбора динамических параметров трансмиссий проводов шнеков очистного комбайна.

В свою очередь, выполненный нами анализ современного состояния конструкций и перспектив развития очистных комбайнов показал, что:

- оптимальными по компоновке являются двух шнековые очистные комбайны с расположением шнеков с индивидуальным электрическим приводом по концам корпуса и электрической бесцепной системой подачи с частотным регулированием скорости;
- двух шнековые очистные комбайны с оптимальной компоновкой практически не имеют ограничения по энерговооруженности до 1000 кВт/т;
- целесообразно повышать их энерговооруженность с учетом резервирования от 15 до 30% мощности их приводов.

На основе анализа состояния проблемы сформулированы цель, идея и задачи исследований, приведенные в общей характеристике работы и свидетельствующие об их актуальности.

Вторая глава посвящена установлению закономерностей формирования сил сопротивления на шнековых исполнительных органах очистного комбайна. Анализ процесса выемки угля показал, что к его кинематическим особенностям следует отнести: 1 – работу очистного комбайна по членковой схеме, причем при смене направления его движения опережающий начинает выполнять функции отстающего шнека, а отстающий опережающего. Поскольку шнеки комбайна имеют строго заданное направление вращения, то отбитый уголь располагается определенным образом в зависимости от совпадения или несовпадения направления вращения шнекового исполнительного органа и направления движения комбайна по лаве; 2 – форму траекторий движения режущих элементов шнеков комбайна, которые представляют собой идентичные удлиненные циклоиды (трохоиды), расположенные в плоскости вращения шнека, которые аналитически можно представить системой параметрических уравнений (см. рис. 1); 3 – величину угла контакта – φ_0 витков шнека со слоем угля всегда равную – π у опережающего шнека и определяемую в зависимости от отношения высоты вынимаемого слоя угля – h к диаметру – D у отстающего шнека $\varphi_0 = \arccos(1 - 2h/D)$, рад (1); 4 – величину угловой координаты реакции

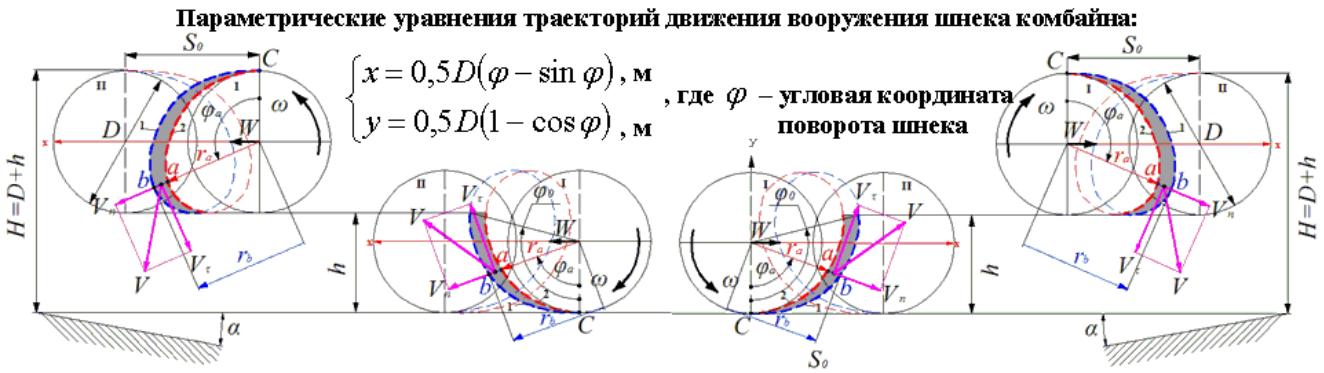


Рисунок 1 – Кинематические особенности процесса выемки угля

слоя разрушающегося угля – φ_a (угловую координату «центра тяжести» вертикального сечения стружки) всегда равную $-2\pi/3$ у опережающего шнека и определяемую как $2/3$ от величины угла контакта – φ_0 у отстающего шнека; 5 – **максимальное и минимальное число витков у трех заходного шнека ($z=3$), разрушающих угольный массив**, у опережающего всегда равное $z_{on\max}=1,5$ и $z_{on\min}=1,0$ соответственно, а у отстающего – $z_{om\max}=1,0$ и $z_{om\min}=0$ соответственно с частотой входа (выхода) – f_z винтовых линий шнека в забой (из забоя) составляющей: $f_z=z\omega/2\pi$, Гц, (2) где ω – скорость вращения шнека, рад/с.

Установлено, что: 1 – амплитуда колебаний суммарного сечения горизонтальных стружек – $S_{\Sigma i}$, срезаемых вооружением шнеков $S_{\Sigma i}=0,5k_s(z_{\max}-z_{\min})f(k_h)$, м² (3) при максимальной скорости движения очистного комбайна вдоль угольного пласта – W_{\max} , при всех других равных условиях определяется только числом витков шнека – z_i , контактирующих с угольным пластом $z_i=ent[(z/2\pi)\cdot\arccos(1-2h/D)]$, ед (4) и величиной отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения, равной π^{-1} – для опережающего и $h/D\varphi_0$ – для отстающего шнека; 2 – безразмерный функционал $f(k_h)$ – величина отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения у отстающего шнека комбайна, равная $f(k_h)=k_h/\arccos(1-2k_h)$, (5) нелинейно возрастает от нулевого до максимального значения $h/D\varphi_0=0,361$ и нелинейно убывает от максимального значения до величины $h/D\varphi_0=0,318$ (см. рис. 2); 3 – максимальная скорость движения очистного комбайна вдоль

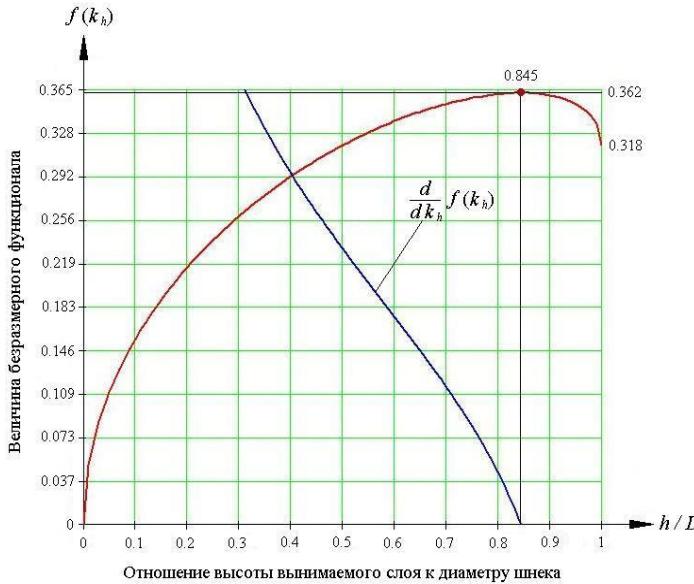


Рисунок 2 – Зависимость величины безразмерного функционала – $f(k_h)$ от отношения – k_h высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека ($k_h = h / D$, $0 \leq k_h \leq 1$).

угольного пласта – W_{\max} должна определяться при условии, что за один оборот опережающего шнека его подача – S_0 позволит при радиальном вылете резца в 0,09 м

обеспечить глубину – h резания размерный коэффициент пропорциональности $k_s = (4\pi B / \cos \alpha_1) W / \omega$, м^2 (6); безразмерный коэффициент $k_h = h / D$, $0 \leq k_h \leq 1$ (7); B – ширина захвата шнека, м; α_1 – угол подъема винтовых линий шнека, рад.

Аналитически получены зависимости моментов сопротивления вращению при выемке угля на опережающем – M_{on} и отстающем – M_{om} шнеке от характеристик забоя – D , h , прочности угля – σ , конструктивных – B , α_1 , кинематических параметров – W , ω , коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи (БСП) очистного комбайна – k и коэффициента динамичности привода шнека – k_o :

$$M_{on} = \Omega_M k k_o f(k_h = 1) \left[\frac{z_{on\max} + z_{on\min}}{2} + \left(\frac{z_{on\max} - z_{on\min}}{2} \right) \sin \omega t \right], \text{Нм} \quad (8)$$

$$M_{om} = \Omega_M k k_o k_{oc} f(k_h = h / D) \left[\frac{z_{om\max} + z_{om\min}}{2} + \left(\frac{z_{om\max} - z_{om\min}}{2} \right) \sin \omega t \right], \text{Нм} \quad (9)$$

где Ω_M – момент разрушения одного квадратного метра горизонтального сечения стружки угля прочностью σ (удельная работа сил сопротивления вращению, см. рис. 3), Нм $\Omega_M = 0,5 \sigma k_s D$, Нм (10), k_{oc} – коэффициент уменьшения прочности слоя угля при его разрушении отстающим шнеком, учитывающий ослабление угольного массива опережающим шнеком.

Установлено, что: 1 – моменты сопротивления вращению на опережающем и отстающем шнеках синусоидально изменяются с периодом, равным $T = 1 / f_z$, с;

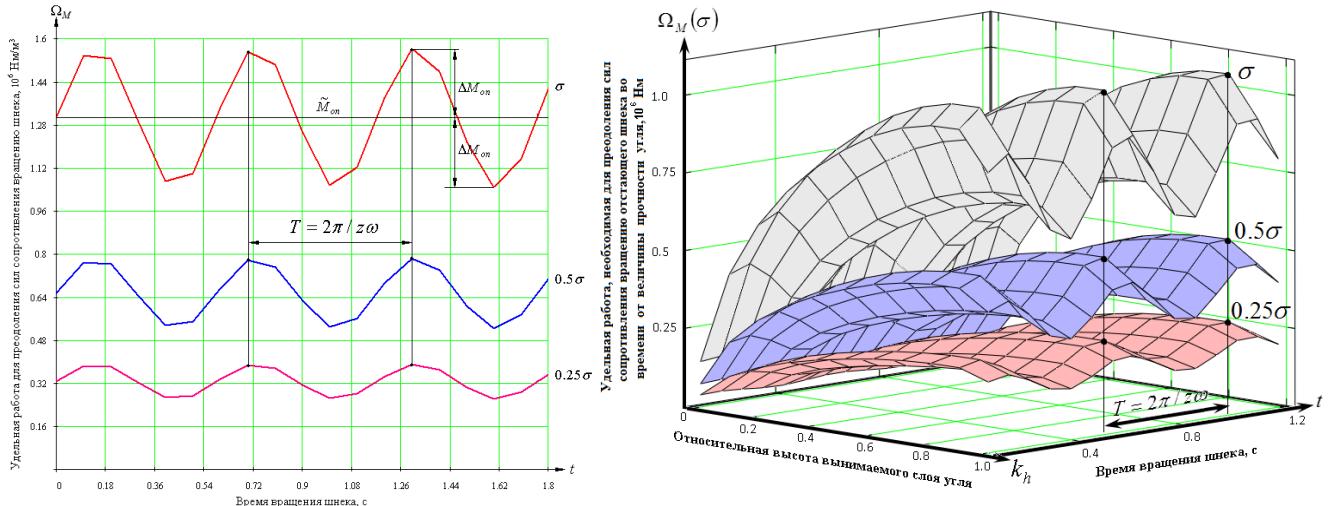


Рисунок 3 – Изменение удельной работы сил сопротивления вращению во времени от прочности угля

2 – среднее значение момента сопротивления вращению опережающего шнека – \tilde{M}_{on} и амплитуда его колебания – ΔM_{on} : – прямо пропорциональны произведению коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи очистного комбайна и коэффициента динаминости привода шнека, диаметру шнека – D, величине отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения с забоем, равной π^{-1} и полу сумме числа витков шнека, разрушающих угольный массив – $(z_{onmax} + z_{onmin})/2$; – линейно зависят от прочности угля – σ и произведения ширины захвата шнека – B; отношения скоростей передвижения комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека к косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий – $2\pi/\cos\alpha_1$; 3 – среднее значение момента сопротивления вращению отстающего шнека – \tilde{M}_{om} и амплитуда его колебания – ΔM_{om} : – идентично опережающему шнеку линейно зависят от величины произведения коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи очистного комбайна и коэффициента динаминости привода шнека; прочности угля – σ ; произведения ширины захвата шнека – B; отношения скоростей передвижения комбайна вдоль лавы и вращения шнека – W/ω ; удвоенного отношения центрального угла радиуса шнека – $2\pi/\cos\alpha_1$ к косинусу угла – α_1 наклона его винтовых линий; – нелинейно зависят от величины отношения высоты вынимаемого слоя угля к диаметру шнека, отнесенного к углу контакта его вооружения с забоем, равной –

$h/D\varphi_0$.

Для определения суммы – $F_{(x)}$ ортогональных проекций на ось x касательных – F_τ и нормальных – F_n сил сопротивлений движению комбайна вдоль угольного пласта, была разработана схема. На основе которой аналитически установлена зависимость полного тягового усилия механизма перемещения очистного комбайна – F_x , определяющего мощность приводов подачи при совместной работе опережающего и отстающего шнека при его движении по восстанию и падению угольного пласта, от характеристик забоя – h , φ_0 , прочности угля – σ , конструктивных – B , α_1 , кинематических – W , ω , силовых - η_x и динамических – k параметров:

$$F_{xon} = \frac{2,5\pi\sigma B k}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} (1 - \psi) f(k_h = 1) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{Н} \quad (11)$$

$$F_{xom} = \frac{2\pi\sigma B k}{\eta_x \cos \alpha_1} \frac{W}{\omega} k_{oc} f(k_h = h/D) \left(\cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)], \text{Н} \quad (12)$$

где ψ – отношение нормальной – F_n к тангенциальной – F_τ составляющей сил сопротивления вращению шнека (при разрушении крепких и хрупких углей $\psi = 0,7$, а связных и пластичных углей $\psi = 0,9$). Установлено, что: 1 – Изменение величины полного тягового усилия, необходимого для преодоления сопротивления движению комбайна вдоль угольного пласта синусоидально изменяется во времени с периодом, равным T_z ; 2 – Величина полного тягового усилия зависит: – линейно от ширины захвата шнека – B , коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи (БСП) очистного комбайна – k , прочности угля – σ , относительного сопротивления движению очистного комбайна по решеточному ставу – f_k и угла падения (восстания) пласта – α_n , отношения скорости движения комбайна вдоль лавы – W к скорости вращения шнеков – ω ; – нелинейно от угла наклона винтовых линий шнека – α_1 , отношения нормальной к тангенциальной составляющей сил сопротивления вращению шнека – ψ , угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 и безразмерного функционала – $f(k_h = h/D)$.

На основе учета энергоемкости процесса разрушения слоя угля опережающим и отстающим шнеками и энергоемкости перемещения очистного

комбайна вдоль лавы установлена его весовая удельная производительность:

$$Q_y = \frac{0,4\rho g \eta \cos \alpha_1}{\pi \sigma k} \left\{ \frac{1}{\left\langle 1,2k_o(0,833 + zf_s \psi \eta) + \frac{W}{\omega} \frac{1-\psi}{D} [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)] \right\rangle f(k_h=1)} + \frac{1,25\varphi_0}{k_{oc} \left\langle k_o(0,5 + zf_s \psi \eta) + \frac{W}{\omega} \frac{1}{D} \left(\cos \frac{2}{3}\varphi_0 + \psi \sin \frac{2}{3}\varphi_0 \right) [1 \pm (f_k + \sin \alpha_n)] \right\rangle} \right\}, \left(\frac{\text{H/c}}{\text{Вт}} \right) \quad (13)$$

где ρ – плотность угля, кг/м³; f_s – эффективный коэффициент трения.

Зависимость (13) представляет собой многопараметрическую математическую модель отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, позволяющую количественно установить влияние на уровень его весовой удельной производительности: – характеристик забоя φ_0 , α_n ; – физико-механических свойств угля σ , ρ ; – конструктивных параметров z , α_1 , D ; – кинематических параметров W , ω ; – силовых параметров основных приводов комбайна ψ , k_{oc} , η , f_k ; – динамических параметров k_o , k и вибробореологического параметра f_s .

Моделированием многопараметрической математической модели отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном установлено, что: – его весовая удельная производительность – Q_y нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека при выемке как связных и пластичных, так и крепких и хрупких углей; – в спектре значений $0,75 \geq f_s \geq 0,25$ эффективного коэффициента трения темп роста производительности в среднем в четыре раза больше при выемке связных и пластичных, чем при выемке крепких и хрупких углей во всем диапазоне $0 \leq h/D \leq 1$ изменения отношения высоты вынимаемого слоя к диаметру шнека.

Последнее обстоятельство актуализирует изыскание способов и средств снижения эффективного коэффициента трения $f_s \rightarrow \min$.

Третья глава посвящена исследованию динамики процесса выемки угля двух шнековым очистным комбайном. В этой главе рассмотрены и систематизированы схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом (см. рисунок 4). Установлено, что всевозможные направления реакции – R''

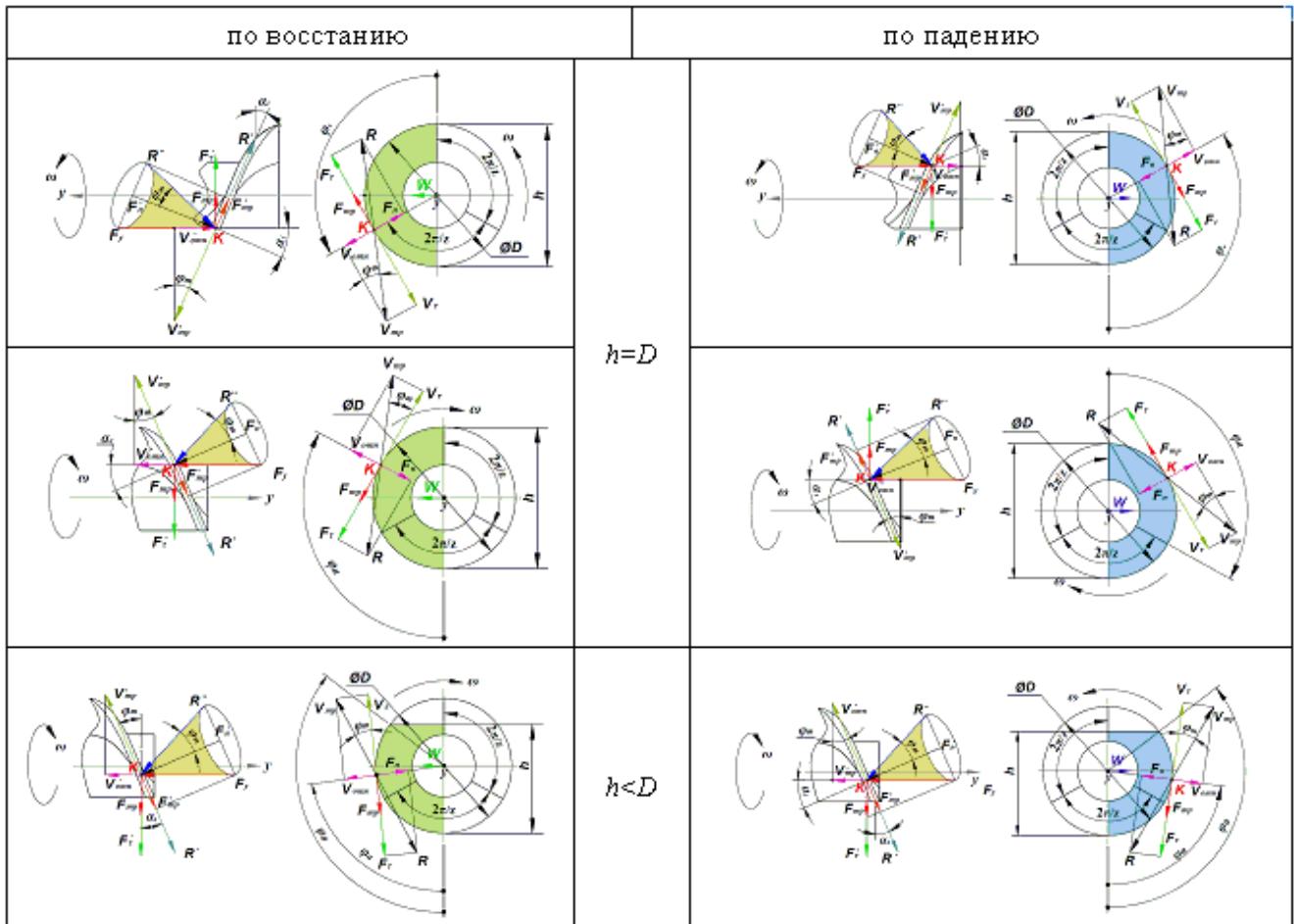


Рисунок 4 – Систематизация взаимодействия шнеков очистного комбайна в зонах их фрикционного контакта с угольным пластом

поверхностей витков шнеков контактирующих с забоем в каждой точке заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого совпадает с угловой координатой точки приложения реакции забоя, а образующая – R'' составляет с нормалью угол – φ_m , равный углу трения скольжения витков шнеков об угольный массив.

В последнее время рядом авторов установлены зависимости снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания исполнительного органа различных горных машин без учета отношения – ψ нормальной – F_n к касательной составляющей – F_t реакции слоя разрушаемой породы – R , то есть практически не учитывающие прочностные характеристики разрушаемого угля.

В тоже время доктором технических наук Островским М.С. установлено влияние фазы между тангенциальными и нормальными колебаниями шнекового исполнительного органа в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом (так называемый угол сдвига фазы – θ между тангенциальными и нормальными колебаниями). И что в области, предшествующей полному проскальзыванию

шнека в забое, возникающие нормальные колебания скорости – V_{omn} вследствие трения между контактующими поверхностями, носят гармонический характер с частотой – ω_u возбуждающей тангенциальной силы – $F_t \cos \omega_u t$. По расчетам, выполненным Островским М.С., угол сдвига фазы – θ может составлять от 25 до 53 градусов. Большее значение угла соответствует разрушению очистным комбайном связанных и пластичных углей, а меньшее крепких и хрупких углей. Что подтверждается результатами экспериментальных исследований, выполненных доктором технических наук Протасовым Ю.И. по определению отношения нормальной к касательной составляющей реакции слоя разрушающегося угля – ψ . Поэтому нами с достаточной степенью точности принято, что

$$f_9 = f / \sqrt{1 + (V_{omn}^2 / V_\tau^2) \psi^2} \quad (14)$$

В зависимости от угла сдвига фазы между нормальными – V_{omn} и тангенциальными – V_τ скоростями и их отношения нами аналитически установлена зависимость снижения момента трения (в процентах) в зоне трения контакта витков при одновременной выемке угольного пласта опережающим и отстающим шнеками $\Delta M = 200 \left[1 - \left(1 / \sqrt{1 + (V_{omn}^2 / V_\tau^2) \psi^2} \right) \right] \%$, % (15).

Установлено, что величина минимального значения отношения скоростей – V_{omn}/V_τ не зависит (см. рис. 5) от отношения высоты слоя разрушающегося угля к диаметру шнека – h/D и составляет $V_{omn}/V_\tau = 1,0$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$) и $V_{omn}/V_\tau = 0,8$ при разрушении связанных и пластичных углей ($\psi = 0,9$).

Для снижения момента трения об угольный массив за счет уменьшения коэффициента эффективного трения – f_9 , нами предложено, сохранив концепцию электромеханического привода конструкции ОАО «ОМТ», оснастить привод каждого шнека центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных – V_{omn} и тангенциальных – V_τ скоростей, равное $V_{omn}/V_\tau = 1,0$, достаточное при разрушении крепких и хрупких углей.

Для установления особенностей взаимодействия опережающего и отстающего

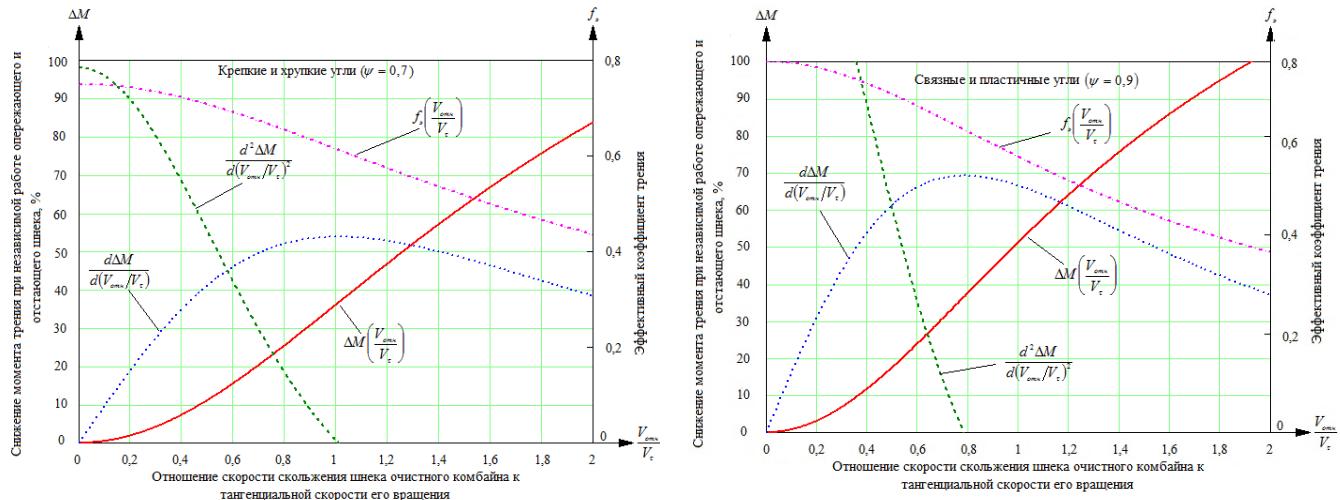


Рисунок 5 – Снижение момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента от величины отношения скоростей V_{omn}/V_t

шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом разработана трех массная эквивалентная динамическая модель электромеханической системы привода шнека очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента (уравнения движения системы «основной электродвигатель – опережающий / отстающий шнек» и «основной и дополнительный электродвигатели – опережающий / отстающий шнек») с учетом электромагнитных свойств асинхронных электродвигателей (см. рис. 6 и рис. 7).

Положение неподвижных дебалансов на реакторе генератора

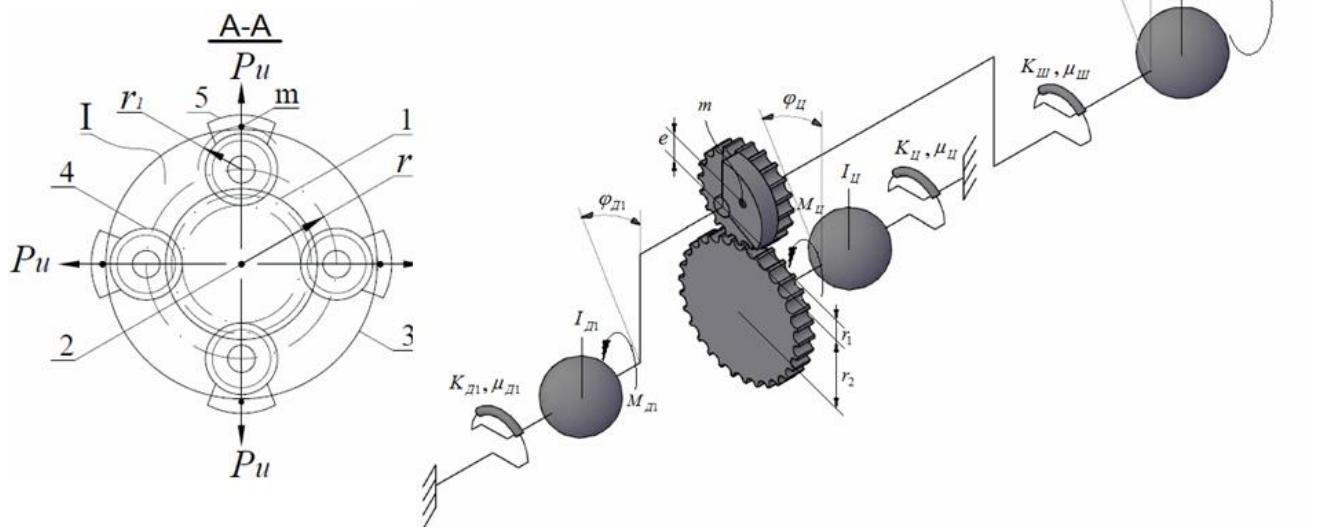


Рисунок 6 – Динамическая модель привода шнека очистного комбайна при обесточенном дополнительном электродвигателе

**Положения подвижных дебалансов на реакторе
при максимальной амплитуде гармонических
колебаний движущего момента**

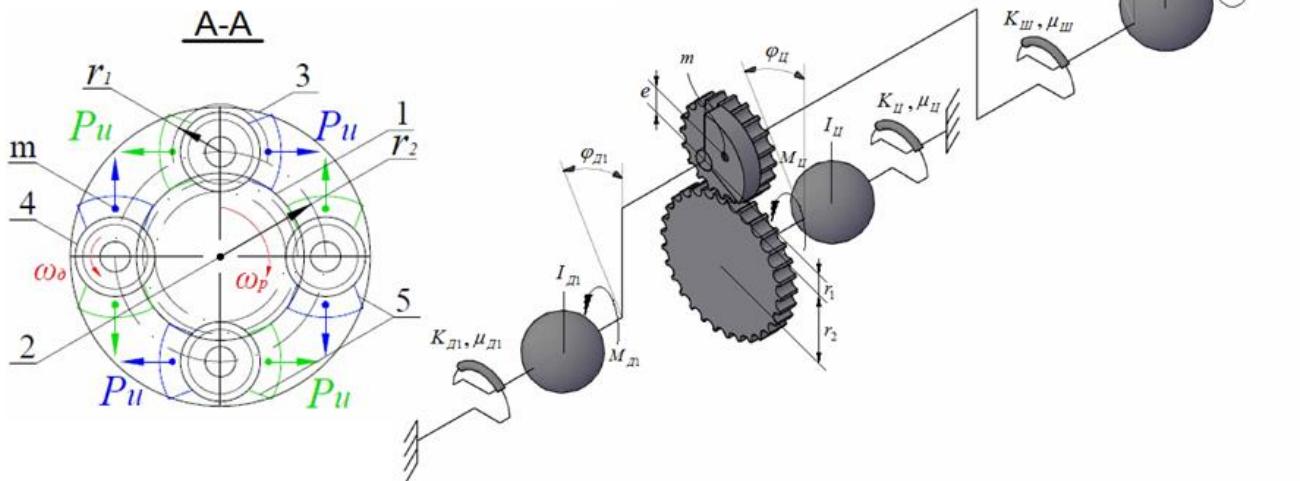


Рисунок 7 – Динамическая модель привода шнека очистного комбайна при работающем дополнительном электродвигателе

При разработке модели были приняты следующие допущения: – нагрузка на исполнительный орган изменяется по синусоидальному закону; – исполнительный орган уравновешен и не имеет дефектов конструкции; – маховые массы модели приведены к роторам основного и дополнительного двигателей, центральному зубчатому колесу, реактору и исполнительному органу (шнеку); – жесткости элементов трансмиссии привода приведены к двум валам: валу основного электродвигателя и валу, расположенному между реактором и входным валом планетарного редуктора исполнительного органа; – зубчатые передачи абсолютно жесткие, а зазоры в них равны нулю; – массы дебалансов приведены к одному сателлиту с эксцентрикситетом – e центра масс; – упруго демпфирующие связи (крутильные жесткости – K_{d1} , K_{d2} и коэффициенты демпфирования – μ_{d1} , μ_{d2}) между ротором и статором основного и дополнительного электродвигателей привода, считаются равными нулю, поскольку податливость между их роторами и электрической сетью равна бесконечности.

Интегрирование уравнений движения элементов трансмиссии привода шнека очистного комбайна показало (см. рис. 8), что низкочастотные колебания элементов трансмиссий привода происходят в трех массовых системах «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» и «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» с периодом входа (выхода) винтовых

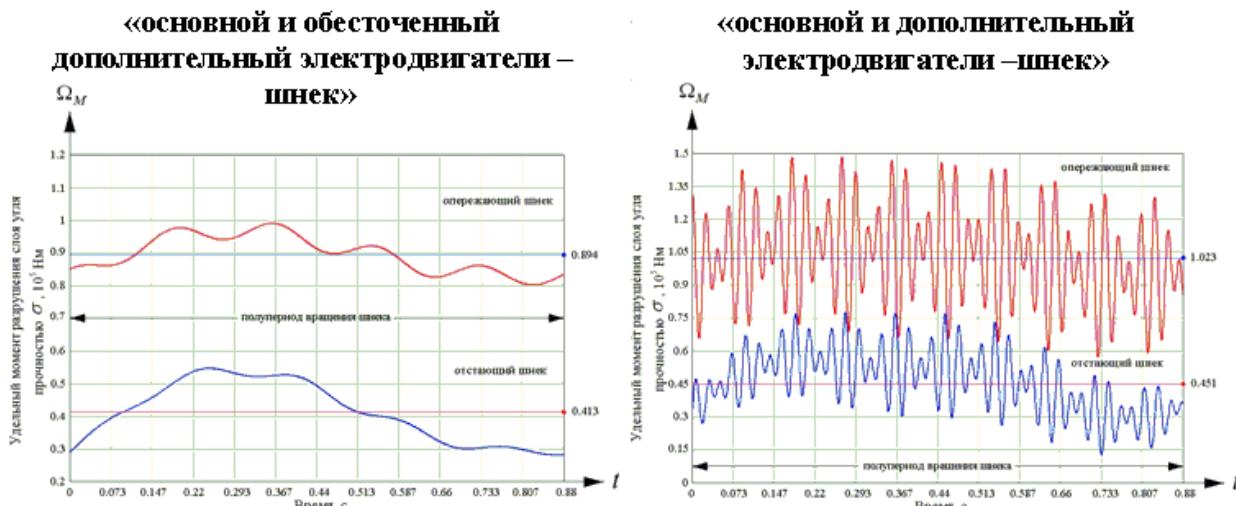


Рисунок 8 – Реализации изменения удельного момента при разрушении крепких и хрупких углей (результаты интегрирования уравнений движения электромеханических систем)

линий шнеков в забой (из забоя), равным $T_H = 1,76$ с. Причем низкочастотные колебания элементов трансмиссии привода для трех массной системы «основной и обесточенный дополнительный электродвигатели – шнек» происходят относительно математического ожидания: – для опережающего шнека $0,894 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,1 \cdot 10^5$ Нм; – для отстающего шнека $0,413 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,15 \cdot 10^5$ Нм.

В свою очередь высокочастотные колебания (с периодом $T_B = 0,022$ с) элементов трех массной системы «основной и дополнительный электродвигатели – шнек» обеспечивают математическое ожидание удельного момента разрушения крепких и хрупких углей: – для опережающего шнека $1,023 \cdot 10^5$ Нм, с относительной амплитудой $0,46 \cdot 10^5$ Нм; – для отстающего шнека $0,451 \cdot 10^5$ Нм с относительной амплитудой $0,31 \cdot 10^5$ Нм.

Интегрирование уравнений движения системы для получения реализаций изменения удельного момента при разрушении крепких и хрупких углей выполнено методом Рунге–Кутта с использованием пакета прикладной программы Math CAD при нижеследующих: – **начальных условиях**: $\ddot{\phi}_{Д1} = \dot{\phi}_{Д1} = 0$; $\ddot{\phi}_{Ц} = \dot{\phi}_{Ц} = 0$; $\dot{\phi}_{Ш} = 0$; $\omega_{0Д} = 49,26$ рад/с; – **параметрах вынимаемого угольного пласта опережающим шнеком** $f(k_h = 1,0) = 0,318$ и **отстающим шнеком** $f(k_h = 0,845) = 0,362$ крепких и хрупких углей – $\sigma = 15$ МПа, $\psi = 0,7$; – **массе и числе дебалансов** $m = 30$ кг; $K = 7$ ед.; – **динамических моментах инерции**: $I_{Д1}$, $I_{Ц}$, $I_{Ш}$, рассчитанных в соответствии с методикой доктора технических наук Г.С. Маслова; – **жесткостных и демпфирующих параметрах**: $K_{Ш} = 3,5 \cdot 10^4$ Нм/рад; $\mu_{Ш} = 6,2 \cdot 10^4$ Нс/м; – **кинематических параметрах генератора**

гармонических колебаний: радиуса центра массы дебаланса относительно оси его вращения $r_1 = 0,13$ м; радиуса центрального колеса $r_2 = 0,2$ м; отношения диаметров делительных окружностей центрального колеса и сателлита $i_d = 1,538$; – **силовых и конструктивных параметрах приводов шнеков очистного комбайна:** Ω_M – момента, необходимого для разрушения одного квадратного метра горизонтального сечения стружки угля прочностью σ для крепких и хрупких углей ($\sigma = 15$ МПа) $\Omega_M = 0,969 \cdot 10^5$ Нм; минимальном и максимальном числе витков опережающего и отстающего шнеков $z_{onmin} = 1$ ед. и $z_{onmax} = 1,5$ ед.; $z_{ommin} = 0$ и $z_{ommax} = 1$ ед. соответственно; – **вариативных параметрах** $\omega_{0Ц} = 0$ или $\omega_{0Ц} = 49,26$ рад/с.

Для оценки распределения дисперсий непрерывных (аналоговых) колебаний удельного момента разрушения слоя угля, нами выполнен анализ спектра изменения реализаций во времени удельного момента, приведенных на рисунке 9. Для этого был сформирован цифровой массив значений удельного крутящего момента разрушения угля (момента сопротивления вращению шнека) в соответствии с методикой доктора технических наук Р.Ю. Подэрни. А обработка массива осуществлялась по программе «Спектрально–корреляционный анализ массива», разработанной кандидатом технических наук А.А. Грабским на кафедре ГМО МГГУ.

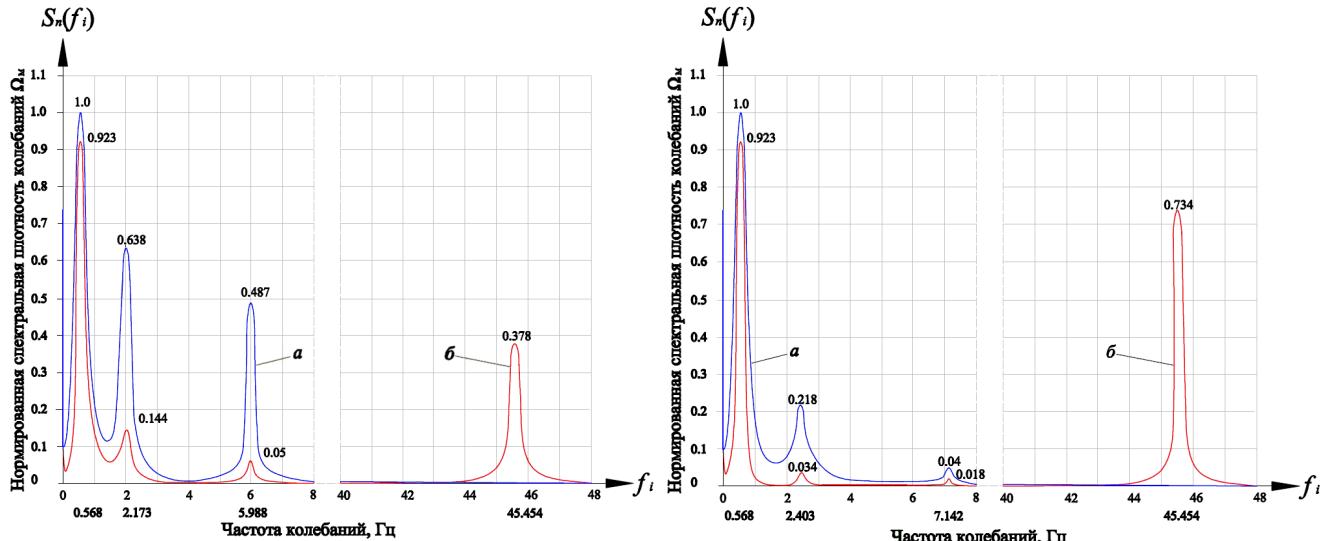


Рисунок 9 – Анализ нормированной спектральной плотности гармонических колебаний удельного момента разрушения слоя угля

Моделированием нормированной спектральной плотности удельного момента разрушения угля опережающим (отстающим) шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента (см. рис. 9) в спектре частот $0 \leq f_i \leq 48$ Гц установлено, что ее амплитуда при работе привода с центробежным генератором

гармонических колебаний движущего момента с частотой 45,454 Гц по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» снижается: – у опережающего шнека на частотах 0,568; 2,173 и 5,988 Гц на 7,7 %, на 77,4 % и на 89,7 % соответственно; – у отстающего шнека на частотах 0,568; 2,403 и 7,142 Гц на 7,7%, на 84,3 % и на 55 % соответственно.

В результате выполненных нами исследований установлено, что привод шнека с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента, настроенным на частоту 45,454 Гц, эффективно обеспечивает при разрушении опережающим (отстающим) шнеком снижение момента трения в: – крепких и хрупких углях на 36,154% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,614; – связных и пластичных углях на 51,341 % за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,558.

Что позволяет увеличить весовую удельную производительность очистного комбайна с $0,108 \cdot 10^{-3}$ до $0,123 \cdot 10^{-3}$ и с $0,452 \cdot 10^{-3}$ до $0,556 \cdot 10^{-3}$ (Н/с)/Вт для крепких и хрупких, связных и пластичных углей соответственно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основе выполненного автором исследования дано новое решение актуальной научной задачи – обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна при гармонических колебаниях амплитуды движущего момента в заданном частотном спектре с учетом трения шнеков очистного комбайна в зоне их фрикционного контакта с угольным пластом.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Разработана многопараметрическая математическая модель отработки угольного пласта двух шнековым очистным комбайном, позволяющая количественно установить влияние на уровень его весовой удельной производительности:

- характеристик забоя (угла контакта вооружения отстающего шнека со слоем угля – φ_0 , угла падения (восстания) угольного пласта – α_n);
- физико-механических свойств угля (прочности угля – σ , его плотности – ρ)

и эффективного коэффициента трения шнеков об угольный массив – f_3);

- конструктивных параметров (диаметра шнека – D , числа заходов витков шнека – z , угла их наклона – α_1);
- кинематических параметров (скорости движения комбайна вдоль лавы – W и скорости вращения шнеков – ω);
- силовых параметров основных приводов комбайна (отношения нормальной к тангенциальной составляющей – ψ , коэффициента, учитывающего ослабление угольного массива опережающим шнеком и направление его вращения относительно напластования – k_{oc} , коэффициента полезного действия приводов комбайна – η , относительного сопротивления движению очистного комбайна по решеточному ставу – f_k);
- динамических параметров (коэффициента динамичности привода шнека – k_d и коэффициента неравномерности тягового усилия бесцепной системы подачи – k).

2. Установлены особенности и схемы взаимодействия опережающего и отстающего шнеков при действии вынужденных гармонических колебаний движущего момента в зонах их фрикционного контакта с восстающим и падающим угольным пластом и всевозможные направления реакции – R'' поверхностей витков шнеков контактирующих с забоем в каждой точке, которые заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого совпадает с угловой координатой точки приложения реакции забоя, а образующая R'' составляет с нормалью угол – φ_m , равный углу трения скольжения витков шнеков об угольный массив.

3. Аналитически установлены зависимости эффективного коэффициента трения и снижения момента трения (в процентах) в зоне фрикционного контакта витков шнека с угольным пластом от угла сдвига фазы – ψ между нормальной – V_{omn} и тангенциальной – V_τ скоростью вращения шнеков и от отношения V_{omn}/V_τ последних, которое составляет $V_{omn}/V_\tau = 1,0$ при разрушении крепких и хрупких углей ($\psi = 0,7$) и $V_{omn}/V_\tau = 0,8$ при разрушении связных и пластичных углей ($\psi = 0,9$).

4. На основе моделирования трех массной эквивалентной динамической модели

электромеханической системы привода шнека очистного комбайна для снижения момента трения опережающего и отстающего его шнеков об угольный массив (за счет уменьшения коэффициента эффективного трения – f_s), предложено оснастить привод каждого шнека центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных – V_{omn} и тангенциальных – V_τ скоростей их вращения, равным $V_{omn}/V_\tau = 1,0$, достаточным при разрушении крепких и хрупких углей.

5. С помощью моделирования нормированной спектральной плотности удельного момента разрушения угля опережающим (отстающим) шнеком с приводом конструкции ОАО «ОМТ» и с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента в спектре частот $0 \leq f_i \leq 48$ Гц установлено, что ее амплитуда при работе привода с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента с частотой 45,454 Гц по сравнению с приводом конструкции ОАО «ОМТ» снижается:

- у опережающего шнека на частотах 0,568; 2,173 и 5,988 Гц на 7,7 %, на 77,4 % и на 89,7 % соответственно;
- у отстающего шнека на частотах 0,568; 2,403 и 7,142 Гц на 7,7 %, на 84,3 % и на 55 % соответственно.

7. Установлено, что привод шнека с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента, настроенным на частоту 45,454 Гц, обеспечивает при разрушении опережающим (отстающим) шнеком снижение момента трения:

- в крепких и хрупких углях на 36,154% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,614;
- в связных и пластичных углях на 51,341% за счет снижения эффективного коэффициента трения с 0,75 до 0,558. Что позволяет увеличить весовую удельную производительность очистного комбайна с $0,108 \cdot 10^{-3}$ до $0,123 \cdot 10^{-3}$ и с $0,452 \cdot 10^{-3}$ до $0,556 \cdot 10^{-3}$ (т/с)/Вт для крепких и хрупких, связных и пластичных углей соответственно.

8. Основные результаты диссертационной работы приняты к использованию ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» для реализации

проектно-конструкторских разработок на 2015-2016 гг.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных: в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. Клементьева И.Н. Конструкция, принцип действия и конструктивные параметры пневмогидравлического упругодемпфирующего устройства / Кузиев Д.А., Губенко А.А. Клементьева И.Н. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно – технический журнал) – Выпуск № 2. – М.: Изд-во «Горная книга», 2012 – С. 203 – 206;
2. Клементьева И.Н. Особенности взаимодействия шнеков очистного комбайна с угольным пластом в зоне фрикционного контакта / Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 9, 2012. – С. 40 – 43;
3. Клементьева И.Н. Исследование влияния эффективного коэффициента сухого трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных гармонических колебаниях движущего момента / Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. // Горная промышленность №1 (113), М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2014. – С. 112 – 113;

в научных сборниках и других изданиях:

4. Клементьева И.Н. Влияние технологических, кинематических и силовых параметров на техническую производительность карьерного комбайна / Губенко А.А., Клементьева И.Н. // Научный вестник МГГУ. – 2011. – №2 (11). – С. 23 – 27;
5. Клементьева И.Н. Формирование момента сопротивления вращению рабочего органа карьерного комбайна / Губенко А.А., Клементьева И.Н., Козлов С.В. // Научный вестник МГГУ. – 2011. – №2 (11). – С. 28 – 32;
6. Клементьева И.Н. Центробежный генератор гармонических колебаний движущего момента приводов шнеков очистного комбайна. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы (Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых). Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 171 – 174;
7. Клементьева И.Н. Анализ основных кинематических и силовых параметров механизма перемещения очистного комбайна / Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. // Научный вестник МГГУ. – 2012. – №11 (32). – С. 36 – 40;
8. Клементьева И.Н. Современное состояние и перспективы развития конструкций очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами /

Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н., Костин Р.М. // Научный вестник МГГУ. – 2013. – №1 (34). – С. 44 – 54;

9. Клементьева И.Н. Кинематические особенности процесса выемки угля двухшнековым очистным комбайном // Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития: сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции 29 марта 2013г.: в 10 частях. Часть 3; Мин–во обр. и науки РФ. Тамбов: Изд–во ТРОО «Бизнес–Наука–Общество», 2013, С. 56 – 57;
- 10.Клементьева И.Н. Особенности виброреологического взаимодействия шнеков очистного комбайна с угольным пластом // Материалы международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно–металлургической отрасли и пути их развития», Республика Узбекистан, г. Навои, 14 – 16 мая 2013 г. С.241 – 243.

Подписано в печать 23 октября 2015 г.