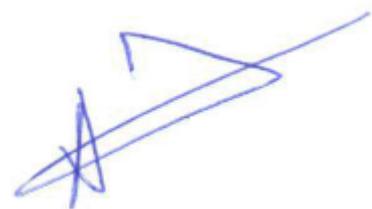


*На правах рукописи*



**ГРАБСКИЙ АЛЕКСАНДР АДЛЬФОВИЧ**

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ  
СИЛОВОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА**

**Специальность 05.05.06 – Горные машины**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени**

**доктора технических наук**

**Москва 2016**

Работа выполнена в **ФГАОУ ВО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»**.

**Научный консультант:** **КАНТОВИЧ ЛЕОНИД ИВАНОВИЧ**, доктор технических наук, профессор НИТУ «МИСиС»

**Официальные оппоненты:** **ЖАБИН АЛЕКСАНДР БОРИСОВИЧ**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет «ТУЛГУ»» / кафедра «Геотехнологий и строительства подземных сооружений», профессор.

**ЗАХАРОВ ЮРИЙ НИКИТОВИЧ**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»/ кафедра «Техника и технология горного и нефтегазового производства», профессор.

**УШАКОВ ЛЕОНИД СЕМЕНОВИЧ**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева»», кафедра «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины», профессор.

**Ведущая организация:** ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».

Защита диссертации состоится **«27» декабря 2016 г.** в **12\_ часов 00 минут** в **аудитории А-305** на заседании диссертационного совета **Д212.132.15**, при ФГАОУ ВО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», по адресу: *119049*, г. Москва, Ленинский проспект, дом 6.

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

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2016 г.

**УЧЁНЫЙ СЕКРЕТАРЬ**  
диссертационного совета,  
канд. техн. наук, профессор



**ШЕШКО**  
*Евгения Евгеньевна*

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Создание горных машин для разработки месторождений строительных материалов, угля, алмаза, боксита и железа - содержащих руд, их добычи и переработки соответствует перечню критических технологий Российской Федерации (РФ), утвержденных Указом Президента РФ от 07 июля 2011 г. № 899 п. 20 «Технологии поиска, разведки, разработки месторождений полезных ископаемых и их добычи», как приоритетное направление развития науки, технологии и техники РФ в целях модернизации и технологического развития российской экономики и повышения ее конкурентоспособности.

В настоящее время традиционная открытая технология добычи полезных ископаемых может обеспечить высокую производительность выемочно-погрузочного оборудования при разработке пород любой крепости. К сожалению, она не всегда удовлетворяет современным требованиям в отношении качества извлекаемого полезного ископаемого, ресурсосбережения и экологии. Поэтому внедрение горных машин нового поколения, обеспечивающих замену традиционной технологии с применением буровзрывных работ на крепких породах на безвзрывную весьма актуально. К таким машинам относятся и карьерные комбайны, предназначенные для добычи пород крепостью до 150 МПа.

Сейчас главным образом изготавливаются и применяются карьерные комбайны, оснащенные силовой дизель-гидрообъемной установкой, со шнекофрезерным рабочим органом с поворотными резцами. Такие машины имеют модульную конструкцию. Все это позволяет повысить эффективность горного производства в сочетании с автоматизацией не только выемочных, но и погрузочных, и транспортных операций, а также возможным применением дистанционного управления. Однако первый опыт их эксплуатации, несмотря на заявленную высокую паспортную производительность, показывает, что она недостаточно высока при добыче пород заявляемой крепости. Это можно объяснить тем, что техническая производительность карьерного комбайна при его работе на крепких породах зависит от его динамических и виброреологических параметров, которые в настоящее время недостаточно обоснованы. И особенно отсутствием теоретических исследований динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки комбайна в зависимости от случайных характеристик их технологического нагружения рабочего органа комбайна.

В связи с вышеизложенным, повысить техническую производительность этих машин, и тем самым обеспечить увеличение объемов добычи полезных ископаемых, возможно лишь путем нового научного подхода к совместному исследованию динамических и виброреологических процессов в системе привода силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна. Этот подход основывается на более глубоких теоретических и экспериментальных исследованиях с учетом достигнутого уровня теории и современной практики цифрового моделирования динамических процессов.

Поэтому развитие теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна с учетом виброреологических пара-

метров привода и случайных характеристик динамического и технологического нагружения его шнекофрезерного рабочего органа является актуальной научной проблемой.

**Степень научной разработанности темы исследования.** Одной из основных проблем в разработке теории динамических процессов горных машин является адекватность описания возмущающих нагрузок на рабочем органе при разрушении горных пород и их влияния на работу основных узлов машины. Ранее, используя различные теоретические подходы, рядом ведущих исследователей: Докукиным А.В., Бреннером В.А., Кантовичем Л.И., Картавым Н.Г., Красниковым Ю.Д., Солодом С. В., Пастоевым И.Л., Подэрни Р.Ю., Хургиным З.Я. и др., было установлено, что уровень технической производительности горных машин в значительной степени определяется динамическими параметрами работы основных узлов силовой установки. Также был экспериментально обоснован общий экспоненциальный вид корреляционной функции, описывающей характер изменения прочностных изменений горного массива. Однако в современной технической литературе отсутствуют обобщенные исследования, позволяющие учесть воздействие совместного (совмещенного по времени) виброреологического эффекта и случайного характера нагрузки на рабочем органе и соответственно реакции горного массива на динамические параметры работы основных элементов системы силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна и установить их влияние на его удельную производительность. Поэтому научная проблема, заключающаяся в разработке теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна, позволяющая адекватно описать и установить параметры этой системы, которые обеспечат достижение наибольшей удельной производительности карьерного комбайна при снижении его энергопотребления, имеет важное хозяйственное значение для горнодобывающей отрасли.

**Целью работы** является развитие теории динамических процессов в системе гидрообъемной силовой установки привода рабочего органа карьерного комбайна с учетом закономерностей совместного формирования динамических и виброреологических параметров этой системы при случайном характере нагружения его шнекофрезерного рабочего органа, позволяющих повысить производительность комбайна.

**Идея работы.** Использование виброреологического эффекта при совместной работе виброреологического генератора и силовой установки привода рабочего органа карьерного комбайна, с учетом случайного характера нагружения его шнекофрезерного рабочего органа, позволяющего повысить эффективность работы комбайна.

**Задачи исследования:**

- установить характер силового взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с горным массивом и получить аналитическое описание нагрузок, действующих на привод рабочего органа;
- получить кинематические и силовые закономерности процесса нагружения элементов системы привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна, оснащенного виброреологическим генератором;

- разработать математические модели основных элементов динамической системы и системы в целом привода карьерного комбайна совместно с виброреологическим генератором;
- разработать цифровую модель динамической системы привода и выполнить исследования ее внутренней структуры и устойчивости работы;
- разработать перенастраиваемую цифровую модель источника динамических нагрузок на шнекофрезерный рабочий орган системы привода комбайна и установить рациональные параметры генератора, обеспечивающие устойчивый виброреологический эффект;
- исследовать поведение динамической системы при варьировании параметров нагрузок и виброреологического генератора;
- предложить аналитический метод расчета динамических нагрузок на элементы системы привода комбайна;
- оценить влияние параметров динамической системы, оснащенной виброреологическим генератором, и режимов работы карьерного комбайна на его производительность;
- проанализировать влияние переменных грузопотоков, создаваемых рабочим органом комбайна, на эффективность работы существующей конструкции виброреологического генератора;
- предложить способ оценки энергетических показателей карьерного комбайна при разрушении горного массива.

#### **Научная новизна работы:**

1. Установлены закономерности формирования нагрузки, действующей на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна со стороны разрушаемого горного массива, в виде стационарного экспоненциально-коррелированного случайного процесса, определение констант в корреляционной функции которого, связано с прочностными свойствами горного массива, скоростью подачи и динамическими свойствами комбайна.
2. Доказана возможность применения закона распределения В.И. Тихонова для описания вероятностных характеристик нагрузки для установления с заданной вероятностью целесообразной амплитуды виброреологического момента с использованием предложенных в работе математических моделей.
3. Разработана комплексная обобщенная математическая модель функционирования карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом, оснащенного виброреологическим генератором, учитывающая внутренние гидромеханические процессы в контуре «насос-гидромотор» совместно с виброреологическими процессами взаимодействия шнека с горным массивом.
4. Установлено влияние виброреологического эффекта, действующего в зоне контакта шнекофрезерного рабочего органа с горным массивом, на энергоемкость разрушения горного массива и удельную производительность карьерного комбайна.
5. Разработана цифровая модель динамической системы привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна, совместно со статистической моделью источника нагрузок, позволяющая выполнять статистическое моделирование различ-

ных режимов работы комбайна и обосновывать параметры виброреологического генератора.

6. Обосновано рациональное соотношение между собственной частотой динамической системы привода комбайна и частотой виброреологического генератора, при котором обеспечивается минимальное значение внешнего момента сопротивления горного массива вращению шнека комбайна.

7. Разработан способ описания внешнего статистического возмущения и получена на цифровой модели передаточная функция динамической системы привода, позволяющие получать статистические оценки реакции любого элемента динамической системы гидрообъемной силовой установки привода комбайна на возмущение реакции горного массива и моделировать рациональные режимы работы узлов комбайна для повышения его удельной производительности.

**Теоретическая значимость работы** заключается в установлении закономерностей совместного формирования динамических и виброреологических параметров в системе привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна на базе разработанных способов, математических и цифровых моделей; в развитии теории динамических процессов в системе его привода и разработке и совершенствовании на этой основе методов расчета и проектирования комбайнов, оборудованных генератором импульсов давления, позволяющих определять рациональные условия их применения при виброреологическом эффекте.

**Практическая значимость работы:**

- установлены рациональные режимы работы гидроимпульсатора в зависимости от параметров привода шнекофрезерного рабочего органа, обеспечивающие максимальный виброреологический эффект;

- установлены рациональные значения виброреологических параметров шнекофрезерного рабочего органа, обеспечивающие увеличение удельной производительности карьерного комбайна и снижение энергозатрат при разрушении горных пород;

- разработана методика расчета и оценки производительности карьерных комбайнов со шнекофрезерным рабочим органом и генератором импульсов давления в условиях действия виброреологического эффекта.

**Методология и методы исследований** – в основу методологии исследования положены работы: В. И. Тихонова – для описания вероятностного распределения вибромомента на шнеке; Я.Г. Пановко – для разработки динамической модели силовой установки карьерного комбайна; И.И. Блехмана – работы, в которых рассмотрены механизм, и влияние виброреологического эффекта на среднюю во времени силу трения, на основании чего выполнен теоретический анализ и моделирование уравнений движения шнека на ЭВМ; работы А.В. Докукина, Ю.Д. Красникова, З.Я. Хургина, С.В.Солода, где приведён анализ и экспериментально обоснован общий экспоненциальный вид корреляционной функции, описывающей характер изменения свойств горного массива. Также в работе используется комплексный метод исследования, включающий научный анализ и обобщение опыта использования шнекофрезерных комбайнов при открытой разработке полезных ископаемых, а

также результатов ранее выполненных теоретических и экспериментальных исследований процессов разрушения горных пород рабочими органами этих машин; теоретические и экспериментальные исследования динамических процессов в системе привода карьерного комбайна; методы теории колебаний, гидравлики и гидропривода, статистической динамики механических систем, математического и цифрового моделирования, структурный метод системного анализа динамических систем.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Закономерности формирования динамической нагрузки на шнекофрезерном рабочем органе карьерного комбайна описываются на основе экспериментально установленных статистических зависимостей реакции шнека при взаимодействии с горным массивом с использованием корреляционной теории случайных процессов, а также с учетом прочностных свойств горного массива, эксплуатационных режимов работы комбайна и настраиваемого виброреологического генератора.

2. При анализе способов преобразования суммы случайного внешнего момента сопротивления породы и виброреологического периодического возмущения со случайной фазой необходимо использовать дифференциальный закон распределения, полученный В.И. Тихоновым, что позволяет устанавливать с заданной вероятностью целесообразную амплитуду рационального виброреологического момента.

3. Описание динамических процессов в приводе шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна и раскрытие механизма проявления виброреологического эффекта, который определяет момент сопротивления вращению рабочего органа и энергоемкость разрушения горной породы, осуществляется на основе математической модели колебаний привода, позволяющей поддерживать их в совмещенном режиме работы с виброреологическим генератором.

4. Обоснование режимных параметров шнекофрезерного рабочего органа и генератора, обеспечивающего заданный виброреологический эффект, следует производить с использованием цифровой статистической модели динамической системы привода, включающей функционирование взаимосвязанных моделей его основных узлов.

5. Объединение в единую систему с внутренними обратными связями разработанных математических и цифровых моделей основных узлов привода, с помощью которой учитываются мультипликационные частоты вынужденных колебаний в трансмиссии привода, а также взаимодействие шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с горным массивом, которое описывается системой с двумя видами неидеальных связей - связью «режущий инструмент-порода» и «реборда шнека - перемещаемая горная порода» основывается на методе установления параметров передаточной функции динамической системы привода карьерного комбайна и позволяет определять рациональные параметры работы привода карьерного комбайна.

6. Оценка степени снижения виброреологического эффекта из-за рассогласования изменяющейся собственной частоты динамической системы и постоянной частоты виброреологического генератора основывается на существовании возможности возникновения дополнительных случайных собственных частот колебаний угловой скорости шнека карьерного комбайна, вызванных изменением момента инерции породы, находящейся в шнеке.

7. Удельная производительность карьерного комбайна рассчитывается на основе установленных закономерностей взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа с горным массивом с учетом его технологических, энергетических, конструктивных и виброреологических параметров, а также прочностных свойств горных пород.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Подтверждаются корректностью постановки задач исследований; корректным использованием при математическом и цифровом моделировании апробированных методов статистической динамики механических систем, теории колебаний и основ гидравлики и гидропривода; корректным применением методов системного анализа процесса нагружения силовой установки комбайна; достаточным объемом экспериментальных и теоретических исследований, сходимость результатов которых при относительной ошибке 0,15 составила 85%. Основные результаты работы докладывались на международной межвузовской научно-практической конференции молодых ученых «Совершенствование конструкции, технологии изготовления и эксплуатации горного оборудования и средств автоматизации» (г. Москва, 19-23 октября 1992 г.); международном семинаре «Проблемы и перспективы развития горной техники» (г. Москва 11-13 октября 1994 г.); международном симпозиуме «Горная техника на пороге XXI века» (г. Москва, 17-19 октября 1995 г.); техническом совещании при директоре ФГУП «ННЦ ГП - ИГД им. А.А. Скочинского» (г. Люберцы, Московской обл. 2009 г.); международных научных симпозиумах «Неделя Горняка» в 2006-2015 гг. (г. Москва, НИТУ МИСиС); международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» (г. Навои, 12-14 мая 2010г.); XIV международной конференции «Технология, оборудование и сырьевая база горных предприятий промышленности строительных материалов» (г. Москва, 08-10 сентября 2010 г.); техническом совещании на заводе фирмы «TAKRAF GmbH Tenova» (г. Лаухамер, Германия 10 октября 2011 г.); научно-техническом Совете ЗАО «Евроцемент групп» (г. Москва, 9 сентября 2011 г.); техническом совещании при главном инженере ЗАО «Недра» ОАО «Евроцемент» (г. Черкесск, 3 октября 2011 г.); международной научно-практической конференции «Инновационные технологии, оборудование и материалы в машиностроении» (г. Алматы, 1-2 ноября 2012 г.); 3-ей международной конференции «Инновационная деятельность предприятий по исследованию, обработке и получению современных материалов и сплавов» (г. Оренбург, 3-5 февраля 2014г.).

**Реализация выводов и результатов работы.** Результаты исследований по развитию теории динамических процессов в системе привода силовой установки шнекофрезерного рабочего органа комбайна приняты при формировании плана

приоритетных технических разработок угледобывающих предприятий ОАО ХК «СДС-Уголь» и внедрены на ЗАО «Евроцемент групп» при модернизации системы привода гидрообъемной силовой установки эксплуатирующихся карьерных комбайнов. Это позволит обеспечить повышение технико-экономических показателей эксплуатации карьерного комбайна с расчетным годовым экономическим эффектом в 22,7 – 32,7 млн. руб. в зависимости от прочности разрушаемых пород. Результаты работы представлены фирме «TAKRAF GmbH Теноча» для совершенствования конструкции карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом TSM- 300.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 27 работ, в том числе монография, авторское свидетельство и 19 научных статей в журналах, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, шести глав и заключения, изложенных на 218 страницах машинописного текста, содержит 59 рисунков, 3 таблицы, список использованной литературы из 145 наименований и 5 приложений.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Объектом исследования диссертационной работы является силовая гидрообъемная установка шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна MTS-250, оснащенная гидравлическим генератором импульсов, реализующим виброреологический эффект, который заключается в уменьшении трения исполнительного органа при разрушении горных пород, что обеспечивает снижение его нагруженности.

Большой вклад в область исследования динамических процессов в приводных системах горного оборудования внесли В.М. Берман, С.В. Блюмин, Г.С. Бродский, В.А. Бреннер, М.А. Викулов, В.М. Владимиров, В.В. Габов, В.И.Галкин, В.Н. Гетопанов, В.Г. Дмитриев, А.В. Докукин, А.Б. Жабин, В.Ф. Замышляев, Ю.Н. Захаров, Л.И. Кантович, Н.Г. Картавый, В.Ф. Ковалевский, П.В. Коваль, Ю.Н. Козлов, Ю.Д. Красников, Д.А. Кузиев, М.С. Островский, И.Л. Пастоев, К.М. Первов, Р.Ю. Подэрни, В.М. Рачек, В.Ф. Сандалов, И.А. Сайдаминов, С.В. Солод, В.И. Супрун, Н.И. Сысоев, Л.С. Ушаков, Г.Ш. Хазанович, М.Р. Хромой, З.Я. Хургин, Н.Н. Чулков, А.И. Шендеров, Р.М. Штейнцайг, В.М. Штейнцайг, Д.А. Юнгмейстер и другие ученые.

Анализ современного состояния проблемы показывает, что по сравнению с другими видами выемочно-погрузочного карьерного оборудования на сегодняшний день наиболее высокую энерговооруженность имеют карьерные комбайны, способные обеспечивать самые высокие удельные усилия копания при номинальной производительности.

Известно, что уровень технической производительности карьерного комбайна в значительной степени определяется параметрами виброреологического процесса в зоне фрикционного контакта его рабочего органа с горным массивом. Установлена закономерность изменения полного момента сопротивления, действующего на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна при его враще-

нии, отличающаяся учетом постоянного момента сопротивления трению при сдвиге слоя породы по рабочему органу. Разработана математическая модель системы «привод – рабочий орган – забой» карьерного комбайна при его взаимодействии со слоем породы, в которой учтены виброреологические закономерности взаимодействия в зоне его фрикционного контакта с породой, а также жесткостные (включая модуль упругости рабочей жидкости) и инерционные параметры регулирующего контура гидравлического привода. Однако используемая для моделирования динамики привода рабочего органа система уравнений содержит ряд неточностей. В частности, при определении подачи насосной установки привода рабочего органа комбайна выражение для этой величины записано для случая постоянных скоростей вращения дизеля и гидромотора. Учитывая силу трения реборд шнека о перемещаемую породу, в то же время не учитывается влияние на момент сопротивления самих сил сопротивления перемещению породы.

Влияние виброреологического эффекта на снижение коэффициента трения шнека о породу учитывается приближенной, пригодной для узкого диапазона режимов работы комбайна, усредненной поправкой. При этом она обосновывается результатами экспериментальных исследований, полученными при других видах движения исполнительного органа. Таким образом, момент сопротивления на шнеке оказывается не связанным напрямую с мгновенным значением скорости вращения гидромотора и ее колебаниями.

Указанные упрощения в описании взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа с забоем не позволяют раскрыть физический механизм формирования виброреологического эффекта и корректно его учесть в исследованиях, а также выполнить моделирование основных режимов работы привода рабочего органа и проанализировать устойчивость его колебаний. Отметим, что к настоящему времени в других областях техники появились новые результаты исследований, позволяющие точнее описать используемый на комбайне виброреологический эффект.

На основании вышеизложенного, а также в соответствии с целью работы были поставлены задачи исследований, решение которых начато с разработки математической модели, описывающей динамические нагрузки, действующие на шнекофрезерный рабочий орган комбайна, и предложен соответствующий математический аппарат для определения реакции его динамической системы на эти нагрузки. В основу создания математической модели положены результаты экспериментальных исследований нагрузок, действующих на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна MTS 250 (германской фирмы «TAKRAF GmbH Тепова») при эксплуатации на фосфоритовом месторождении Республики Узбекистан. На рисунке 1 приведена гидрокинематическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна с учетом создания дополнительного виброреологического момента при его работе. Рабочая жидкость подается от реверсивного регулируемого насоса 1, получающего вращение через раздаточный редуктор от дизеля Д, к реверсивному радиально-поршневому гидромотору 2 по замкнутой схеме, который через редуктор 12 передает вращение на рабочий орган комбайна 13. Предохранительные клапаны 3 и 4 всегда ограничивают давление со стороны



симось давления в напорной магистрали насосной установки, которое пропорционально реакции шнека на внешнее возмущение в виде момента сопротивления разрушению горного массива при вращении шнека – кривая 1 и периодический момент, создающий виброреологический эффект при вращении шнека – кривая 2.

Анализ временной зависимости 1 (см. рисунок 2) показал, что аппроксимировать эту зависимость при помощи каких-либо периодических или гармонических детерминированных функций времени не представляется возможным.

В связи с этим при анализе был использован подход, основанный на статистической интерпретации полученных при эксперименте результатов.

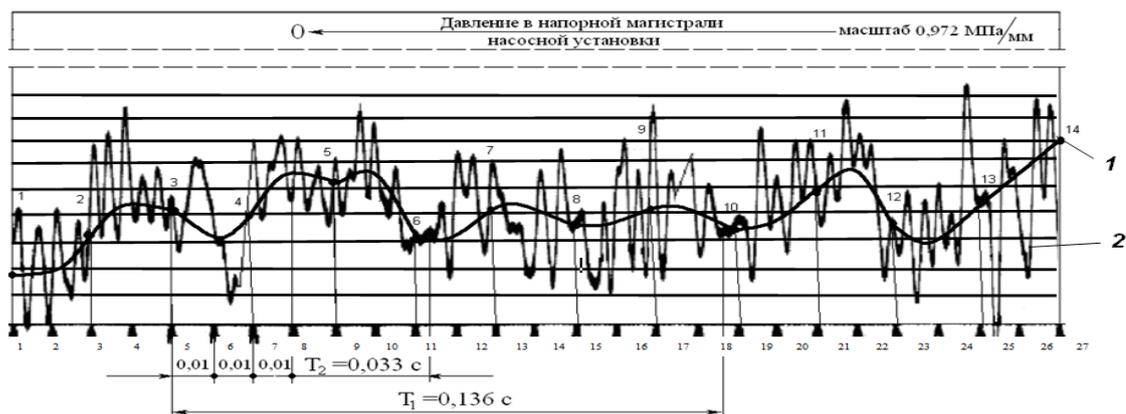


Рисунок 2 - Фрагмент оциллограммы изменения давления в напорной магистрали комбайна MTS 250 на месторождения фосфоритов (Узбекистан): внешнее возмущение в виде момента сопротивления разрушению горного массива при вращении шнека – кривая 1 и периодический момент, создающий виброреологический эффект при вращении шнека – кривая 2

В результате анализа экспериментально полученных реализаций случайной нагрузки установлено, что в течение определённых периодов работы (зима, лето и т.д.) нагрузка может рассматриваться как эргодическая, поскольку на этих временных интервалах разность между средним значением по множеству реализаций и реализаций за значительный период времени -  $T$  стремиться к нулю при  $T \rightarrow \infty$ . Экспериментальными замерами реакций шнека на статистические нагрузки в виде момента  $M_{ш}$  установлено, что математическое ожидание реакции шнека  $m_{M_{ш}}$  и ее дисперсия  $D_{M_{ш}}$  постоянны во времени:

$$m_{M_{ш}} = const, D_{M_{ш}} = const, \quad (1)$$

а корреляционная функция реакции  $K_{M_{ш}}$  является функцией интервала времени  $\tau = t_1 - t_2$ :

$$K_{M_{ш}}(t_1, t_2) = m[M_{ш}(t_1)M_{ш}(t_2)] = K_{M_{ш}}(\tau). \quad (2)$$

Корреляционная функция реакции шнека  $K_{M_{ш}}$  представлена как (см. рисунок 3):

$$K_{M_{ш}}(\tau) = D_{M_{ш}} \exp(-a_{гм}\tau) \cdot \cos \omega_{ш}\tau, (\text{Нм})^2, \quad (3)$$

где  $\alpha_{гм}$  – константа, определяемая прочностью горного массива,  $c^{-1}$ ;  
 $\omega_{ш}$  – частота, определяемая механическими параметрами комбайна, рад/с;  
 $D_{M_{ш}}$  – дисперсия колебаний момента сопротивления,  $(Нм)^2$ .

Корреляционная функция виброгеологического момента имеет вид

$$K_{\varepsilon}(\tau) = \frac{1}{2} M_{\varepsilon}^2 \cdot \cos \omega_{\varepsilon} \tau, (Нм)^2, \quad (4)$$

где  $M_{\varepsilon}$ ,  $\omega_{\varepsilon}$  – амплитуда и частота колебаний виброгенератора.

Для обоснования возможного метода статистического анализа динамической системы комбайна определены время корреляции внешнего момента  $\tau_k$  и время переходного процесса в динамической системе  $\tau_n$ . В общем случае между временами  $\tau_k$  и  $\tau_n$  возможны следующие соотношения:

$$1) \tau_n \gg \tau_k; \quad 2) \tau_n \simeq \tau_k; \quad 3) \tau_n < \tau_k. \quad (5)$$

Сравнение констант  $\tau_k$  и  $\tau_n$  показало, что в нашем случае имеет место второе соотношение, которое предполагает при статистическом анализе динамических процессов в комбайне использование корреляционной теории случайных процессов. В работе, наряду с временными характеристиками процессов и функций, использованы и их частотные характеристики. Так, вместо корреляционной функции внешнего момента  $K_{M_{ш}}(\tau)$  часто применялась спектральная плотность

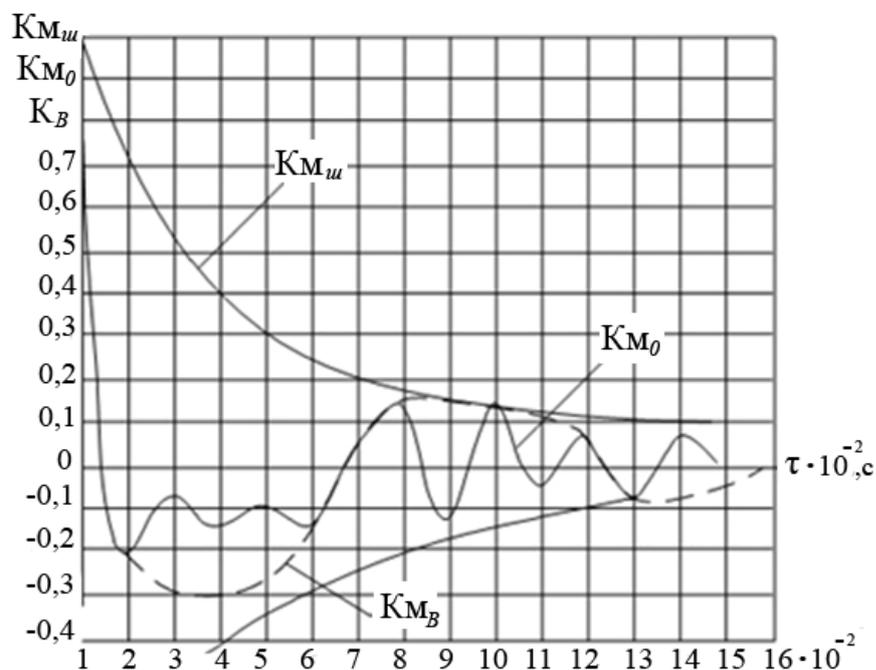


Рисунок 3 – График экспериментально полученной нормированной корреляционной функции реакции шнека на нагрузку в виде случайного внешнего момента  $M_{ш}$ : график  $K_{M_0}(\tau)$ ; график  $K_{\varepsilon}(\tau)$ ; график огибающей  $K_{M_{ш}}(\tau)$ .

внешнего момента, представляющая собой преобразование Фурье по формуле:

$$G_{M_{ш}}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_{M_{ш}}(\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau. \quad (6)$$

Одной из основных статистических характеристик случайного внешнего момента  $M_{ш}$  является его дифференциальный закон распределения  $p(M_{ш})$ . В работе на основании обработки экспериментальных данных приводится полученный автором дифференциальный закон распределения момента  $M_{ш}$ . Случайный момент  $M_{ш}$  состоит из случайного внешнего момента  $M_0$  и случайного внешнего момента  $M_э$ , создающего виброреологический эффект (рисунок 4). Для момента  $M_{ш}$  определены среднее значение  $m_{M_{ш}}$  и среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{M_{ш}}$ . Разработан способ решения задачи по установлению аналитического вида дифференциального закона распределения  $p(M_{ш})$  суммарного момента  $M_{ш}$  с использованием преобразования его составляющих в случае, когда момент  $M_{ш}$  является суммой случайного внешнего момента  $M_0$ , связанного с разрушением горного массива и трением исполнительного органа о породу, и случайного периодического момента  $M_э$ , создающего виброреологический эффект, т.е. когда момент

$$M_{ш} = M_0 + M_э, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (7)$$

Для случайного момента:

$$M_0 = k_M \xi_p, \quad (8)$$

где  $k_M$  – конструктивный коэффициент, м<sup>3</sup>,

сделано предположение о том, что напряжение разрушения  $\sigma_p$ , в дальнейшем обозначенное как  $\xi_p$ , имеет некоторое произвольное распределение  $p(\xi_p)$ , которое

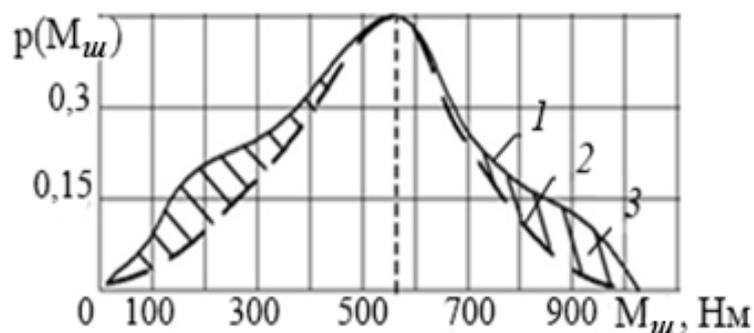


Рисунок 4 - Экспериментально полученный дифференциальный закон распределения суммарного момента  $M_{ш}$ , состоящего из внешнего момента  $M_0$  и виброреологического момента  $M_э$ : 1- общий закон распределения; 2 - нормальная составляющая общего закона; 3 - составляющая виброреологического момента  $M_э$

для реальных физических процессов должно удовлетворять следующим ограничениям: - распределение должно быть одномодальным;

- иметь ветви, довольно быстро приближающиеся к нулю при возрастании и убывании аргумента (момента  $M_0$ ).

Как следует из рисунка 4, экспериментально полученное распределение  $p(M_{ш})$  удовлетворяет данным ограничениям. При выполнении сделанных предположений плотность вероятности  $w_I(\xi_p)$  напряжения разрушения  $\xi_p$  представлена в виде одномерного ряда Эджворта и имеет вид:

$$w_I(\xi_p) = \frac{1}{\sigma_\xi} \left[ \Phi \left( \frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi} \right) - \frac{\gamma_1}{3!} \Phi^{(3)} \left( \frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi} \right) + \frac{\gamma_2}{4!} \Phi^{(4)} \left( \frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi} \right) \right], \quad (9)$$

где  $\gamma_1 = \frac{b_3}{\sigma_\xi^3}, \gamma_2 = \frac{b_4}{\sigma_\xi^4}$ ;  $\Phi^{(3)}, \Phi^{(4)}$  – соответствующие производные от интегральной функции нормального распределения  $\Phi(\dots)$ ,  $b_3, b_4$  – коэффициенты асимметрии и эксцесса. Таким образом, показано, что в общем случае любое экспериментально полученное распределение для напряжения разрушения горного массива  $\xi_p$ , а следовательно, и момента сопротивления  $M_0 = k_m \xi_p$  (с характеристиками  $m_{M_0} = k_m m_\xi$  и  $\sigma_{M_0} = k_m \sigma_\xi$ ), отвечающее двум ограничениям, указанным выше, может с той или иной точностью быть описано нормальным законом распределения. В данном случае при отбрасывании третьего и последующих членов ряда ошибка составила не более 13%.

На рисунке 4 пунктиром показано нормальное распределение составляющей момента  $M_0$  и заштрихована составляющая, площадь которой является интегральной функцией распределения вибромомента  $M_s$ , определяемой величиной эксцесса - третьим членом в разложении (9). Поскольку распределение симметрично, то второй член, характеризующий асимметрию, в нашем случае равен нулю.

Вторая составляющая полного момента сопротивления  $M_{ш}$ , создающая виброреологический эффект  $M_s$ , является периодической, но она может быть не обязательно гармонической. В этом случае периодический возмущающий вибромомент общего вида  $M_s(t)$  представлен в виде ряда Фурье:

$$M_s(t) = \frac{m_0}{2} + \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} M_{sn} \exp(jn\omega_0 t) dt, n = 0, 1, 2, \dots, \quad (10)$$

где  $m_0$  – постоянная составляющая в разложении момента,  $M_{sn}; M_{Bn}$  – амплитуды гармоник периодического момента  $M_s(t)$ , Н·м:

$$M_{Bn} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} M_s(t) \exp(-jn\omega t) dt, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (11)$$

где  $j$  – мнимая единица.

При удержании в разложении (10) только члена  $M_{B1}$ , соответствующего основной частоте колебаний  $\omega_B$ , и при  $m_0 = 0$ , запишем:

$$M_{\varepsilon}(t) = M_{\varepsilon 1} \sin(\omega_B t + \varphi_0), \text{ Нм}, \quad (12)$$

где  $\varphi_0$  – случайная фаза, равномерно распределенная в интервале  $[-\pi, \pi]$ .

Таким образом, сформулированная выше в самом общем виде задача после некоторых преобразований сведена к задаче по установлению дифференциального закона распределения внешнего момента сопротивления на шнеке  $M_{шн}$  состоящего из суммы двух случайных статистически независимых моментов сопротивления: нормально распределенного случайного момента  $M_0$  и случайного гармонического момента  $M_B$  с частотой  $\omega_B$ , амплитудой  $M_{B1}$  и случайной фазой  $\varphi_0$ .

При введении нормированного случайного момента  $M_{шн} = \frac{M_{шн}}{k_M \sigma_{\xi}}$  и величины  $\alpha = M_{B1} / (k_M \sigma_{\xi})$ , характеризующей отношение первой амплитуды гармонического момента  $M_{B1}$  к среднеквадратическому отклонению  $k_M \sigma_{\xi}$  случайного момента  $M_0$ , формула для плотности вероятности нормированного момента  $M_{шн}$  имеет вид распределения В. И. Тихонова

$$p(M_{шн}) = \frac{1}{\pi \sqrt{2\pi}} \int_0^{\pi} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( M_{шн} - \frac{M_{B1}}{\sigma_{\xi} k_M} \cos \varphi \right)^2 \right] d\varphi. \quad (13)$$

На рисунке 5 показано, как трансформируется плотность вероятности момента  $M_{шн}$  при различном соотношении величин  $M_{B1}$  и  $\sigma_{\xi} k_M$  (среднее значение момента  $M_0$  равно 600 Нм). Таким образом, на основании предложенного в работе способа преобразования установлен аналитический вид плотности вероятности суммарного случайного момента  $p(M_{шн})$  а, следовательно, и момента

$M_{шн} = M_0 + M_B$ . Варьирование амплитуды гармонического возмущающего момента  $M_{B1}$  позволило установить соотношение между моментами  $M_0$  и  $M_{B1}$ , при котором колебания с частотой  $\omega_B$  наиболее вероятны, что обеспечит значительный виброреологический эффект. Показано, что при малых амплитудах гармонического вибромомента (отношение  $M_{B1} / k_M \sigma_{\xi} \simeq 0 \div 3$ ) распределение близко к нормальному, шнек практически находится под воздействием только внешнего нормального момента сопротивления  $M_0$ . Вероятность появления гармонического момента  $M_{B1}$  также мала, что говорит о

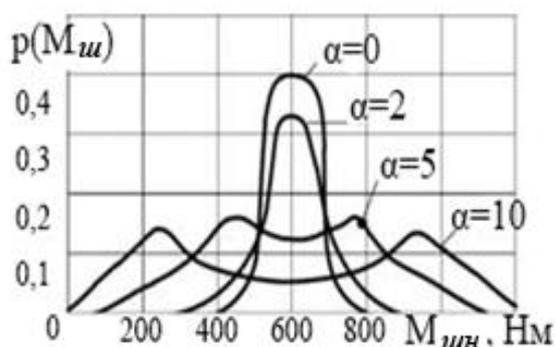


Рисунок 5 – Характер изменения плотности вероятности нормированного момента  $M_{шн}$  от величины

$$\alpha = \frac{M_{B1}}{k_M \sigma_{\xi}} \text{ при среднем значении}$$

$$m_{M_0} = 600 \text{ Нм и } \sigma_{\xi} k_M = 100 \text{ Нм}$$

малом или полном отсутствии влияния виброреологического эффекта на процесс резания. Появление достаточно заметных амплитуд гармонического момента

обеспечивается при соотношении  $M_{Б1}/k_M \sigma_\xi \simeq 3 \div 5$  (точка  $\alpha = 5$  на рисунке 5).

Выполнено исследование внутреннего взаимодействия элементов динамической системы и разработана ее математическая модель. Анализ системы "привод - рабочий орган - забой" как динамической системы показывает, что она может быть представлена структурной схемой, приведенной на рисунке 6. На этом рисунке обозначено:  $W_\partial$ ,  $W_{2н}$ ,  $W_{2м}$ ,  $W_3$ ,  $W_n$  и  $W_{zu}$  - передаточные функции дизеля, гидропривода, трансмиссии, забоя, насоса и генератора импульсов соответственно;  $W_{01}$  и  $W_{02}$ , - передаточные функции обратных связей между элементами динамической системы;  $M_\partial$  и  $M_{ш}$  моменты, развиваемые двигателем и внешнего сопротивления на шнеке соответственно;  $P(t)$  - давление рабочей жидкости на выходе из насоса;  $\dot{\varphi}_\partial, \dot{\varphi}_M$  - угловые скорости вращения двигателя и гидромоторов.

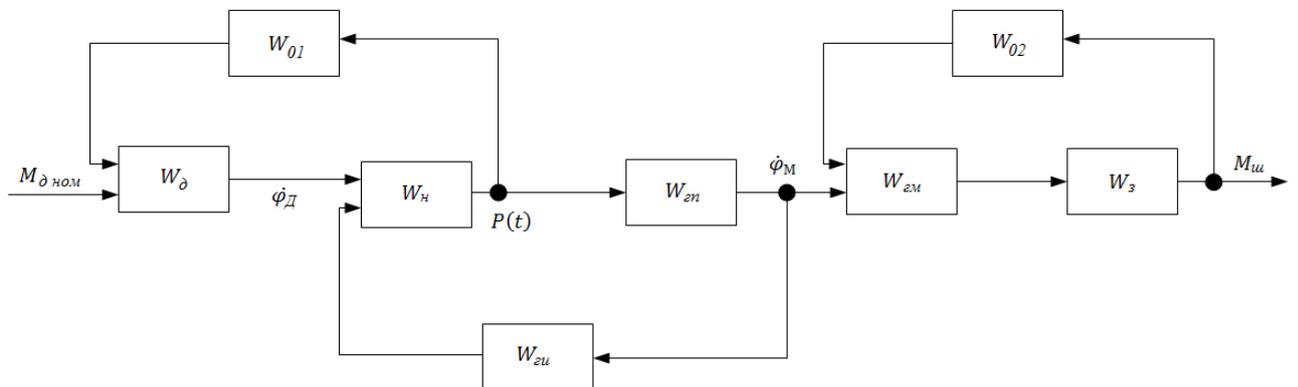


Рисунок 6 - Структурная схема динамической системы «привод– рабочий орган – забой» как системы с обратными связями

На основании анализа в структурной схеме прямых и обратных связей получена эквивалентная расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа, приведенная на рисунке 7, а также разработана математическая модель динамической системы привода карьерного комбайна, в которой все скорости вращения и моменты приведены к валу гидромотора:

- уравнение движения дизеля:

$$I_D \frac{d^2 \varphi_\partial}{dt^2} = i_\partial i_{2н} \left[ \left( \omega_{xx} - i_\partial i_{2н} \cdot \frac{d\varphi_\partial}{dt} \right) \frac{M_{Дном}}{S_{ном} \omega_{xx}} \right] - U_H K_H P \cdot \frac{q_H}{i_{2н}} \left[ 1 + \left( 1 - \frac{\pi}{2Z} ctq \frac{\pi}{2Z} \right) \cdot \sin 2Z i_{2н} \varphi_\partial \right] - K_\Sigma (\varphi_\partial - \varphi_M) - \nu \left( \frac{d\varphi_\partial}{dt} - \frac{d\varphi_M}{dt} \right), \text{ Н} \cdot \text{ м}; \quad (14)$$

- уравнение движения гидромоторов:

$$I_{ГМ} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} = P q_M K_M \left[ 1 + \left( 1 - \frac{\pi}{2Z} ctq \frac{\pi}{2Z} \right) \sin 2Z \varphi_M \right] - K_\Sigma (\varphi_M - \varphi_\partial) - \nu \left( \frac{d\varphi_M}{dt} - \frac{d\varphi_\partial}{dt} \right) - \frac{M_{ш}}{i_{мп}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}; \quad (15)$$

- уравнение изменения во времени давления в магистрали гидропередачи:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{жс}}{V_o} \cdot K_M \cdot q_M \left(1 - \frac{\pi}{2Z} \cdot ctg \frac{\pi}{2Z}\right) \times \left[ U_H \cdot \frac{d\varphi_D}{dt} \sin(2Zi_{эн}\varphi_D) + \frac{U_H U_a}{\left(1 - \frac{\pi}{2Z} \cdot ctg \frac{\pi}{2Z}\right)} \cdot \frac{d\varphi_D}{dt} \cdot \sin \omega_{ми} t - \frac{d\varphi_M}{dt} \cdot \sin 2Z\varphi_M \right], \frac{\text{Па}}{\text{с}}, \quad (16)$$

где  $M_{Дном}$  – номинальный момент дизеля,  $\nu$  – коэффициент демпфирования с учетом потерь в двух насосах

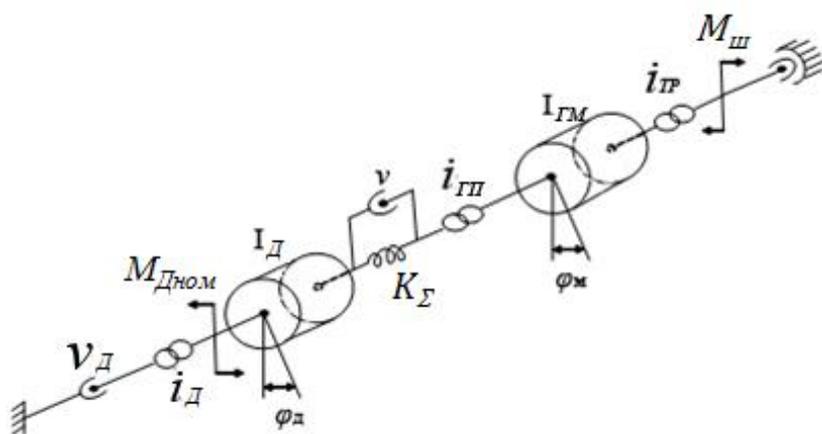


Рисунок 7 - Расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна

и гидромоторах;  $\omega_x$  – угловая скорость вала дизеля без нагрузки, рад/с;

$S_{ном}$  – номинальное скольжение дизеля;

$M_{ш}$  – момент внешнего сопротивления на шнеке;

$q_H$  и  $q_M$  – объемные постоянные насоса и гидромотора,  $\text{м}^3/\text{рад}$ ;  $i_D$  – передаточное отношение от вала дизеля к валу насоса насосной установки;  $\varphi_D$  и  $\varphi_M$  – угловые координаты вращения вала дизеля, (приведенные к валу гидромотора) и гидромотора соответственно;  $i_{тр}$  – передаточное число трансмиссии шнека;  $i_{ГП}$  – передаточное число объемной гидропередачи; число насосов –  $K_H$  и гидромоторов –  $K_M$  привода;  $U_H$  – параметр регулирования насоса ( $0 \leq U_H \leq 1$ );  $Z$  – количество поршней в насосе и гидромоторе соответственно;  $U_a$  – амплитуда давления, создаваемая гидроимпульсатором  $\text{Н}/\text{м}^2$ ;  $\omega_{ми}$  – частота генератора импульсов;  $K_G$  – суммарная крутильная жесткость механической части гидропередачи и трансмиссии шнека.

Далее рассмотрено взаимодействие рабочего органа с горным массивом с учетом виброреологического эффекта. Поскольку в данном случае основной интерес представляет выявление взаимодействия элементов динамической системы и описание ее функционирования, то анализ выполнен с использованием математических ожиданий входных и выходных процессов. Приведенная на рисунке 7 динамическая система, хотя и является двухмассовой, но имеет не две, а 1,5 степени свободы (по классификации Пановко Я.Г.), т.к. включает только одну жест-

кость.

кость. Были определены силы, возникающие в процессе выемки слоя горного массива. На шнекофрезерный рабочий орган действует сила реакция забоя  $F$ , которая определена по двум ее ортогональным составляющим: силы  $F_\tau$  (Н), направленной по касательной к окружности обечайки шнека и равной окружному усилию, и силы  $F_n$  (Н), направленной по радиусу от центра окружности обечайки шнека, создающие соответственно моменты  $M_\tau, M_N$  (Н·м).

Для определения момента сил, возникающих при транспортировании горной массы вдоль оси вращения шнекофрезерного органа, рассмотрены сдвигающие силы, действующие на породу со стороны реборды шнека. Оценка силы инерции сдвигаемой породы показывает, что этой силой можно пренебречь ввиду её весьма малой величины при обычных скоростях вращения шнека. Определен полный момент сопротивления вращению шнека при выемке слоя породы:

$$M_{ш} = M_\tau + M_N + M_T + M_{шб}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (17)$$

где  $M_T$  – момент силы трения лобовой части реборды шнека о породу;  $M_{шб}$  – момент силы трения боковой части реборды шнека о породу.

Составляющие момента сопротивления вращению шнека определены с учетом колебаний скорости вращения шнека при воздействии генератора гидроимпульсов. При этом они выражены не через средние величины постоянной и переменной составляющих скорости вращения (как это сделано в имеющихся до настоящего времени работах), а через их мгновенные значения.

Учитывая односторонний характер касательной составляющей реакции слоя породы (она не может быть отрицательной), а также зависимость направления сил трения от направления скорости скольжения, составляющие момента сопротивления вращению шнека, записаны в следующем виде:

$$M_\tau = \frac{BhW\bar{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), M_N = \frac{2BhW\bar{\xi}_p k_\sigma}{\omega\eta_{ш} \cos \frac{\alpha_n}{2}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), \quad (18)$$

$$M_{шб} = \frac{2BhW\bar{\xi}_p k_\sigma \cdot f}{\omega\eta_{ш} \cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot \text{tg}\alpha} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), M_T = \frac{BhW\bar{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot \Psi \cdot f \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), \quad (19)$$

где  $\alpha_n$  – угол трапецидальности профиля шнека, рад.; виток шнека наклонен к горизонтальной плоскости под углом –  $\alpha$ ,  $\bar{\xi}_p$  – математическое ожидание величины  $\xi_p, J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right)$  – единичная функция Хэвисайда,

$$J(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x \geq 0; \\ 0, & \text{при } x < 0; \end{cases}$$

$\text{sign}\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right)$  – ступенчатая функция, отражающая характеристику сил сухого

трения,

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x > 0; \\ -1, & \text{при } x < 0. \end{cases}$$

Из выражений (17 - 19) для составляющих суммарного момента сопротивления следует, что все они в общем случае являются случайными величинами, поскольку зависят от случайной величины напряжения разрушения  $\xi_p$ .

После подстановки в уравнение движения гидромоторов выражения для момента сопротивления  $M_{ш}$ , получено нелинейное относительно скорости вращения уравнение, содержащее разрывные функции от  $\dot{\varphi}_M$ . Аналитически подобные уравнения решаются приближенным методом усреднения, однако выполненное аналитическое исследование не позволило определить режимы работы генератора гидроимпульсов, при которых колебания скорости вращения шнека устойчивы. Поэтому потребовался вычислительный эксперимент с использованием полученной математической модели. Как показывает теоретический анализ и моделирование уравнений движения шнека на ЭВМ, колебания скорости его вращения близки к гармоническим. Согласно исследованиям И.И. Блехмана в этом случае средние во времени значения ступенчатых функций, введенных выше, имеют вид

$$\begin{aligned} \overline{\text{sign}}\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right) &= 1 - \frac{2}{\pi} \arccos\left(\frac{\omega_{cp}}{\Delta\omega_{дин}}\right) = k_2, \\ \bar{j}\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right) &= 1 - \frac{1}{\pi} \arccos\left(\frac{\omega_{cp}}{\Delta\omega_{дин}}\right) = k_1, \end{aligned} \quad (20)$$

где  $\omega_{cp}$  - средняя величина скорости вращения шнека;  $\Delta\omega_{дин}$  - амплитуда колебаний скорости вращения шнека.

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  являются коэффициентами снижения отдельных составляющих момента сопротивления вращению шнека вследствие проявления виброреологического эффекта (рисунок 8). При этом коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  равны единице, если  $\left(\frac{\omega_{cp}}{\Delta\omega_{дин}}\right) \leq 1$ . При  $\left(\frac{\omega_{cp}}{\Delta\omega_{дин}}\right) > 1$  с увеличением амплитуды колебаний скорости шнека коэффициент  $k_1$  уменьшается, асимптотически стремясь к величине 0,5 при  $\Delta\omega_{дин} \rightarrow \infty$ , а коэффициент  $k_2$  уменьшается, асимптотически стремясь к нулю. Приведенные выше выражения для коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  явились основой для их численной оценки по данным моделирования на ЭВМ динамики взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с горным массивом.

При наличии случайной составляющей в колебаниях скорости вращения шнека коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  определены следующим образом:

$$k_1 = P_+, \quad k_2 = P_+ - P_-, \quad (21)$$

где  $P_+$  - вероятность того, что величина  $(\omega_{cp} + \Delta\omega_{дин}) \geq 0$ ;  $P_-$  - вероятность того, что величина  $(\omega_{cp} + \Delta\omega_{дин}) < 0$ .

Получено следующее выражение для изменения давления в напорной магистрали гидромотора:

$$P(t) \simeq P_{\text{ном}} + \frac{E_{\text{ж}}}{V_o} K_M q_M U_n U_a \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ми}}} \cos \omega_{\text{ми}} t \simeq P_{\text{ном}} + \Delta P(t), \text{ Па}, \quad (22)$$

где  $P_{\text{ном}}$  - давление в гидросистеме при отсутствии колебаний, Па.

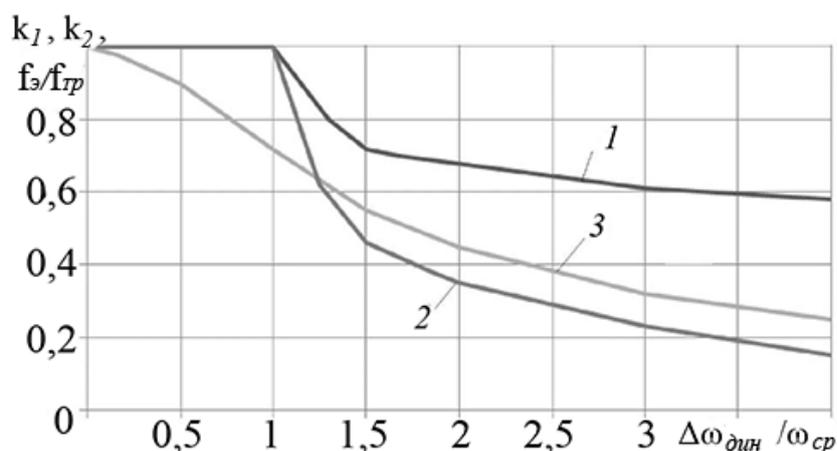


Рисунок 8 – Сравнение коэффициентов снижения момента сопротивления вращению шнека по предложенной теории и относительного эффективного коэффициента трения: 1 – при коэффициенте  $k_1$ ; 2 – при коэффициенте  $k_2$ ; 3 – при отношении  $f_3/f_{\text{тр}}$

Обозначив  $(\varphi_M - \varphi_u) = (\varphi_M - \omega_{\text{ном}} \cdot t) = \Delta\varphi_M$ , и учитывая, что  $\Delta\dot{\varphi}_M = \dot{\varphi}_M - \omega_{\text{ном}}$ , а также полагая  $\Delta\ddot{\varphi}_D = 0$ , из уравнения движения гидромоторов получено приближенное уравнение для динамической составляющей скорости вращения:

$$I_{\Sigma M} \Delta\ddot{\varphi} \simeq -K_{\Sigma} \Delta\varphi_M - v \Delta\varphi_M + \frac{1}{i_{\text{тр}}} (M_{\text{ш ном}} - M_{\text{ш}}) - \Delta M_u, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (23)$$

где  $M_{\text{ш ном}}$  - значение момента сопротивления вращению шнека при отсутствии виброреологического эффекта, при этом  $k_1 = k_2 = 1$ ;  $\Delta M_u$  - импульсный момент на валу гидромотора, создаваемый гидроимпульсным генератором:

$$\Delta M_u = \frac{E_{\text{ж}}}{V_o} K_M^2 q_M^2 U_n U_a \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ми}}} \cos \omega_{\text{ми}} t, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (24)$$

Если ввести новый параметр неравномерности давления генератора гидроимпульсов

$\zeta_p = \frac{\Delta P_{\text{max}}}{P_{\text{ном}}}$ , то при принятых выше предположениях имеем:

$$\left. \begin{aligned} \Delta M_u &= K_M q_M \cdot \zeta_p \cdot P_{\text{ном}} \cos \omega_{\text{ми}} t, \\ \frac{M_{\text{ш ном}}}{i_{\text{тр}}} &= K_M q_M P_{\text{ном}}. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Из системы (25) получено выражение для импульсного момента в виде:

$$\Delta M_u = \frac{M_{ш ном}}{i_{тр}} \cdot \zeta_p \cdot \cos \omega_{ми} t, \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (26)$$

при этом момент  $M_{ш ном}$  определяется уравнениями (17), (18) и (19) при  $sign\dot{\varphi}_M = 1$  и  $j(\dot{\varphi}_M) = 1$ .

Далее аналитически исследованы различные режимы работы привода шнекофрезерного рабочего органа при наличии виброреологического генератора:

$[\omega_{ном} - Amp(\Delta\dot{\varphi})] \geq 0$  (виброреологический эффект отсутствует);

$0 < [Amp(\Delta\dot{\varphi}) - \omega_{ном}] \ll \omega_{ном}$  (виброреологический эффект весьма мал);

$0 < [Amp(\Delta\dot{\varphi}) - \omega_{ном}] \gg \omega_{ном}$  (виброреологический эффект велик),

где  $Amp(\Delta\dot{\varphi})$ - амплитуда колебаний скорости вращения шнека (рад/с).

В первом случае, считая, что собственные колебания в приводе шнека быстро затухают и  $(M_{ш ном} - M_{ш}) = 0$ , уравнение колебаний в гидромоторах имеет вид:

$$\Delta\ddot{\varphi}_M = -\omega_0^2 \Delta\varphi_M - 2\varepsilon \Delta\dot{\varphi}_M + \frac{M_{ш ном}}{I_{эм} \cdot i_{тр}} \cdot \zeta_p \cdot \cos \omega_{ми} t, \quad \text{рад/с}^2 \quad (27)$$

где  $\omega_0$  – собственная частота колебаний привода шнека, рад/с;  $\varepsilon$  – коэффициент затухания,  $\omega_0 = \sqrt{K_{\Sigma}/I_{ГМ}}$ , а  $2\varepsilon = v/I_{ГМ}$  и угловые колебания шнека описаны выражением:

$$\Delta\varphi_M(t) = -\frac{M_{ш ном}}{I_{эм} \cdot i_{тр}} \cdot \zeta_p \left[ (\omega_0^2 - \omega_{ми}^2)^2 + 4\varepsilon\omega_{ми}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \sin(\omega_{ми}t - \varphi_0), \quad (28)$$

где  $tg \varphi_0 = \frac{2\varepsilon\omega_{ми}}{\omega_0^2 - \omega_{ми}^2}$  – тангенс угла сдвига фазы колебаний шнека, относительно фазы колебаний давления в напорной магистрали гидромоторов.

Отсюда условие отсутствия виброреологического эффекта

$$\frac{M_{ш ном}}{I_{эм} \cdot i_{тр}} \cdot \zeta_p \leq \omega_{ном} \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{ми}^2)^2 + 4\varepsilon\omega_{ми}^2}, \quad \text{рад/с}^2. \quad (29)$$

Однако величина  $\zeta_p$  зависит от частоты  $\omega_{ми}$ . Независимым от этой частоты является коэффициент регулирования амплитуды генератора гидроимпульсов

$$\zeta_q = \zeta_p \cdot \frac{\omega_{ми}}{\omega_{ном}}, \quad (30)$$

поэтому условие (29) включает в себя частоту генератора  $\omega_{ми}$ . При этом слабое проявление виброреологического эффекта все же возможно вследствие случайных колебаний толщины слоя разрушаемой породы и ее прочности.

Для второго и третьего случаев после дифференцирования уравнения движения гидромоторов по времени получено уравнение динамических колебаний скорости вращения шнека  $\Delta\dot{\varphi}_M = \Delta\omega_M$ :

$$\Delta\ddot{\omega}_M = -\omega_0^2\Delta\omega_M - 2\varepsilon\Delta\dot{\omega}_M + \frac{1}{i_{mp}} \frac{d(M_{ш\text{ ном}} - M_{ш})}{I_{эм} \cdot i_{mp} dt} + \frac{M_{ш\text{ ном}}}{I_{эм} \cdot i_{mp}} \zeta_p \frac{\omega_{ш}^2}{\omega_{ном}} \sin \omega_{ш} t, \quad \frac{\text{рад}}{\text{с}^3} \quad (31)$$

Далее определена производная от момента  $M_{ш}$ . Предварительно введены обозначения:  $M_{ш} = M_1 \cdot J(\dot{\varphi}_M) + M_2 \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_M)$ , Нм,

где:

$$M_1 = \tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\varphi_0 \omega_n \eta_{ш}} \left( 1 + \frac{2k_\sigma \varphi_0 f}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \text{tg } \alpha} + \frac{2k_\sigma \varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right), \text{ Нм},$$

$$M_2 = \psi f \tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\varphi_0 \omega_n \eta_{ш}}, \text{ Нм},$$

При этом, учитывая взаимосвязь функций  $j(\dot{\varphi}_M)$  и  $\text{sign}(\dot{\varphi}_M)$ , имеем

$$M_{ш\text{ ном}} - M_{ш} = (M_1 + 2M_2)[1 - J(\dot{\varphi}_M)], \quad \text{Н}\cdot\text{м}. \quad (32)$$

Таким образом,

$$\frac{d(M_{ш\text{ ном}} - M_{ш})}{dt} = (M_1 + 2M_2)(-1) \frac{dJ(\dot{\varphi}_M)}{dt}, \quad \text{Н}\cdot\text{м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (33)$$

где производная  $\frac{dJ(\dot{\varphi}_M)}{dt} = \frac{dJ(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)}{dt} = j(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

Функция  $J(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)$  во всех рассматриваемых случаях соотношения  $\Delta\dot{\omega}_M/\omega_{ном}$  представляет собой два единичных импульса за период изменения частоты  $\Delta\omega_M$ . Эти импульсы следуют с частотой, равной частоте изменения  $\Delta\omega_M$ .

Моменты времени, когда возникают эти импульсы, определяются моментами пересечения нулевого уровня суммой  $(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)$ . Во втором случае эти моменты близки друг к другу и два импульса можно суммировать. Суммарный импульс приурочен к моменту, когда  $\dot{\varphi}_M$  минимально, т.е. в противофазе к колебаниям  $\dot{\varphi}_M$  и синхронизирован с собственными колебаниями системы. Согласно Я.Г. Пановко, в этом случае в системе поддерживаются автоколебания на ее собственной частоте и

$$\Delta\omega_M = \frac{s}{2\omega_{ш}} (\sin \omega_{ш} t + \cos \omega_{ш} t \cdot \text{ctg} \frac{\omega_{ш} T}{2}), \quad \text{рад/с}, \quad (34)$$

где  $T$  – период появления импульсов, с. В нашем случае  $T = \frac{2\pi}{\omega_{ш}}$ ;  $\text{ctg} \frac{\omega_{ш} T}{2} = -1$ ;

$$\omega_{ш} = \sqrt{\omega_0^2 - \varepsilon^2}, \quad \text{рад/с}. \quad (35)$$

Генератор гидроимпульсов может существенно усиливать эти автоколебания, если частота  $\omega_{ми}$  располагается вблизи резонансной частоты исследуемой динамической системы  $\omega_{ш}$ .

В третьем случае моменты пересечения нулевого уровня величиной  $(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)$  следуют с частотой, близкой к  $2\omega_{ш}$ . Поэтому возможна синхронизация потенциальных автоколебаний в системе привода шнека с импульсами генератора, если частота  $\omega_{ми}$  близка к частоте  $2\omega_{ш}$ . Если импульсы момента сопротивления вызваны импульсами генератора и имеют частоту равную  $2\omega_{ми}$ , возможно усиление виброреологического эффекта при  $2\omega_{ми} = \omega_{ш}$ .

Если  $\omega_{ми} \gg 2\omega_{ш}$ , то автоколебания в системе привода шнекофрезерного рабочего органа не поддерживаются, и она является так называемой «потенциально автоколебательной системой». Таким образом, изменение частоты  $\omega_{ми}$  в диапазоне от  $\omega_{ш}$  до  $2\omega_{ш}$  усиливает виброреологический эффект. Однако указанные пределы являются ориентировочными, более точные значения частоты указаны ниже и были получены путем моделирования на ЭВМ.

С целью получения дополнительных и необходимых для обоснования параметров динамической системы комбайна результатов на основании полученных уравнений разработана цифровая модель этой системы, состоящая из отдельных взаимосвязанных блоков, моделирующих механические элементы комбайна. Рассмотрены основные механические элементы комбайна, составляющие динамическую систему, и получена система уравнений, описывающая их совместную работу. Система уравнений нелинейная и ее точное аналитическое решение получить крайне сложно, трудно дать и точную оценку влияния одних параметров системы на другие, исследовать устойчивость работы системы, оценить эффективность ее управления. Моделирование рабочей системы комбайна выполнено в программе Simulink вычислительной среды MATLAB. В основу разработанных моделей положена система уравнений (14) – (16), дополненная уравнением (36) для момента внешнего сопротивления на шнеке

$$M_{ш} = \xi_p \frac{BhW}{\varphi_0 \omega_n \eta_{ш}} \left[ \left( 1 + \frac{k_\sigma \varphi_0 f_{мп}}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \operatorname{tg} \alpha} + \frac{2k_\sigma \varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right) \cdot J \left( \frac{d\varphi_M}{dt} \right) + f_{мп} \psi \operatorname{sign} \left( \frac{d\varphi_M}{dt} \right) \right], \text{ Нм.} \quad (36)$$

Схема общей модели динамической системы привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна приведена на рисунке 9. Более детальные модели дизеля, гидронасоса, виброреологического генератора, модель, создающая внешнее возмущение в виде случайного момента сопротивления с заданными статистическими характеристиками, модель динамики давления рабочей жидкости на выходе насоса, модель изменения расхода гидропульсатора и некоторых других подсистем приведены в диссертационной работе. Внешними воздействиями для дизеля являются момент на валу дизеля и изменение расхода виброреологического генератора. Для гидромотора внешним возмущением является момент внешнего сопротивления на шнеке  $M_{ш} = M_0 + M_B$ . Для проведения моделирования в комплек-

се MATLAB написана программа ввода и расчета числовых параметров модели, текст которой также приводится в диссертационной работе.

На цифровой модели выполнен анализ устойчивости динамической системы по угловой скорости привода при отсутствии виброреологического момента. Для оценки устойчивости углового движения механической части динамической системы «дизель– гидромотор» из описывающих их движение уравнений (14) и (15) исключены внешние воздействия и получена линейная система:

$$\left. \begin{aligned} I_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} &= -K_{\Sigma}(\varphi_D - \varphi_M) - \nu \left( \frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_M}{dt} \right), \text{Нм,} \\ I_{ГМ} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} &= -K_{\Sigma}(\varphi_M - \varphi_D) - \nu \left( \frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_M}{dt} \right), \text{Нм.} \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

На основании теоремы А.М. Ляпунова об устойчивости движения установлено, что рассматриваемая динамическая система асимптотически устойчива.

Далее был выполнен анализ результатов моделирования работы динамической системы карьерного комбайна при воздействии на нее виброреологического генератора. Моделирование выполнено на цифровой модели, в которой варьировались частота и амплитуда колебаний давления в гидромоторах, задаваемых генератором.

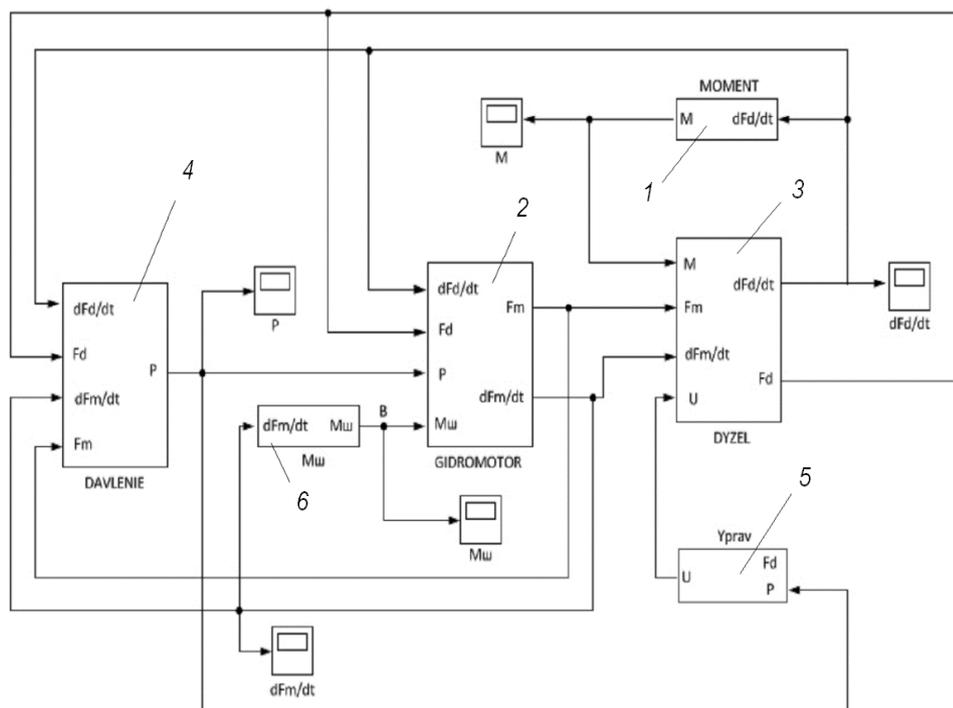


Рисунок 9 – Схема общей модели динамической системы привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна для анализа динамических процессов: 1- блок формирования динамического момента дизеля; 2 – модель функционирования гидромотора; 3 – модель функционирования системы «дизель-насос»; 4 – виброреологический генератор (гидропульсатор); 5 – блок управления виброреологического генератора ( гидропульсатором); 6 – блок формирования момента на рабочем органе

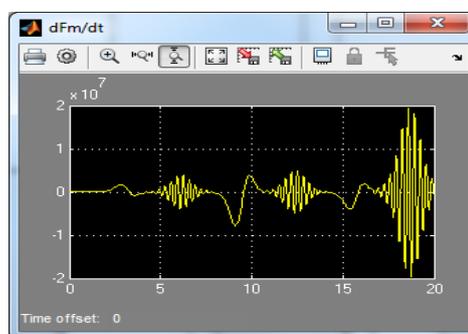
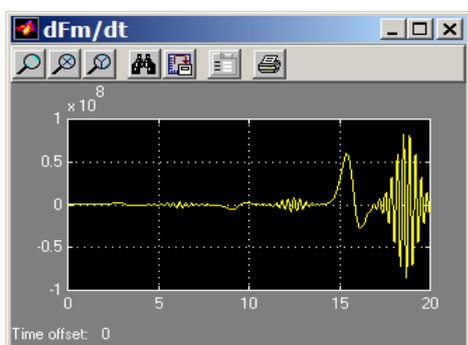
Частота колебаний давления в гидромоторах  $\omega_{ми}$  варьировалась в пределах от 1 до 30 рад/с (в отдельных случаях и более). При этом параметр регулирования генератора для каждой частоты задавался в трех вариантах:  $U_a = 12/\omega_{ми}; 24/\omega_{ми}; 36/\omega_{ми}$ .

Таким образом, в процессе моделирования принимались значения параметра регулирования генератора как больше 1, так и меньше 1. В рекомендованной для применения конструкции генератора этот параметр не может превышать 1. Но теоретически возможно применение и других типов генераторов, поэтому в работе при моделировании рассматривались и значения параметра регулирования, большие 1.

На рисунке 10,а, б, приведены примеры осциллограмм изменения скорости вращения гидромотора для случая вязкой слабой породы с характеристиками -  $\xi_p = 10 \cdot 10^6$  Па;  $\Psi = 0,7$ ;  $f = 0,65$ ;  $k_\sigma = 0,33$ .

а)  $W_{ми} = 1, U_a = 12/w_{ми}$

б)  $U_a = 36/w_{ми}$



в)  $W_{ми} = 2, U_a = 12/w_{ми}$

г)  $U_a = 36/w_{ми}$

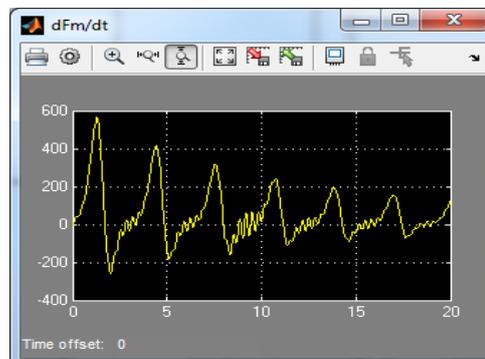
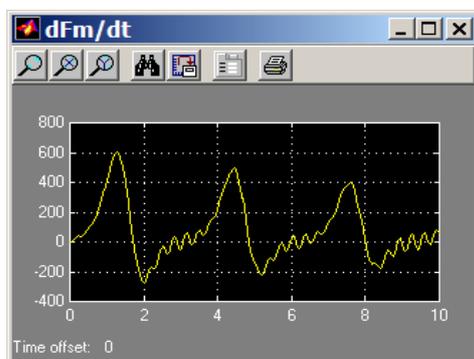


Рисунок 10 – Осциллограммы изменения скорости вращения гидромотора для случая вязкого (а, б) и хрупкого (в, г) горных массивов

На рисунке 10,в, г, приведены примеры осциллограмм колебаний скорости вращения гидромотора для случая крепкой хрупкой породы с  $\xi_p = 50 \cdot 10^6$  Па;  $\Psi = 0,3$ ;  $f = 0,40$ ;  $k_\sigma = 0,15$ . При получении этих осциллограмм повышенные значения прочности породы при моделировании компенсировались уменьшением скорости подачи комбайна и скорости вращения рабочего органа в 5 раз.

Для хрупкой крепкой породы также были получены осциллограммы для случая, когда повышение прочности горного массива компенсировалось при моделировании уменьшением толщины вынимаемого слоя горного массива. При этом на основании обработки осциллограммы установлено, что по сравнению с первым случаем существенного изменения протекающих процессов не произошло. На основании моделирования на ЭВМ установлено, что при значении параметра регулирования амплитуды генератора, равном 1, минимум коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя  $k_1$  составляет 0,63, а коэффициента снижения сил трения  $k_2 = 0,26$  (рисунок 11).

Минимум имеет место при частоте гидроимпульсов, равной примерно 1,25 частоты собственных колебаний привода шнекофрезерного рабочего органа. При частотах импульсов, близких к 0,5 частоты собственных колебаний привода, также имеет место проявление виброреологического эффекта, но в значительно меньшей степени. При дорезонансных и межрезонансных частотах импульсов размах колебаний в системе привода недостаточен для появления виброреологического эффекта. Расчеты показали, что-то же самое происходит при частотах импульсов более 1,5 собственной частоты.

При этом минимально достижимые значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  существенно снижаются, т.е. виброреологический эффект возрастает и значения коэффициентов снижаются  $k_1$  – от 0,85 до 0,63, а  $k_2$  – от 0,48 до 0,26. При очень

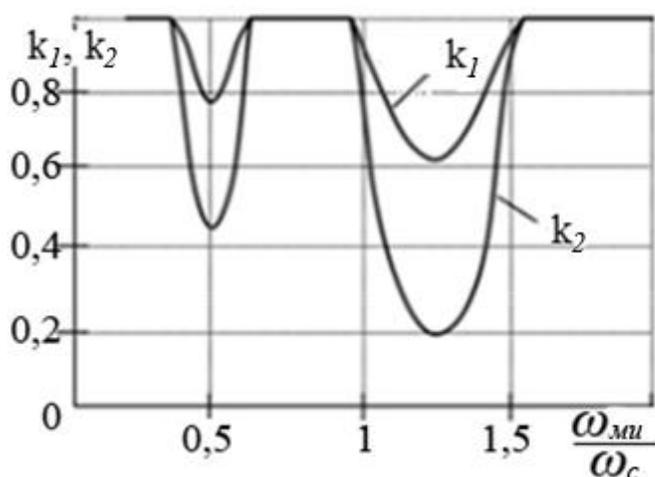


Рисунок 11 – Зависимости коэффициентов снижения момента сопротивления вращению шнека  $k_1$  и  $k_2$  вследствие проявления виброреологического эффекта от частоты генератора при  $U_a = 1$

больших значениях параметра регулирования происходит стопорение привода шнекофрезерного рабочего органа. Аналогичные выводы получены и для случая разработки горного массива из хрупких крепких пород. В этом случае минимально достижимые значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  составляют, 0,62 и 0,24, т.е. несколько ниже, чем для случая вязких слабых пород. Таким образом, на основании результатов моделирования установлено и подтверждено высказанное ранее положение о том, что минимально достижимые значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  практически не зависят от прочностных свойств разрабатываемого массива, а зависят в основном от конструктивных параметров комбайна. Для карьерного комбайна MTS-250 рекомендованы приведенные выше значения

этих коэффициентов при работе в различных режимах (при условии полного использования мощности двигателя) и при выемке различных по своим прочност-

ным свойствам горных пород. Это позволяет исследовать влияние виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна, принимая значения коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  постоянными. С использованием математических ожиданий выполнены расчеты, связанные с определением производительности комбайна. Известно, что техническая производительность карьерного комбайна при отработке пласта в плотном теле равна

$$P = BhW, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (38)$$

где  $B$  – ширина захвата шнекофрезерного рабочего органа, м;  $W$  – скорость подачи комбайна, м/с;  $h$  – высота фрезеруемого слоя, м.

Тогда энергоемкость выемки комбайном слоя породы  $H_w$ , и удельная техническая производительность  $P_{уд}$  характеризующая объем слоя горного массива в единицу времени, который приходится на один ватт развиваемой мощности ДВС –  $N_{двс}$ , связаны между собой известным соотношением

$$P_{уд} = \frac{P}{N_{двс}} = \frac{1}{H_w} \cdot \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}. \quad (39)$$

Учитывая, что развиваемая мощность двигателя пропорциональна моменту внешнего сопротивления на шнеке  $M_{ш}$  и скорости его вращения  $\omega_{ш}$ , получено следующее выражение для удельной технической производительности:

$$P_{уд} = \left\{ \frac{m_{\xi_p}}{\varphi_0} \left[ \frac{1}{\eta_{шм}} A_{ш} + (1 + f_k) \lambda \frac{\theta}{\eta_{км}} \right] + 4n_k \gamma k_{nk} \frac{\omega'}{\eta_{км}} L \right\}^{-1} \quad (40)$$

где коэффициент  $A_{ш} = \left( 1 + \frac{2k_{\sigma}\varphi_0 \cdot f}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot \text{tg} \alpha} + \frac{2k_{\sigma}\varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right) k_1 + \psi \cdot f k_2$ , а (41)

коэффициент  $\lambda(\varphi_0, \Psi) = \cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \Psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0$ , (42)

где  $f_k$  – коэффициент сопротивления движению гусеничного хода комбайна без проскальзывания равный 0,04 - 0,05;  $\eta_x$  – общий КПД привода и трансмиссии ходового механизма комбайна;  $\eta_x = 0,78 \div 0,81$ ;  $\theta$  – безразмерный коэффициент, представляющей собой отношение скорости передвижения карьерного комбайна к скорости резания породы его шнекофрезерным рабочим органом (для карьерного комбайна MTS 250  $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$ );  $\eta_k$  – КПД привода конвейера;  $k_{nk}$  – коэффициент, учитывающий увеличение мощности во время пуска конвейера под нагрузкой,  $k_{nk} = 1,25$ ;  $L$  – длина конвейера, м;  $\omega'$  – общий коэффициент сопротивления движению с учетом угла наклона конвейера, равный  $\omega' = 0,1 \div 0,3$ ; меньшее значение коэффициента сопротивления движению соответствует горизонтальному положению конвейера, а большее значение наклонному конвейеру;  $n_k$  – число конвейеров;  $\gamma$  – объемный вес горной массы, Н/м<sup>3</sup>. Как следует из таблицы,

удельная техническая производительность комбайна при применении виброреологического генератора возрастает не менее чем в 1,65 раза для слабых пород и 1,72 раза для крепких пород.

В таблице приведены результаты расчета значений удельной технической производительности комбайна  $P_{уд}$ , его производительности без работы виброреологического генератора  $P_{min}$  и их отношение для различных толщин стружек.

В работе также выполнены теоретический статистический анализ и цифровое моделирование поведения динамической системы при воздействии внешнего случайного возмущающего момента  $M_{ш}$ . С учетом результатов исследований А.В. Докукина, Ю.Д. Красникова, З.Я. Хургина, С.В. Солода и др. корреляционная функция момента  $M_0$  принята экспоненциально-коррелированной и имеет вид

$$K_{M_0}(\tau) = k_M^2 k_{ГМ}(\tau) = D_{ГМ} k_M^2 \cdot \exp(-\alpha_{ГМ}|\tau|), (\text{Нм})^2, \quad (43)$$

и соответственно спектральная плотность момента  $M_0$ :

$$G_{M_0}(\omega) = \frac{D_{M_0}}{\pi} \cdot \frac{2\alpha_{ГМ}}{\alpha_{ГМ}^2 + \omega^2} \cdot \frac{2D_{ГМ}k_M^2}{\pi(\alpha_{ГМ}^2 + \omega^2)^2}, (\text{Нм})^2 \text{с}, \quad (44)$$

где  $\alpha_{ГМ}$  ( $\text{с}^{-1}$ ),  $D_{ГМ}$  ( $\text{Нм})^2$  - константы, характеризующие прочностные свойства горного массива и зависящие от угловой скорости шнека и скорости подачи комбайна.

Таблица 1. Значения технической производительности комбайна MTS-250

$h, \text{м}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$P_{уд} \cdot 10^8, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$	$\frac{3,54}{1,1}$	$\frac{4,47}{1,56}$	$\frac{4,94}{1,82}$	$\frac{5,14}{1,95}$	$\frac{5,23}{2,0}$	$\frac{5,45}{2,1}$	$\frac{5,82}{2,34}$	$\frac{5,98}{2,52}$
$P_{min} \cdot 10^8, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$	$\frac{1,99}{0,664}$	$\frac{2,50}{0,914}$	$\frac{2,78}{1,06}$	$\frac{2,94}{1,15}$	$\frac{3,04}{1,2}$	$\frac{3,18}{1,28}$	$\frac{3,35}{1,34}$	$\frac{3,45}{1,48}$
$P = \frac{P_{уд}}{P_{min}}$	$\frac{1,778}{1,65}$	$\frac{1,789}{1,71}$	$\frac{1,776}{1,714}$	$\frac{1,747}{1,69}$	$\frac{1,718}{1,653}$	$\frac{1,715}{1,645}$	$\frac{1,736}{1,68}$	$\frac{1,732}{1,7}$

Примечание. В числителе значения производительности для прочных пород при  $\xi_p = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ;  $\Psi = 0,3$ ;  $f = 0,4$ ;  $k_\sigma = 0,33$ ; а в знаменателе – для слабых пород при  $\xi_p = 10 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ;  $\Psi = 0,7$ ;  $f = 0,65$ ;  $k_\sigma = 0,33$

Статистическое моделирование выполнено в пакете Simulink. При моделировании входного возмущающего момента с заданными характеристиками  $m_{МШ}$   $\sigma_{МШ}$  в качестве исходного использовался случайный процесс типа «белый шум». Его спектральная плотность имела частоту среза  $\omega_c$  примерно на порядок выше какой-либо характерной максимальной частоты исследуемой системы. В данном случае принята основная резонансная частота рабочей системы комбайна  $\omega_{ш} \cong 65 \text{ рад/с}$ , т.е.  $\omega_c \cong 650 \text{ рад/с}$ .

Для моделирования спектральной плотности возмущающего момента заданного вида разработана дополнительная цифровая модель, позволяющая созда-

вать и анализировать спектральную плотность случайных процессов, а также корректировать ее в соответствии с задаваемыми аналитическими зависимостями, представленными в диссертации по выражению (44).

В данном случае корректировка осуществлялась с помощью двух включенных последовательно апериодических низкочастотных фильтров с передаточными функциями вида

$$\Phi_H(j\omega) = \frac{1}{1 + j\omega\tau_c}, \quad (45)$$

где  $\tau_c$  – константа, определяющая частоту среза, с.

Сформирован случайный процесс с заданным частотным спектром, определяемым спектральной плотностью выражения (44) и характеризующий соответствующий тип горного массива. На рисунке 12 приведена реализация внешнего момента сопротивления  $M_{гм}(t)$  при использовании двух фильтров с частотами среза  $\omega_{c1} = 30$  рад/с и  $\omega_{c2} = 20$  рад/с.

Наряду со случайным внешним моментом, связанным с процессом разрушения горного массива, на шнек действует дополнительный момент, создающий виброреологический эффект. Для моделирования этого момента использовался генератор гармонического сигнала. В разработанной модели возможно изменение частоты и амплитуды колебаний виброгенератора.

На рисунке 13 приведена реализация процесса, моделирующего суммарный внешний момент  $M_{ш}$ , состоящий из внешнего момента сопротивления  $M_0$  и высокочастотного гармонического вибромомента  $M_B$ .

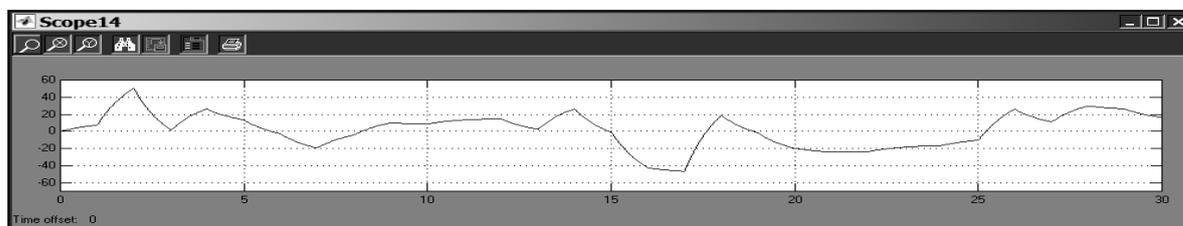


Рисунок 12 – Реализация случайного процесса, моделирующего момент сопротивления горного массива  $M_{гм}$

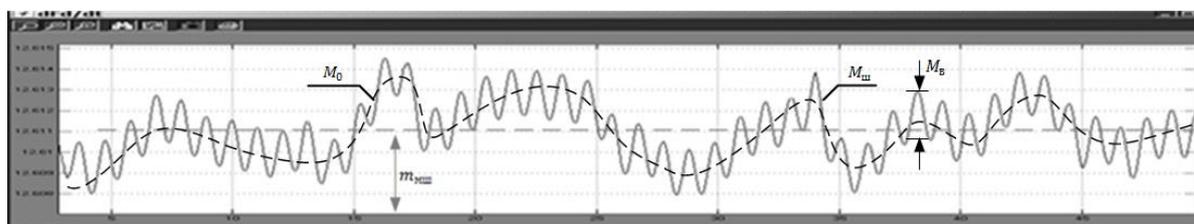


Рисунок 13 – Реализация процесса, моделирующего суммарный момент сопротивления  $M_{ш}$ , при моменте сопротивления  $M_0$  со средним значением  $m_0 = m_{M_{ш}}$

При анализе также использована описанная выше цифровая модель динамической системы. Одной из важных характеристик анализируемой динамической системы является ее передаточная функция  $\Phi_{M_d}(j\omega)$ , поскольку она позволяет при известной входной спектральной плотности возмущения  $G_{M_{ш}}(\omega)$  (в данном случае, в виде случайного момента со стороны горного массива) определять спектральную плотность реакции  $G_{M_d}(\omega)$  (например, для случайной амплитуды колебаний момента дизеля  $M_d$ ) по формуле:

$$G_{M_d}(\omega) = G_{M_{ш}}(\omega) |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2, (\text{Нм})^2 \cdot \text{с}, \quad (46)$$

где  $\Phi_{M_d}(j\omega)$  - передаточная функция системы по моменту дизеля  $M_d$ .

Из выражения (46) следует, что выходные характеристики реакции  $M_d$  (в данном случае амплитуда момента дизеля) связаны с входным возмущающим суммарным моментом  $M_{ш}$  следующими соотношениями:

- математическое ожидание реакции

$$m_{M_d} = m_{M_{ш}} \cdot \Phi_{M_d}(0), \text{Нм},$$

- дисперсия реакции

$$D_{M_d}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} G_{M_d}(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} G_{M_{ш}}(\omega) |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 d\omega, (\text{Нм})^2 \cdot \text{с}, \quad (47)$$

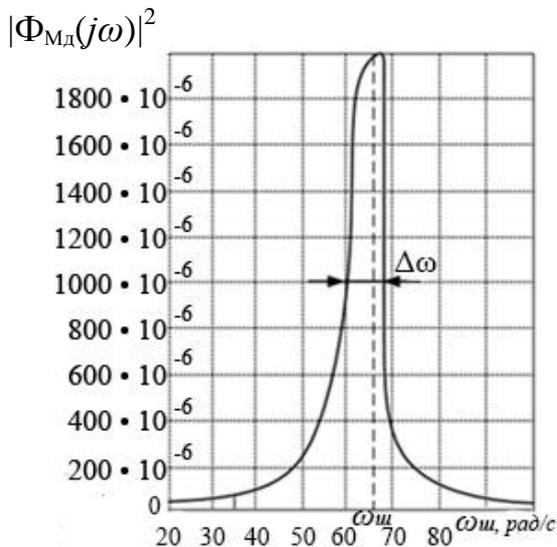


Рисунок 14 – Экспериментально полученная зависимость квадрата модуля передаточной функции динамической системы привода  $\Phi_{M_d}(j\omega)$  по амплитуде момента дизеля  $M_d$

где  $\Phi_{M_d}(j\omega)$  – передаточная функция динамической системы комбайна по амплитуде момента дизеля  $M_d$  при воздействии на систему внешнего момента  $M_{ш}$ , которая определяется по формуле:

$$\Phi_{M_d}(j\omega) = \frac{M_d(j\omega)}{M_{ш}(j\omega)}. \quad (48)$$

Для нахождения соответствующей передаточной функции динамической системы  $\Phi_{M_d}(j\omega)$  на модели в качестве возмущающего момента использован синусоидальный сигнал с амплитудой  $A_1[\text{Нм}]$  и дискретно изменяемой частотой  $\omega_i$ , т.е.  $M_{шi} = A_1 \sin \omega_i t$ , спектральная плотность которого равна  $G_{M_{ш}}(\omega) = \frac{1}{2} A_1^2 \delta(\omega - \omega_i)$ . На выходе

динамической системы фиксировалась амплитуда  $A_2$  [Нм] момента дизеля со спектральной плотностью  $G_{M_d}(\omega) = \frac{1}{2}A_2^2\delta(\omega - \omega_i)$ . Тогда на основании соотношения (48) имеем:

$$|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 = \frac{G_{M_d}(\omega)}{G_{M_{ш}}(\omega)} = \frac{A_2^2}{A_1^2}, [-]. \quad (49)$$

Вид квадрата модуля передаточной функции  $|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2$ , построенной на основании моделирования по соотношению (48), приведен на рисунке 14. Из рассмотрения полученной передаточной функции системы следует, что она является узкополосной и слабонелинейной функцией с полосой пропускания  $\Delta\omega \simeq 7,5$  рад/с и собственной частотой  $\omega_{ш} \simeq 65$  рад/с. В этом случае при определенных соотношениях между собственными частотами динамической системы и спектральной плотностью возмущающего момента данную систему можно рассматривать как одномассовую с передаточной функцией, равной

$$\Phi_{M_d}(j\omega) = \frac{1}{(\omega_{ш}^2 - \omega^2 + 2j\omega\omega_{ш}\beta_{M_d})}, \text{ с}^{-2}, \quad (50)$$

где  $\beta_{M_d}$  – коэффициент диссипации динамической системы при колебаниях амплитуды момента дизеля, определяемый из экспериментально полученной передаточной функции  $\Phi_{M_d}(j\omega)$ .

Далее определены основные статистические характеристики амплитуды момента дизеля, которые при дальнейших исследованиях могут быть использованы для оценки некоторых технических показателей комбайна.

При известном входном моменте возмущения, состоящем из внешнего момента со стороны горного массива со спектральной плотностью  $G_{M_o}(\omega)$ , виброреологическом моменте со спектральной плотностью  $G_B(\omega)$  и экспериментально полученной величиной квадрата модуля передаточной функции  $|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2$  по формуле (46) найдена спектральная плотность амплитуды момента дизеля  $G_{M_d}(\omega)$ :

$$G_{\text{вых}}(\omega) = G_{M_d}(\omega) = G_{M_{ш}}(\omega)|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 = [G_{M_o}(\omega) + G_B(\omega)]|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2, (\text{Нм})^2 \cdot \text{с}, \quad (51)$$

или, с использованием соответствующих выражений для спектральных плотностей  $G_{M_o}(\omega)$  и  $G_B(\omega)$ :

$$G_{M_d}(\omega) = \left[ \frac{2D_{ГМ}}{\pi} \frac{k_M'^2 \alpha_{ГМ}}{\alpha_{ГМ}^2 + \omega^2} + \frac{1}{2} M_B^2 \delta(\omega_B) \right] |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2, (\text{Нм})^2 \cdot \text{с}, \quad (52)$$

где  $k_M' = k_M \omega^2$ , при этом среднее значение виброреологического момента  $M_B = 0$ .

Отсюда получены следующие выражения для среднего значения реакции  $M_d$  (53) и дисперсии реакции  $M_d$  (54):

$$m_{M_d} = m_{ГМ} k_M' \Phi_{M_d}(0), \text{ Нм}, \quad (53)$$

$$D_{M_d} = \int_{-\infty}^{\infty} G_{M_d}(\omega) d\omega =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \frac{2D_{GM}}{\pi} \frac{k_M'^2 \alpha_{GM}}{\alpha_{GM}^2 + \omega^2} |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 d\omega + \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2} M_B^2 \delta(\omega - \omega_B) |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 d\omega, (\text{Нм})^2, \quad (54)$$

где  $\Phi_{M_d}(0)$  значение передаточной функции на нулевой частоте:  $\Phi_{M_d}(0) = 1/\omega_{ш}^2$ .

После вычисления интегралов в формуле (54), получено следующие выражения для дисперсии амплитуды момента дизеля:

$$D_{M_d} = \frac{D_{GM} k_M'^2 (\alpha_{GM} + 2\beta_{M_d} \omega_{ш})}{2\pi \beta_{\phi_d} \omega_{ш}^3 (\alpha_{GM}^2 + \omega_{ш}^2 + 2\beta_{M_d} \alpha_{GM} \omega_{ш})} +$$

$$+ M_B^2 \frac{1}{2\pi [(\omega_{ш}^2 - \omega_B^2)^2 + 4\beta_{M_d}^2 \omega_{ш}^2 \omega_B^2]}, (\text{Нм})^2, \quad (55)$$

и среднеквадратического отклонения амплитуды момента дизеля

$$\sigma_{M_d} = \sqrt{D_{M_d}} =$$

$$= \left( \frac{D_{GM} k_M'^2 (\alpha_{GM} + 2\beta_{M_d} \omega_{ш})}{2\pi \beta_{M_d} \omega_{ш}^3 (\alpha_{GM}^2 + \omega_{ш}^2 + 2\alpha_{GM} \omega_{ш})} + \frac{M_B^2}{2\pi [(\omega_{ш}^2 - \omega_B^2)^2 + 4\beta_{M_d}^2 \omega_{ш}^2 \omega_B^2]} \right)^{1/2}, \text{Нм}. \quad (56)$$

Как следует из выражения (55) среднее значение и дисперсия амплитуды момента дизеля состоят из членов, зависящих от типа горного массива, и членов уравнения, от него не зависящих, а определяемых параметрами передаточной функции динамической системы и виброреологического генератора, т.е. конструкцией комбайна.

Таким образом, определены статистические характеристики амплитуды колебаний момента дизеля  $M_d$ , среднее значение  $m_{M_d}$  и среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{M_d}$ . Аналогично были определены статистические характеристики и для момента  $M_{ш}$ , которые приведены в диссертации. Как следует из формулы (52), при увеличении коэффициента  $\alpha_{GM}$ , характеризующего частотные свойства горного массива, случайное возмущение со стороны массива обогащается высокочастотными составляющими, при этом дисперсия амплитуды колебаний момента дизеля  $M_d$  возрастает (рисунок 15, а).

Несмотря на весьма незначительные амплитуды этих колебаний ( $\sigma_{M_d} = \sqrt{D_{M_d}} \approx 0,01 \div 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ), они при длительном воздействии могут вызывать усталостные разрушения как самого дизеля, так и других элементов комбайна.

Из графика, представленного на рисунке 15, б, следует, что при возрастании коэффициента диссипации  $\beta_{M_d}$  дисперсия амплитуды колебаний момента дизеля уменьшается, поэтому применение демпфирующих устройств (в частности, на шнеке) является весьма желательным.

Также выполнен уточненный анализ угловых колебаний шнека комбайна MTS-250. Динамическая система привода комбайна, описываемая уравнениями (14) - (16) и (36), является нелинейной системой с постоянными коэффициентами. Однако более детальное рассмотрение показало, что некоторые коэффициенты в данной системе не являются постоянными. Одна из причин, приводящая к этому, состоит в непостоянстве массы транспортируемого груза, находящегося внутри шнека. Эта масса груза является случайной, и изменяется во времени от нуля при холостом ходе комбайна до некоторого максимального значения, определяемого, в частности, частотными характеристиками горного массива.

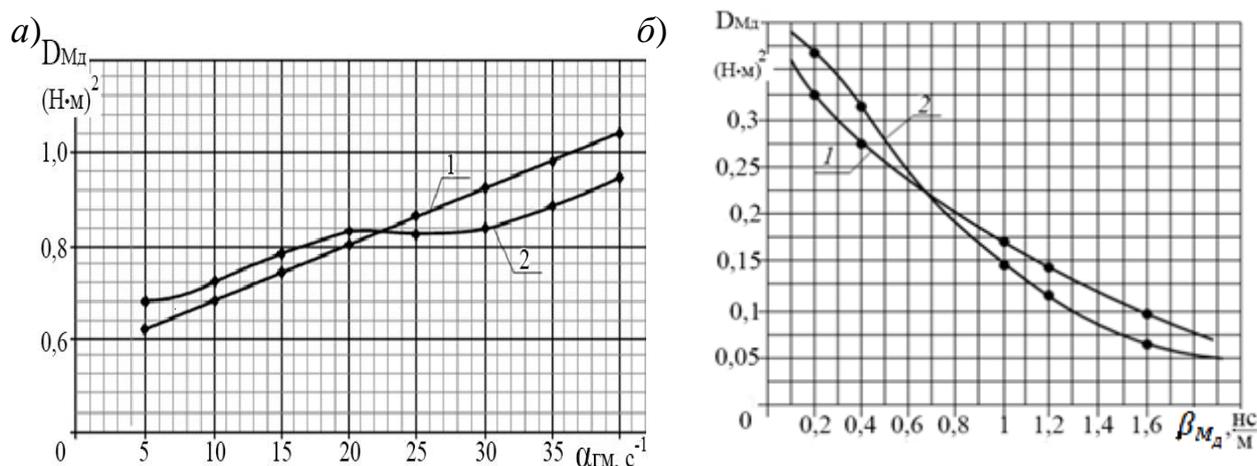


Рисунок 15 – Характер изменения суммарной дисперсии амплитуды колебаний момента дизеля  $D_{M_d}$  в зависимости от частотных характеристик горного массива (а) и коэффициента диссипации колебаний (б): 1- теоретическая зависимость, 2- результаты моделирования

Анализ рассмотренного процесса случайного изменения частоты собственных колебаний показал, что при принятом в настоящее время способе создания виброреологического эффекта в динамической системе привода комбайна при помощи генератора с постоянной частотой колебаний, равной примерно  $\omega_B \cong 1,25\omega_{\text{ш}}$  он практически всегда ухудшается, а в некоторых случаях виброреологический эффект может полностью исчезнуть. Случайная горная масса, находящаяся внутри шнека, при работе создает случайный момент инерции  $J_r(t)$ , который, суммируясь с постоянным моментом инерции шнека, гидромоторов и других элементов  $J_0$ , создает случайный результирующий момент инерции  $J_r(t)$ . Этот случайный момент инерции  $J_r(t)$  вызывает при работе комбайна случайные колебания угла поворота шнека  $\varphi_{\text{ш}}(t)$  и соответствующее случайное изменение частоты собственных колебаний  $\omega_{\text{ш}} = d\varphi_{\text{ш}}(t)/dt$ . Если горная масса внутри шне-

ка увеличивается, то увеличивается и величина его момента инерции  $J_{\Gamma}$ , следовательно, собственная частота колебаний шнека  $\omega_{ш}$  снижается до некоторого значения  $\omega_{ш2}$  (рисунок 16).

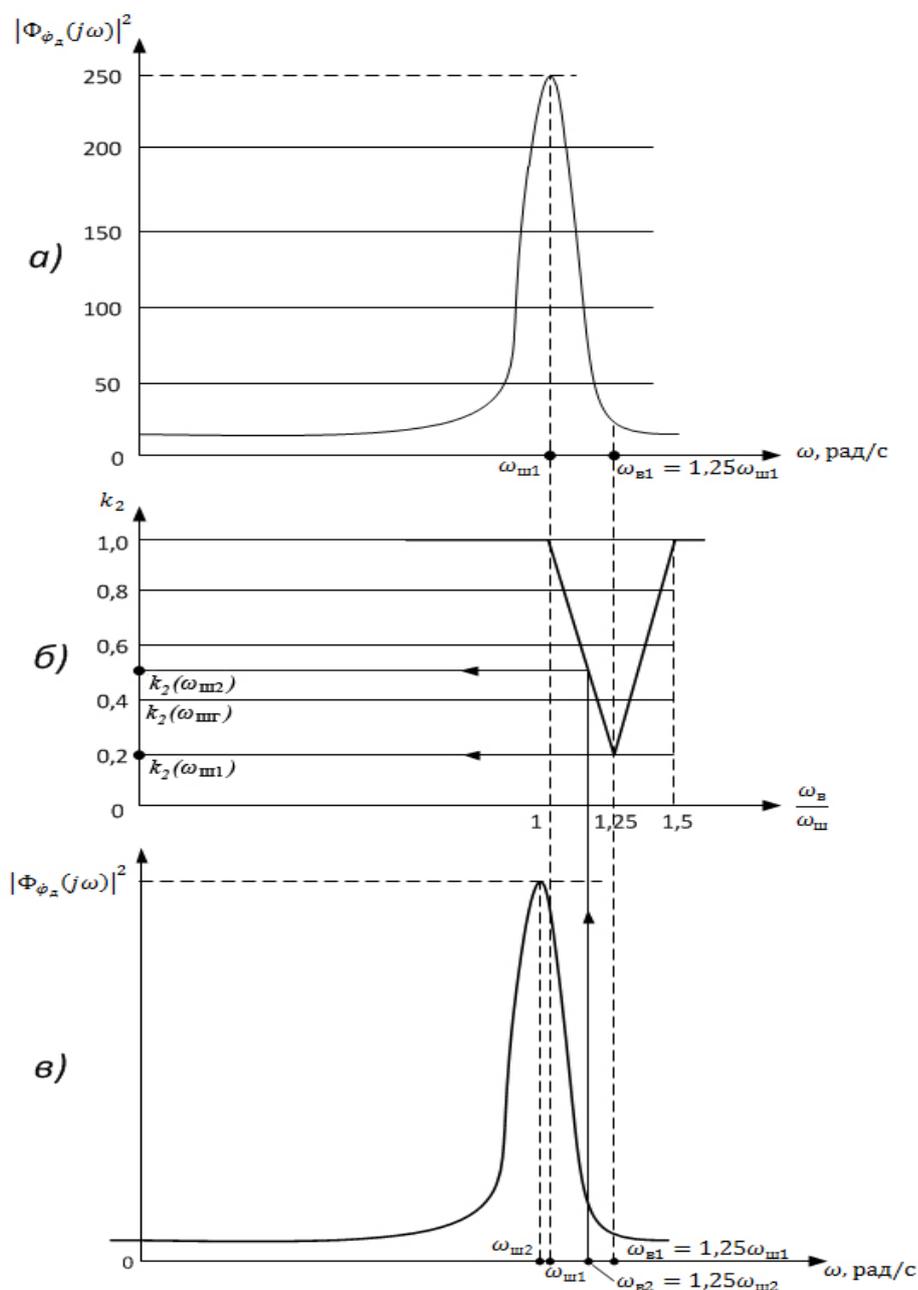


Рисунок 16 – Характер изменения коэффициента  $k_2$  при уменьшении собственной частоты динамической системы  $\omega_{ш}$

Поскольку в современной конструкции комбайна изменение частоты вибро-реологического генератора  $\omega_B$  не предусмотрено, т.е.  $\omega_B = const$ , то полученное выше основное соотношение  $\omega_B = 1,25\omega_{ш}$  нарушается и коэффициент  $k_2$  возрастает (см. рисунок 16, а) до значения  $k_2(\omega_{шГ}) \approx 0,4$ , т.е. происходит существенное снижение вибро-реологического эффекта. При разрушении хрупких горных пород вероятны случаи, когда шнек заполнится обрушившейся горной массой до уров-

ня, при котором суммарный момент инерции  $J_{\Sigma}$  возрастает до значения, при котором виброреологический эффект прекращается полностью, и возможно стопорение шнека из-за существенно возрастающего момента сопротивления. Для более детального анализа этого процесса в работе внесены изменения в математическую и цифровую модели динамической системы привода, описываемой уравнениями (14 – 16) и (36), и выполнено моделирование, которое показало, что при увеличении горной массы в шнеке, соответствующем увеличению его суммарного момента инерции на 20%, собственная частота колебаний динамической системы уменьшается с 67,5 до 62 рад/с. При этом частота колебаний виброреологического генератора, соответствующая полученному ранее соотношению  $\omega_{\text{в}} \simeq 1,25\omega_{\text{ш}}$ , при которой наблюдается минимум коэффициента снижения момента сопротивления при максимальном виброреологическом эффекте  $k_2$ , должна измениться с 83 до 78 рад/с. Однако в действительности этого не происходит и поэтому коэффициент  $k_2$  согласно рисунку 16,  $b$  увеличивается с 0,2 до 0,45, т.е. более чем в 2,0 раза. Примерно во столько же раз изменяется и потребляемая мощность, расходуемая на разрушение шнеком горного массива.

В качестве одного из вариантов предлагается вариант со следящей системой, в которой частота виброреологического генератора автоматически изменяется пропорционально собственной частоте динамической системы. При этом отношение  $(\omega_{\text{в}} / \omega_{\text{ш}}) = 1,25$  остается постоянным и система всё время функционирует при минимальном коэффициенте снижения момента сопротивления  $k_2 = 0,2$ , а потребляемая приводом шнека мощность, затрачиваемая на разрушение горного массива, остается минимально возможной.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований в диссертационной работе содержится решение актуальной научной проблемы, заключающейся в установлении закономерностей совместного формирования динамических и виброреологических параметров в системе привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с учетом случайного характера его нагружения, направленных на развитие теории динамических процессов в ней и позволяющих повысить производительность комбайна. Это имеет важное хозяйственное значение для горнодобывающей отрасли.

Основные выводы, научные и практические результаты работы, полученные лично автором, сводятся к следующему.

1. Выявлено, что внешний возмущающий момент сопротивления резанию горного массива шнекофрезерным рабочим органом комбайна является эргодическим случайным процессом и складывается из момента сопротивления реакции горного массива и виброреологического момента гидроимпульсатора. Это позволяет представить реакцию его динамической системы на внешний случайный момент сопротивления стационарным случайным процессом с установленной корреляционной функцией, параметры которой зависят от параметров динамической системы

комбайна и прочностных свойств горного массива. Установлено, что для случайного суммарного внешнего момента сопротивления, описываемого двумя полученными слагаемыми, может быть принят дифференциальный закон распределения В.И. Тихонова.

2. На основании полученных математических моделей основных элементов системы привода комбайна MTS-250 в пакете Simulink составлены цифровые модели функционирования дизеля, гидромотора, виброреологического гидропульсатора, гидронасоса, а также модель динамики давления рабочей жидкости на выходе насоса, модель изменения расхода гидропульсатора. Разработанные модели объединены соответствующими связями в общую функциональную модель, для которой разработаны соответствующие подпрограммы, обеспечивающие ввод исходных данных и расчет числовых параметров общей модели. Разработана дополнительная цифровая модель, позволяющая создавать случайный возмущающий момент, анализировать его спектральную плотность, а также корректировать ее в соответствии с задаваемыми зависимостями. Возможен также анализ спектральных плотностей выходных реакций отдельных элементов системы.

3. Установлено, что при регулировании амплитуды гидроимпульсного устройства, обеспечивающего наложение целенаправленных колебаний шнекофрезерному рабочему органу, проявляется виброреологический эффект. Соотношение между амплитудой виброреологического момента и среднеквадратическим отклонением внешнего момента сопротивления, возникающего при разрушении горного массива, целесообразно поддерживать в пределах от 3 до 5. При этом обеспечивается достаточно высокая вероятность проявления виброреологического эффекта. Степень его проявления характеризуется коэффициентами, учитывающими влияние снижения касательной составляющей реакции забоя и сил трения при транспортировании горной массы по шнеку. Теоретически доказано, что вследствие виброреологического эффекта касательная составляющая реакции массива может снижаться в два раза, а силы трения – практически до нуля. Для комбайна MTS-250 значения этих коэффициентов составляют 0,63 и 0,26 соответственно при полном использовании мощности двигателя в условиях выемки прочных и слабых горных пород.

4. Выявлена закономерность, присущая данному типу комбайна (MTS-250), заключающаяся в том, что при соотношении между собственной частотой динамической системы привода  $\omega_{ин}$  и частотой гидроимпульсатора  $\omega_в$ , равной  $\omega_в = 1,25\omega_{ин}$  в максимальной степени реализуется виброреологический эффект и минимизируется мощность привода, затрачиваемая на разрушение горного массива. Установлено, что система привода рабочего органа карьерного комбайна является так называемой «потенциально автоколебательной системой». При частотах импульсов генератора близких к  $0,5\omega_{ин}$ , также имеет место проявление виброреологического эффекта, но в значительно меньшей степени. При частотах импульсов генератора более  $1,5\omega_{ин}$  собственной частоты колебаний амплитуда автоколебаний невелика и виброреологический эффект практически не наблюдается. Для данного комбайна колебания возмущающего момента на входе динамической

системы не оказывают существенного влияния на амплитуду момента дизеля, а следовательно, и производительность комбайна.

5. Аналитически установлены и экспериментально подтверждены закономерности изменения удельной производительности карьерного комбайна от его технологических, энергетических, конструктивных и виброреологических параметров, а также прочностных свойств горного массива. Установление рациональных параметров гидроимпульсатора, обеспечивающих проявление виброреологического эффекта, позволяет в диапазоне изменения толщины вынимаемого слоя породы от 0,1 до 0,8 м обеспечить рост удельной производительности не менее чем в 1,72 для крепких и 1,65 раза для мягких пород.

6. С учетом установленных параметров передаточной функции динамической системы предложен аналитический метод расчета нагрузок, действующих на элементы привода силовой установки комбайна при случайном характере возмущающей нагрузки. Показано, что при увеличении прочности горных пород случайный возмущающий момент, обогащающийся высокочастотными составляющими, вызывает рост дисперсии амплитуды колебаний выходного момента дизеля. Так, при изменении параметра  $\alpha$  в корреляционной функции внешнего случайного момента сопротивления, зависящего от прочностных свойств горного массива, от 5,0 до 40,0 дисперсия амплитуды колебаний выходного момента возрастает в 1,4 раза.

7. Путем моделирования установлено, что переменная горная масса, находящаяся внутри шнекофрезерного рабочего органа, случайным образом изменяет частоту собственных колебаний динамической системы комбайна. При заполнении горной массой внутреннего объема порожнего шнека на 20% собственная частота динамической системы изменяется на 5,5 рад/с. Это приводит к нарушению рационального соотношения между собственной частотой системы и постоянной частотой гидроимпульсатора и увеличению коэффициента трения шнека о породу от 0,2 до 0,45 и существенному снижению виброреологического эффекта.

8. Результаты исследований по развитию теории динамических процессов в системе привода силовой установки шнекофрезерного рабочего органа комбайна приняты при формировании плана приоритетных технических разработок угледобывающих предприятий ОАО ХК «СДС-Уголь» и внедрены на ЗАО «Евроцементгруп» при модернизации системы привода силовой гидрообъемной установки эксплуатирующихся карьерных комбайнов. Это позволит обеспечить повышение технико-экономических показателей эксплуатации карьерного комбайна с расчетным годовым экономическим эффектом в 22,7 – 32,7 млн. руб. в зависимости от прочности разрушаемых пород. Результаты работы представлены фирме «TAKRAF GmbH Тенова» для совершенствования конструкции карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом TSM 300.

**Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:** использование разработанной теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна будет способствовать, как созданию комплексной теории теоретических основ надежности карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом, так и технического задания на разработку карьерного ком-

байна, оснащенного виброреологическим генератором. Это позволит рассчитывать производительность карьерного комбайна при его работе по добыче полезных ископаемых различной прочности и при эксплуатации в сложных горногеологических условиях еще на стадии проектирования. Также целесообразно использовать ее в стабилизации процесса работы шнекофрезерного рабочего органа комбайна при добычи алмазов, бокситов, фосфоритов, строительных материалов и угля.

**Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных:**

*в монографиях:*

**1. Грабский А.А.** Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна / А.А. Грабский // – М.: МГГУ, 2011. – 204с.

*в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ:*

**2. Грабский А.А.** Анализ динамических процессов с использованием цифрового моделирования в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна, оснащенного виброреологическим генератором. / Грабский А.А., Кантович Л.И. // Горный информационно-аналитический бюллетень. Труды международного научного симпозиума «Неделя горняка – 2015». – 2015. – С. 482-506.

**3. Грабский А.А.** Анализ динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна, оснащенной виброреологическим генератором. / Грабский А.А., Кантович Л.И. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. - № 12. – С. 202-210.

**4. Грабский А.А.** Статистическое моделирование динамических процессов в шнекофрезерном комбайне MTS-250/ А.А. Грабский // Научно практический журнал "Перспективы науки". – 2013. - №1(40). – С. 73-78.

**5. Грабский А.А.** Развитие теории динамических и тепловых процессов в силовой гидрообъемной установке карьерного комбайна / Грабский А.А. // Горный информационно-аналитический бюллетень. Труды международного научного симпозиума «Неделя горняка - 2012». – 2012. – С. 484-500.

**6. Грабский А.А.** Установление дифференциального закона распределения полного момента сопротивления на шнекофрезерном рабочем органе карьерного комбайна / А.А. Грабский// Горная промышленность. – 2012. - №5 (105). – С. 91-95.

**7. Грабский А.А.** Анализ динамического нагружения шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна статистическим методом / А.А. Грабский // Горная промышленность. – 2012. - № 4 (104). – С.158-160.

**8. Грабский А.А.** Статистическая оценка энергетических показателей комбайна MTS-250 (Германия) / А.А. Грабский // Записки Горного института. – 2012. - Т. 199. – СПб. – С. 384-387.

**9. Грабский А.А.** Использование цифрового моделирования при анализе устойчивости динамической системы карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом типа MTS (Германия) / А.А. Грабский // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. - №6. – С. 204-211.

**10. Грабский А.А.** Динамика взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с породным массивом / А.А. Грабский // Уголь. – 2012. - № 12. – С. 54.

**11. Грабский А.А.** Карьерный комбайн как динамическая система с обратной связью / А.А. Грабский // Уголь. – 2012. - № 9. – С. 43.

**12. Грабский А.А.** Перспективы развития технологии горных работ карьерными комбайнами нового технического уровня / А.А. Грабский // Строительные материалы. – 2011. - № 11. – С. 73 – 75.

**13. Грабский А.А.** Анализ основных кинематических и силовых параметров при расчете тягового усилия механизма хода карьерного комбайна / А.А. Грабский // Уголь. – 2010. - № 11. – С. 33-34.

**14. Грабский А.А.** Анализ параметров технологического нагружения основных механизмов карьерного комбайна за цикл его работы / А.А. Грабский // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. - № 10. – С. 211-219.

**15. Грабский А.А.** Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов / А.А. Грабский // Горная промышленность. – 2010. - №4 (92). – С. 60-62.

**16. Грабский А.А.** Основные факторы, определяющие уровень технической производительности карьерного комбайна / А.А. Грабский // Горный журнал. – 2010. - № 7. – С. 70-74.

**17. Грабский А.А.** Техническая производительность карьерного комбайна / А.А. Грабский // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. - № 10. – С. 206-210.

**18. Грабский А.А.** Влияние конструктивных, технологических и виброреологических параметров на производительность карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом / Л.И. Кантович, А.А. Грабский // Горное оборудование и электромеханика. – 2009.- №1. – С. 5-11.

**19. Грабский А.А.** Анализ кинематических и силовых параметров транспортной системы карьерного комбайна / А.А. Грабский // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. - № 11 – С. 214-217.

**20. Грабский А.А.** Влияние эффективного коэффициента трения породы о шнек на техническую производительность карьерного комбайна с шнекофрезерным рабочим органом / Р.Ю. Подэрни, А.А. Грабский, Д.А. Кузиев // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2007. - № 7. – С. 5-10.

**21. Грабский А.А.** Сравнительный анализ результатов аналитических и экспериментальных исследований момента сопротивления вращению шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна / В.Ф. Замышляев, А.А. Грабский, Д.А. Кузиев, Н.А. Абдуазизов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2007.- № 7. – С. 15-23.

*в научных сборниках и других изданиях:*

**22. Грабский А.А.** Новый научный подход в исследовании динамических процессов как основы разработки и проектирования материалов трансмиссии карьерного комбайна. /Кантович Л.И., Грабский А.А.// Сборник докладов ||| Международная конференции "Инновационная деятельность предприятий по исследо-

ванию, обработке и получению современных материалов и сплавов". Оренбург 3-5 февраля 2014г. ООО "Университет". – С. 222-239.

**23. Грабский А.А.** Карьерные комбайны как динамическая система с обратной связью / Грабский А.А. // Сборник материалов Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии, оборудование и материалы в машиностроении». Алматы 1-2 ноября 2012. – С. 35-37.

**24. Грабский А.А.** Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов для безвзрывной послойной выемки прочных пород / И.В. Петров, А.А. Грабский, Ле Бинг Зыонг, А.А. Губенко // Сборник материалов XIV Международной конференции «Технологии, оборудование и сырьевая база горных предприятий промышленности строительных материалов». Москва, 8-10 сентября 2010. – С. 168-174.

**25. Грабский А.А.** Аналитическая модель производительности карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом / А.А. Грабский // Материалы Международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития». Навои (Республика Узбекистан), 12-14 мая 2010. – С. 178-179.

**26. Грабский А.А.** Исследование динамических и тепловых процессов в системах гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с шнекофрезерным рабочим органом. Сборник статей. / А.А. Грабский// – М.: Отдел печати Московского государственного горного университета, – 2010. – 90с.

***В патентах и авторских свидетельствах Российской Федерации:***

**27. Грабский А.А.** Резец горной машины / Кантович Л.И., Первов К.М., Грабский А.А. и др./ Авт. свид. СССР №1704518, Бюллетень изобретений № 9, 1991г.