

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский технологический
университет «МИСиС»

На правах рукописи

ГРАБСКИЙ АЛЕКСАНДР АДОЛЬФОВИЧ

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

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант
доктор технических наук,
профессор Кантович Л.И.

Москва 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	14
1.1. Современные особенности, состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов	14
1.2. Анализ научно - исследовательских работ, связанных с формированием момента сопротивления при разрушении слоя породы шнекофрезерным рабочим органом.....	22
1.3. Исследование динамических процессов в	
шнекофрезерном рабочем органе	30
1.4. Цель и задачи исследования.....	36
ГЛАВА 2. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШНЕКОФРЕЗЕРНЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН	
КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА	38
2.1. Статистические характеристики случайных нагрузок	38
2.2. Установление дифференциального закона распределения полного..... момента сопротивления на шнекофрезерном рабочем органе	
карьерного комбайна.....	47
2.3. Оценка корреляционной функции реакции исполнительного органа комбайна на внешний момент сопротивления	58
Выводы по главе	66
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА КОМБАЙНА MTS-250, ОСНАЩЕННОГО ВИБРОРЕОЛОГИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ	68
3.1. Структурный анализ динамической системы	
«привод-рабочий орган-забой»	68
3.2. Динамическая модель привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна.....	70
3.3. Определение момента внешнего сопротивления на шнеке	
карьерного комбайна.....	78
3.4. Качественный анализ динамики шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна.....	95
Выводы по главе	101

ГЛАВА 4. ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА КОМБАЙНА И АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ РЕЖИМОВ ЕГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ	104
4.1. Основные элементы динамической модели системы привода.....	
рабочего органа карьерного комбайна MTS-250	104
4.2. Оценка устойчивости механической части динамической системы привода шнекофрезерного комбайна MTS-250.....	111
Выводы по главе	117
ГЛАВА 5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НА СИСТЕМУ ВИБРОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА.....	119
5.1. Исследование влияния виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом при выемке слоя породы различной толщины	119
5.2. Результаты моделирования влияния виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна при выемке слоя породы различной толщины	139
Выводы по главе	144
ГЛАВА 6. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ШНЕКОФРЕЗЕРНОГО КОМБАЙНА.....	147
6.1. Моделирование случайного внешнего момента и процесса взаимодействия комбайна с горным массивом.....	147
6.2. Уточненный анализ угловых колебаний шнека комбайна MTS-250	168
6.3. Статистическая оценка энергетических показателей процесса разрушения горного массива комбайна MTS-250	176
Выводы по главе	179
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	183
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	188
ПРИЛОЖЕНИЯ	205

ВВЕДЕНИЕ

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 гидрообъемной силовой 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 параметров 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 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 влияния 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 различных 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, Р.Ю. Хургина, С.В.Солода, где приведён анализ и экспериментально обоснован общий экспоненциальный вид корреляционной функции, описывающей характер изменения прочностных

изменений 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 Тепова» (г. Лаухамер, Германия 10 октября 2011 г.); научно-техническом Совете ЗАО «Евроцемент груп» (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 Тепова» 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.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Современные особенности, состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов

Технология выемки полезных ископаемых на современных карьерах основана на применении вскрышных и добычных машин большой единичной мощности [1, 28, 35, 40-51, 82, 95, 118, 140-145]. И производительность этих машин постоянно наращивается путем увеличения конструктивных элементов и их веса без изменения принципа работы (так у экскаваторов наращивается вместимость ковшей, длина стрел, а также рукоятей и т.д.). И на сегодняшний день такие машины достигли технического уровня и габаритов, при которых дальнейшее их развитие стало предельно затруднено.

Это показывает проведенный сопоставительный анализ удельных показателей энергоемкости и энерговооружения отнесенные к весу различных видов основного карьерного оборудования [1, 28, 118], результаты которого представлены на рисунке 1.1. Так на рисунках 1.1, а и 1.1, б он выполнен с учетом основных параметров (веса – G , теоретической производительности $\Pi_{\text{теор}}$ и установленной мощности силовой установки оборудования $N_{\text{уст}}$) и по удельным критериям: $N_{\text{уст}} / \Pi_{\text{теор}}$ (кВт·ч/м³) и $N_{\text{уст}} / G$ (кВт/т). Результат анализа показывает, что на сегодняшний день наиболее перспективными являются машины послойного фрезерования – карьерные комбайны, которые могут обеспечивать самые высокие удельные усилия при номинальной производительности по сравнению со всеми остальными видами основного выемочно-погрузочного оборудования и имеют запас развития по весу. [1, 118, 126, 140].

Важнейшим их преимуществом является то, что при отработке полезного ископаемого выемка без потери качества невозможна, в результате чего при традиционной технологии в процессе подсчета запасов слои потенциально полезного ископаемого относятся к низшему сорту или вообще не считаются.

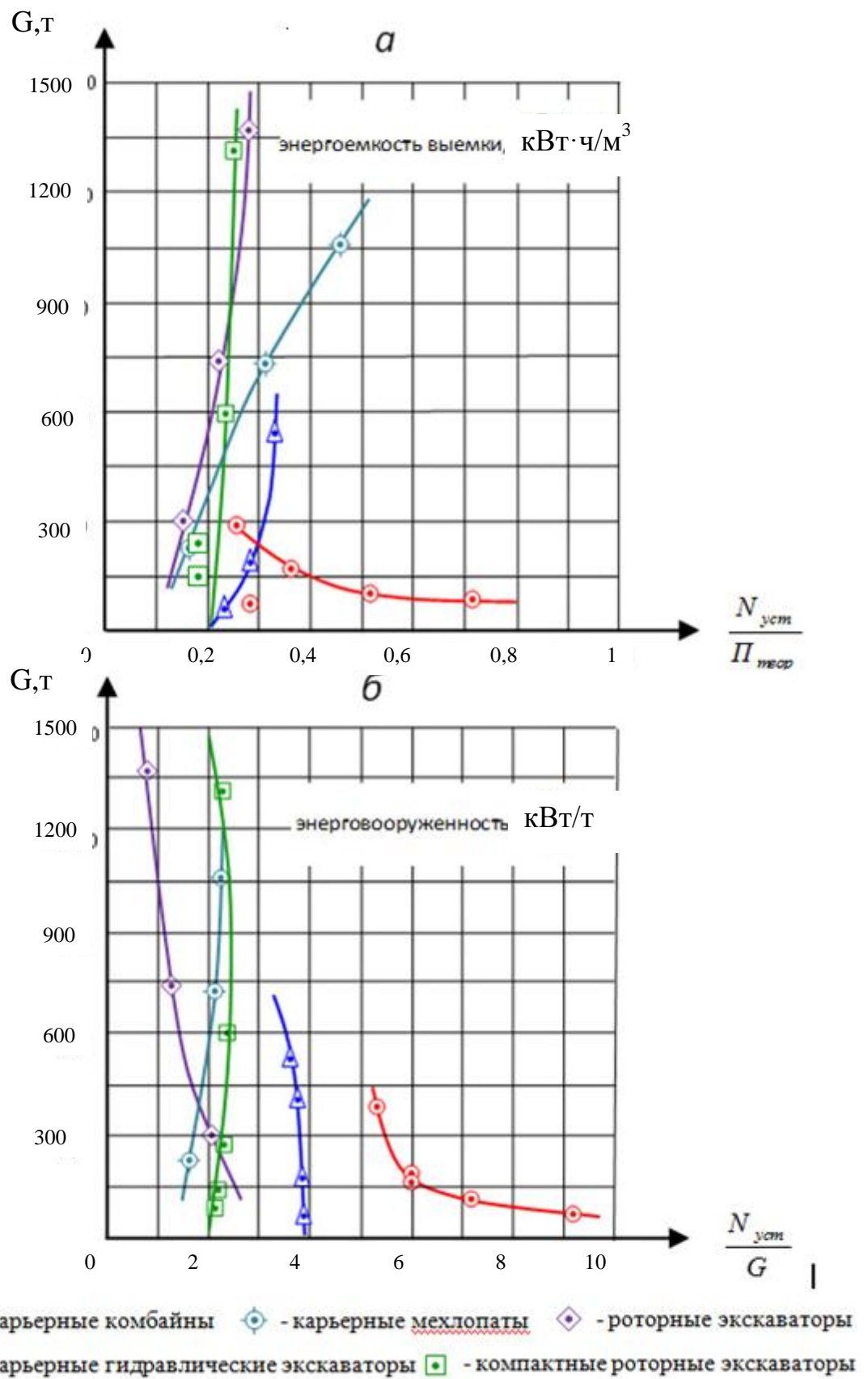


Рисунок 1.1 - Зависимость удельных показателей энергоемкости (а) и энерговооруженности выемки породы от веса основного карьерного оборудования (б)

Создание и внедрение на открытых разработках нового поколения машин, обеспечивающих замену традиционной технологии с применением БВР при разработке скальных и полускальных пород на безвзрывную, является прогрессивным направлением в совершенствовании выемочно-погрузочных работ [126]. Карьерные комбайны можно отнести к оборудованию, самостоятельно обеспечивающему технологические процессы отделения от массива, дробления и погрузки разрушенной горной массы [134].

Технология отработки породного массива формирует целый комплекс предпосылок для достижения экологической чистоты и повышения эффективности открытых горных работ, что обосновывается следующими возможностями, рассмотренными и выделенными ранее в работах [1, 28, 77, 84, 85]:

- управления параметрами обрабатываемых уступов в изменяющейся горнотехнической обстановке, поскольку при послойно-полосовой технологии производства горных работ высота уступа и ширина заходки не зависят от линейных параметров экскавационной машины типа «Surface Miner» (SM);

- исключения взрывной отработки горного массива, представленного весьма крепкими породами, что позволяет сократить эксплуатационные издержки, обусловленные необходимостью проведения буровзрывных работ при использовании традиционной выемочно-погрузочной техники, и максимально исключить вредное воздействие на окружающую среду;

- создание условий для формирования технологических схем с полной конвейеризацией транспорта, что особенно важно для повышения эффективности функционирования глубоких карьеров с большими грузопотоками горной массы.

Сегодня, подобная техника производится только фирмами на машиностроительных заводах Германии, США, Англии, Австрии, Японии, Швеции. Но в связи с введенными в отношении России санкциями имеет ограничение и высокую стоимость поставок. Это повышает интерес и значимость исследований в этом направлении для создания собственной техники.

Наибольшую эффективность работы [1, 28, 49, 82] показали карьерные комбайны непрерывного действия с центральным и передним расположением рабочего органа, обеспечивающие послойную выемку пород с прочностью до 150 МПа. С середины 20 столетия время фирма «MANTAKRAF», сейчас «TAKRAF GmbH Tepova» выпускает два типа комбайнов - фрезерные серии MTS и компактные серии MTS-C. Которые предназначены для открытой разработки пород прочностью до 150 МПа (известняк, бокситы, алмаза, боксита и железа - содержащие, медные и сланцевые руды, фосфориты, крепкий бурый уголь, каменный уголь, соли, глины и другие твердые осадочные породы) механическим послойным фрезерованием без обязательного предварительного взрывания. Такие комбайны имеют модульную конструкцию, включающую гусеничные тележки – модуль ходовой части, модуль рабочего продоразрушающего органа – шнек с опорной рамой, дизель-гидравлическую силовую установку, модуль кабины управления, оснащенной системами кондиционирования, видеонаблюдения и информации, а также системами навигации, пылеподавления и теле и радиоуправления. Исполнительный орган роторного типа, оснащен фрезами с армированными резцами округлой формы. На мягких и абразивных породах целесообразно использовать поворотные резцы, описание конструкции которых приведено в [67, 104]. В настоящее время комбайны роторного типа с ковшовым рабочим органом распространения не получили, а наибольшее применение получили карьерные комбайны со шнекофрезерным рабочим органом. Так только по данным фирмы «TAKRAF GmbH Tepova» комбайны такой конструкции этой фирмы работают в Узбекистане, России, Австралии, Эстонии, Чили [49].

Все карьерные комбайны по силовому оборудованию разделяются на машины, работающие от собственной силовой установки или от подведенной энергии. Они главным образом имеют электрические или гидравлические привода и очень редко оснащаются собственной силовой установкой.

Например, роторный рабочий орган комбайн KSM 2000R питается от двух источников энергии, имея мощность в 1100 кВт, он приводится в действия при помощи электрогидравлической силовой установки, подсоединенной

шестикиловольтным кабелем к внешней сети. Собственный дизельный двигатель мощностью в 1000 кВт обеспечивает работу остальных приводов машины [113].

И по сегодня на карьерных комбайнах применяется следующее силовое оборудование [82]:

- дизельный двигатель внутреннего сгорания, используемый для любых мощностей (и очень редко карбюраторный бензиновый двигатель);
- электрическое, постоянного или переменного тока, любой мощности, напряжением до 500 и 380 вольт соответственно;
- гидравлическое (как правило, дизель – гидравлическое) оборудование – машины с гидрообъемным приводом, насосами и моторами с рабочим давлением жидкости до 32 – 40 МПа при мощности до 1000 кВт;

Если машина имеет несколько механизмов, то по количеству рабочих двигателей различают одномоторный и многомоторный приводы.

Привод от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с механической, гидромеханической и с гидравлической трансмиссиями применяется там, где нежелательна связь с внешним источником энергии. Привод обладает высокой готовностью к работе, экономичностью, малыми массой и габаритами. Его недостатком является наличие сложных трансмиссий при нескольких рабочих механизмах, необходимость принятия специальных мер при работе в условиях низких температур, невозможность непосредственного реверсирования. Механическая трансмиссия обычно эффективна при мощности до 120 – 170 кВт, при мощности от 170 до 750 кВт эффективнее ДВС с гидромеханической трансмиссией. Естественно, что при большой мощности легче обеспечить экономичность наименее сложного вида привода [62].

Недостатками объемных гидроприводов являются: относительная дороговизна рабочих жидкостей, качество которых должно удовлетворять высоким требованиям; необходимость применения различных жидкостей в летних и зимних условиях; зависимость объемного к. п. д. привода от температуры жидкости.

Дизель-гидравлическая передача с высоко моментными гидромоторами применяется для полного или почти полного устранения механических трансмиссий в сложных машинах, в условиях нецелесообразности или невозможности применения других дизель-гидравлических передач и необходимости применения индивидуального привода всех механизмов [62]. Так, например, из многообразия различных схем объемного гидропривода в карьерных комбайнах, получили распространение схемы с насосами регулируемой подачи и высоко моментными нерегулируемыми гидродвигателями.

В качестве первичного двигателя любого типа гидропривода обычно применяется дизель. Насосы устанавливаются непосредственно на валу двигателя или на выходных валах раздаточного редуктора, входной вал которого получает вращения от двигателя. Особенно упрощается ходовой механизм с применением гидродвигателей, встроенных в ходовые колеса или гусеницы. Количество насосов в приводе зависит от требований совмещения операций и особых условий регулирования скорости движения каждого рабочего механизма.

В настоящее время гидродвигатели выполняются главным образом плунжерного типа, они имеют более высокий КПД и долговечность, а при регулируемом расходе обеспечивают также бесступенчатое изменение частоты вращения с высокими передаточными отношениями.

В современных конструкциях карьерных комбайнов элементы гидроприводов главным образом производятся из стальных цельнотянутых труб. Эти бесшовные трубы обладают повышенной прочностью, т.к. подвергаются специальной термообработке в вакууме, которая и придает им гибкость, как у медных труб. Для обеспечения надежной работы, рабочая жидкость гидросистемы должна обладать малой вязкостью и низкой температурой застывания, без содержания химических активных примесей, чтобы они не разъедали резину и не корродировали металл. Одной из новых разработкой фирмы «MANTA KRAF» является карьерный комбайн MTS-250. Который с начала 2002 г. эксплуатируется на участке «Ташкура» фосфоритового месторождения в Узбекистане. Мощность пласта из крепкого фосфорита с

прочностью на сжатие около 50 МПа составляет до 0,7м [82]. И первый опыт эксплуатации комбайна MTS-250 на участке «Ташкура», показал недостаточно высокую производительность при выемке рудных фосфопластов различной мощности дискретными порциями [84]. Это объясняется тем, что техническая производительность карьерного комбайна с силовым дизель-гидравлическим объемным приводом существенно зависит от динамических процессов происходящих как на рабочем органе комбайна, так и в системе силовой гидрообъемной установки комбайна, понижающих эффективность его работы. Необходимость дальнейшего повышения производительности горных машин такого типа и обусловленное этим увеличение их энерговооруженности определили направление исследования динамических процессов для улучшения их динамических и энергетических характеристик без существенного увеличения их габаритных размеров с повышением эффективной работы комбайна и его производительности. И прежде всего динамические параметры [60] и характеристики определяют особенности и свойства гидропривода, его специфику, что в полной мере проявляется в рабочих режимах забойных машин. Поэтому при изучении свойств гидропривода необходим системный подход, учитывающий динамические процессы в приводе, характер движения корпуса машины и формирование случайных нагрузок, которые являются функциями координат автономной системы «машина - забой».

Сложные колебательные процессы, возникающие в приводе, можно разделить на быстрые движения (область высоких частот) и медленные (область низких частот) [28, 29, 215, 31]. Быстрые движения, определяемые колебаниями координат привода в рабочем режиме, могут быть исследованы при постоянных параметрах системы [81, 61]. Медленные движения характеризуются в основном изменением сопротивляемости массива разрушению и жесткостью механизма подачи (ходового механизма комбайнов) при перемещении машины в забое. Эти факторы определяют систему как нестационарную и требуют применения специальных методов исследования [81].

В работе [95, 96] дана сравнительная оценка динамической нагруженности гидропривода в зависимости от жесткости системы подачи, выполненная методами математического моделирования, в которой показано, что увеличение жесткости подачи (ходового механизма комбайна) приводит к качественному изменению структуры спектра нагруженности трансмиссии. Это проявляется в отсутствии составляющих нагрузки, обусловленных автоколебаниями скорости подачи. Однако в гидравлической системе происходит усиление динамики низкоамплитудных нагрузок, которые характеризуются наличием высокочастотной (60—70 Гц) составляющей давления в напорной магистрали с коэффициентами вариации 0,10—0,12. Исследованием электромеханической системы импульсного привода исполнительного органа роторного экскаватора [120], установлены зоны устойчивой работы привода, определяющиеся соотношением частот его собственных колебаний $-\omega_c$ и возмущающих воздействий дебалансов импульсатора $-\omega_d$:

$$0,6 < \omega_d / \omega_c < 0,8 \text{ и } 1,3 < \omega_d / \omega_c < 2,0 \quad (1.1)$$

Наиболее благоприятной является зона $\omega_d / \omega_c > 1,0$, где ЭМС позволяет осуществить достаточно широкий выбор жесткостных и инерционных параметров привода. Таким образом, быстрые движения, определяемые колебаниями координат привода, не оказывают существенного влияния на уровень динамического нагружения в элементах его трансмиссии при высокочастотных возмущающих воздействиях. Так, наименьший уровень нагрузок отмечен в зоне отношения частот $1,3 < \omega_d / \omega_c < 2,0$. Момент, развиваемый электродвигателем, в этом случае изменялся в пределах 2 — 4% от номинального момента [120].

С повышением энерговооруженности и динамической нагруженности приводов карьерного комбайна, возрастают энергетические потери в системе, обусловленные увеличением сил сопротивления трению при выемке слоя породы, в частности, шнекофрезерным органом. Поэтому задача снижения этих сил заслуживает особого внимания. Для этого целесообразно учесть выводы по

работе [59] Григорьева А.С.. В которой для снижения энергетических потерь в системе рекомендуется применять импульсную систему подачи [4].

Все вышесказанное позволяет сделать вывод, что необходимо аналитически описать работу виброреологического генератора для установления рациональных параметров его работы на породах различной крепости, позволяющих повысить производительность карьерного комбайна.

1.2. Анализ научно - исследовательских работ, связанных с формированием момента сопротивления при разрушении слоя породы шнекофрезерным рабочим органом.

Карьерный комбайн, как и все горные машины, при работе испытывает внешние нагрузки (силы сопротивления), вызванные разрушением слоя породы. Выемка слоя породы фрезерованием характерна, тем, что шнек лишь часть траектории разрушает породу, а оставшуюся ее часть проходит без нагрузки, по воздуху. Особенность процесса фрезерования является такая переменная толщина стружки, и соответственно усилие на вооружении шнека изменяется в зависимости от его положения на траектории движения. Понятно, что фрезерование не дает возможности внедрять оптимальный режим разрушения по всей траектории.

Рассмотрев результаты основных работ по этой проблеме, можно отметить, что определение сил сопротивления породы разрушению с учетом результатов полученных в работах [12, 22, 24, 62, 95, 106, 110, 111] производится при следующих допущениях:

- внедрение вооружения шнека происходит в изотропный породный массив, обладающей постоянной прочностью $\sigma = const$;
- под действием сжимающих напряжений перед вооружением шнека образуется ядро диспергированной породы, а под действием сдвигающих напряжений, появляющихся от сил действующих перпендикулярно плоскости

вращения шнека, выдавливание породы в свободное пространство между забоем и обечайкой шнекофрезерного органа.

В процессе выемки слоя породы на шнекофрезерный орган действует сила реакции забоя – F , которую можно определить по двум ее ортогональным составляющим – F_t направленной по касательной к окружности обечайки шнека и равной окружному усилию, и нормальной составляющей – F_n направленной по радиусу к оси окружности обечайки шнека [35, 82, 109, 111].

Величина реакции слоя породы при фрезеровании F составит:

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_n^2}, \text{ Н.} \quad (1.2)$$

Таким образом, сила сопротивления породы от одноосного сжатия определится как:

$$F_t = \sigma S_\Gamma, \text{ Н.} \quad (1.3)$$

Площадь сечения снимаемой рабочим органом стружки в горизонтальной плоскости S_Γ определяется как:

$$S_\Gamma = 2 \frac{W}{\omega} \frac{hB}{D\varphi_0}, \text{ м}^2, \quad (1.4)$$

где: B – ширина захвата слоя породы, м; $B_{min} \leq B \leq [B]$, здесь $[B]$ – длина шнекофрезерного органа;

φ_0 – угол контакта витка шнека со слоем фрезеруемой породы, град;

$$\varphi_0 = \arccos \left(1 - \frac{2h}{D} \right), \quad (1.5)$$

h – высота слоя породы; $h_{min} \leq h \leq [h]$, здесь $[h]$ – максимально возможная высота слоя, определяемая конструкцией крепления цапф шнекофрезерного органа; D – диаметр окружности режущих кромок вооружения шнека; W, ω – скорости поступательного и вращательного движения шнека соответственно.

При этом касательная составляющая реакции слоя фрезеруемой породы составит:

$$F_t = 2\sigma \frac{BhW}{\varphi_0(h/D)D\omega}, \text{ Н.} \quad (1.6)$$

В свою очередь, нормальная составляющая реакции породы при ее фрезеровании в соответствии с результатами, полученными в работах [12, 82, 106, 110, 111], определяется из соотношения:

$$F_n = \psi \cdot F_t, \text{ Н.} \quad (1.7)$$

где ψ – коэффициент, принимается 0,3 – 0,7.

При этом большие значения соответствует связанным пластичным породам, а меньшие - крепким и хрупким породам.

Таким образом, нормальная составляющая реакции фрезеруемого забоя с учетом уравнения (1.6) составит величину:

$$F_n = 2\psi\sigma \frac{BhW}{\varphi_0(h/D)D\omega} \text{ Н.} \quad (1.8)$$

Точка приложения силы реакции к окружности режущих элементов шнека, в случае $S_0 < h$ имеет угловую координату φ_a , равную:

$$\varphi_a = \frac{2}{3} \varphi_0, \text{ рад.} \quad (1.9)$$

Сила – F_z , выталкивающая шнеко-фрезерный орган из забоя, составит:

– для варианта, работающего по часовой стрелке

$$F_z = F_t \sin \varphi_a + F_n \cos \varphi_a, \text{ Н,} \quad (1.10)$$

– для варианта, работающего в режиме, против часовой стрелки:

$$F_z = F_n \sin \varphi_a - F_t \cos \varphi_a, \text{ Н.} \quad (1.11)$$

А сила сопротивления движению карьерного комбайна F_x определится:

– для варианта, работающего по часовой стрелке:

$$F_x = F_n \sin \varphi_a - F_t \cos \varphi_a, \text{ Н}, \quad (1.12)$$

– для варианта, работающего по схеме против часовой стрелки:

$$F_x = F_n \sin \varphi_a + F_t \cos \varphi_a, \text{ Н}. \quad (1.13)$$

Рассмотрение зависимостей (1.12) и (1.13) свидетельствует, что величина силы сопротивления движению карьерного комбайна – F_x существенно зависит от направления вращения шнекофрезерного рабочего органа. Наименьшее значение силы сопротивления движению комбайна соответствует направлению вращения его рабочего органа по часовой стрелке, а наибольшее – против часовой стрелки.

Для аналитического определения момента трения при транспортировании горной массы вдоль оси вращения шнекофрезерного органа рассмотрим силы, действующие на породу при ее взаимодействии с винтом шнека, вращающегося по часовой стрелке, как на комбайне MTS-250.

От действия осевой силы F_y виток шнека воздействует на породу и последняя прижимается к витку с нормальной силой N_τ . Тогда в направлении противоположном вращению, в зоне контакта витка шнека с породой возникает сила трения $F_{\text{ш}}$.

Если разложить нормальную силу, действующую на виток шнека, на составляющие: N_R направленную перпендикулярно к оси действия нормальной силы, и N_τ – касательную к поверхности цилиндра, диаметр которого равен D

$$N_R = N \sin \frac{a_n}{2}, \text{ Н}, \quad (1.14)$$

$$N_\tau = N \cos \frac{a_n}{2}, \text{ Н}, \quad (1.15)$$

где a_n – угол трапециидальности профиля шнека, рад.

Равнодействующая силы трения – $F_{\text{ш}}$ и N_τ (на рисунке 1.8 обозначена через R). Виток шнека наклонен к горизонтальной плоскости под углом – α ,

следовательно, угол между силами N_τ и F_y будет равен α . Далее из условия равновесия имеем

$$tg(\varphi' + \alpha) = \frac{F_{\text{ш}}}{N_\tau} = \frac{fN}{N \cos \frac{\alpha_n}{2}} \text{ или } \frac{F_{\text{ш}}}{N_\tau} = \frac{f}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \quad (1.16)$$

Здесь φ' - угол между силами R и N_τ , рад; f – коэффициент трения шнека о породу (обычно принимается равным $f = 0.4 \div 0.65$, причем меньшее значение соответствует крепким хрупким, а большее – вязким пластичным породам).

Следует отметить, что Н.Е. Жуковский определил результат (1.16) как «приведенный коэффициент трения». После несложных преобразований с учетом зависимостей (1.14) и (1.15) было определено соотношение между тангенциальной $F_{\text{ш}}$ и осевой F_y силами:

$$F_{\text{ш}} = F_I tg(\varphi + \alpha), \text{ Н}, \quad (1.17)$$

соотношение с учетом результата (1.16) принимает вид

$$F_{\text{ш}} = \frac{f F_y}{\cos \frac{\alpha_n}{2}}, \text{ Н}. \quad (1.18)$$

Осевая сила – F_y , определена как сумма силы инерции слоя породы $-F_I$, препятствующей его перемещению, и силы $-F_{\text{сд}}$, сдвигающей слой вдоль продольной оси шнека:

$$F_y = F_I + F_{\text{сд}}, \text{ Н}, \quad (1.19)$$

$$F_I = B \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{h}{D} \cdot \frac{W}{\omega} \left(\frac{t\omega}{2\pi} \right)^2, \text{ Н}, \quad (1.20)$$

$$F_{\text{сд}} = 2zk_\sigma \sigma \frac{BhW}{\omega D tg \alpha}, \text{ Н}, \quad (1.21)$$

Где k_σ – отношение прочностей породы при ее сдвиге и сжатии ($k_\sigma = 0.15 \div 0.33$ меньшее значение соответствует крепким хрупким, а большее мягким пластичным породам; см. [123]):

$$F_y = \frac{Bhw}{D\omega} \left[\frac{\gamma}{g} \cdot \left(\frac{t\omega}{2\pi} \right)^2 + \frac{2zk_\sigma\sigma}{tg\alpha} \right], \text{Н.} \quad (1.22)$$

Момент сопротивления трению – M_T при выемке слоя породы шнеко-фрезерным рабочим органом (рисунок 1.9), составит:

$$M_T = f \frac{D}{2} \left(F_n + \frac{F_y}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right), \text{Нм.} \quad (1.23)$$

Подставляя уравнения (1.8) и (1.22) в выражение (1.23), окончательно имеем

$$M_T = f \frac{BhW}{\omega} \left[\sigma \left(\frac{\psi}{\varphi_0} + \frac{2zk_\sigma}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha} \right) + \frac{\gamma}{2g \cos \frac{\alpha_n}{2}} \left(\frac{t\omega}{2\pi} \right)^2 \right] \quad (1.24)$$

Числовая оценка величин слагаемых, заключенных в квадратных скобках выражения (1.24), показала, что третий член суммы составляет не более 0,05% от первых двух слагаемых. Таким образом, момент сопротивления трению M_T при выемке слоя породы шнекофрезерным рабочим органом (см. рисунок 1.3), составит:

$$M_T = f\sigma \frac{BhW}{\omega\eta_{ш}} \left(\frac{\psi}{\varphi_0} + \frac{2zk_\sigma}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha} \right), \text{Нм.} \quad (1.25)$$

где $\eta_{ш}$ – общий КПД трансмиссии привода шнекофрезерного органа, $\eta_{ш} = 0,85 \div 0,89$ [68].

Момент сил M_p , необходимый для разрушения слоя фрезеруемой породы, в соответствии с выражениями (1.8) и (1.18) составит

$$M_p = \sigma \frac{BhW}{\omega\eta_{ш}\varphi_0}, \text{ Нм} \quad (1.26)$$

Полный момент сил сопротивления $M_c = M_T + M_p$ при выемке слоя породы шнеко-фрезерным органом, определён как:

$$M_c = \sigma \frac{BhW}{\omega\eta_{ш}\varphi_0} \left[1 + f \left(\psi + \frac{2zk_{\sigma}}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha} \cdot \varphi_0 \right) \right], \text{ Нм.} \quad (1.27)$$

Следует отметить, что в приведенных выше выражениях упущен еще один момент сопротивления – виброреологический момент, создаваемый силой N ; так, для учета воздействия виброреологического эффекта на сопротивление вращению шнекофрезерного органа в последнем выражении вместо коэффициента трения f используется «эффективный коэффициент сухого трения»:

$$f_3 = \frac{f}{\sqrt{1 + \frac{v_{отн}^2}{v_H^2}}}, \quad (1.28)$$

где v_H и $v_{отн}$ – соответственно, номинальная окружная скорость шнека и скорость, обусловленная его угловыми колебаниями.

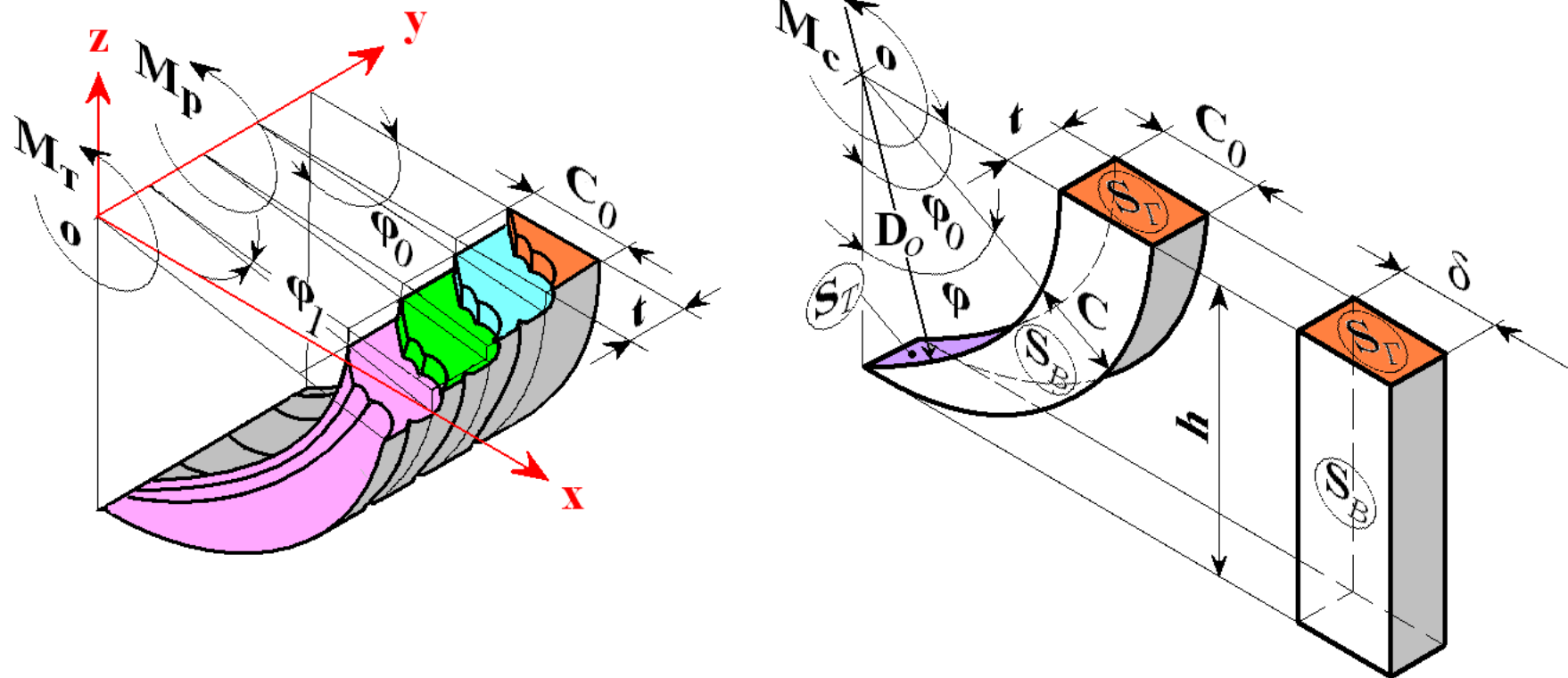


Рисунок 1.3 - Схема моментов действующих на шнекофрезерный рабочий орган при его вращении по часовой стрелке

1.3. Исследование динамических процессов в шнекофрезерном рабочем органе

Положительными моментами отмеченных выше работ является то, что в них формируется актуальная задача по разработке импульсного привода вращения шнекофрезерного органа с оперативным регулированием частоты и амплитуды колебаний движущего момента [82].

При одной и той же установленной мощности силовой установки карьерного комбайна импульсный привод позволит осуществлять выемку слоя породы с более высокой прочностью или существенно увеличить ресурс элементов гидропривода рабочего органа без снижения его производительности за счет снижения эффективного коэффициента трения f_s [94].

Принципиальная гидрокинематическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с импульсным движущим моментом приведена на рисунке 1.4. Рабочая жидкость подается от реверсивного регулируемого насоса – 1, получающего вращение через раздаточный редуктор от дизеля, к реверсивному радиально-поршневому гидромотору – 2 по замкнутой схеме [82].

Предохранительные клапаны - 3 и 4 всегда ограничивают давление со стороны потока рабочей жидкости. Трехпозиционный распределитель – 5 с гидравлическим управлением служит для отвода части нагнетательной рабочей жидкости из линии низкого давления. Когда подача насоса – 1 равна нулю, насос подпитки – 6, распределитель – 5 (находящийся в среднем положении), поддерживающий клапан – 7 и воздушный радиатор – 8 сливает рабочую жидкость в гидробак. При не нулевой подаче насоса – 1, насос подпитки – 6, через обратный клапан – 9 или 10 (в зависимости от направления потока рабочей жидкости в насосе – 1) всегда подает рабочую жидкость в магистраль низкого давления замкнутого гидравлического контура. Высокое давление (в магистрали

– 11) соответствует направлению подачи рабочей жидкости при работе через планетарный редуктор – 12 шнекофрезерным рабочим органом – 13 слоя породы.

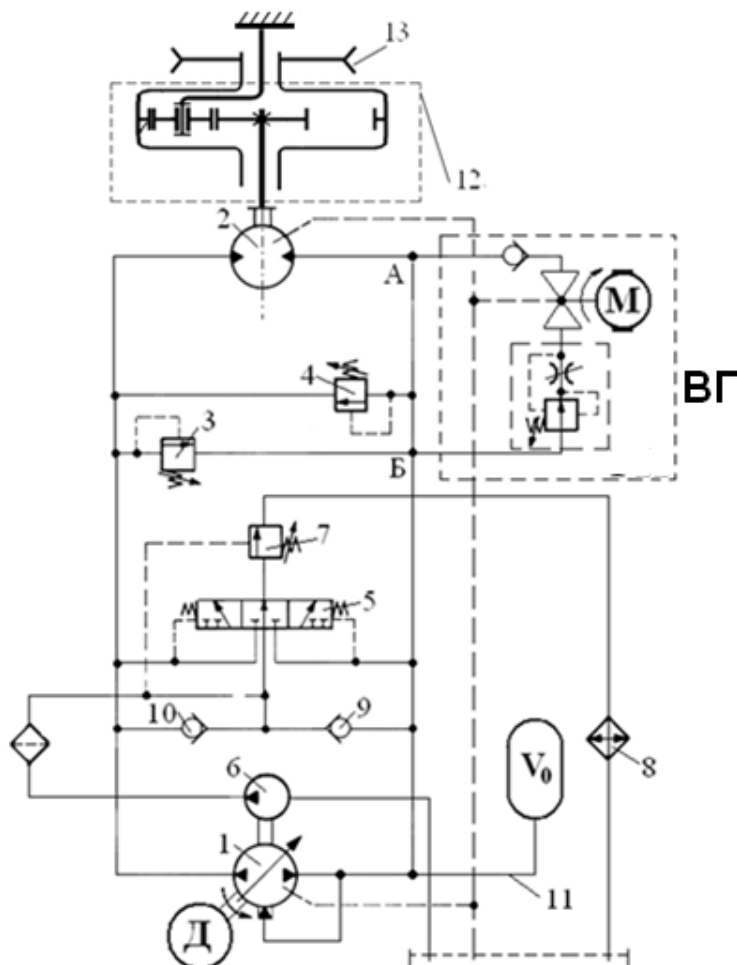


Рисунок 1.4 - Принципиальная гидрокинематическая схема силовой гидрообъемной установки с виброреологическим генератором - ВГ и трансмиссией рабочего органа карьерного комбайна

Расход рабочей жидкости в гидромоторе – 2 (см. рисунок 1.4) в функции времени – t , в соответствии с рекомендациями [73], можно записать следующим образом:

$$Q_M(t) = U_H \cdot q_H \cdot \omega_H \left[1 + \left(1 - \cos \frac{\pi}{2Z} \right) \sin \omega_H \cdot t \right], \quad (1.29)$$

где U_H – параметры регулирования объема рабочих камер насоса, $0 \leq U_H \leq 1$;

q_H – объемная постоянная насоса, $\text{м}^3/\text{рад}$;

ω_n – частота вращения вала насоса, соответствующая скорости вращения приводного дизеля, рад/с;

z – число поршней гидромотора, ед.

Согласно работы [82] была разработана принципиальная гидравлическая схема вращения шнекофрезерного органа с импульсным движущим моментом (см. рисунок 1.10), в которой, к участку магистрали высокого давления – 11 (к точкам А и Б) параллельно подключен виброреологический генератор давления (расхода) [35,81]. Расход рабочей жидкости с учетом уравнения (1.29) определяется зависимостью:

$$Q_M(t) = U_n \cdot q_n \cdot \omega_n \left[1 + \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z} \right) \sin \omega_n \cdot t + U_a \sin(\omega_{\text{ми}} U_\omega) \cdot t \right], \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.30)$$

где U_a – параметр регулирования амплитуды импульса расхода ($0 \leq U_a \leq 1$);

U_ω – параметр регулирования частоты импульса расхода ($0 \leq U_\omega \leq 1$).

Заметим, что приведенное выше уравнение записано без учета угловых колебаний в элементах привода, что представляется ошибочным. Кроме того, здесь не учтен эффект мультипликации.

Уравнение расхода рабочей жидкости в напорной магистрали привода шнекофрезерного рабочего органа с учетом ее сжимаемости записано в виде:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0} \left[Q_H(t) - K_M q_M \frac{d\varphi_M}{dt} \right], \text{ Па/с} \quad (1.31)$$

где $Q_H(t)$ – подача насоса – как было установлено ранее, является неравномерной;

K_M – число гидромоторов привода шнекофрезерного рабочего органа; (для комбайна MTS 250 равное $K_M = 2$);

q_M – объемная постоянная одного гидромотора привода шнекофрезерного рабочего органа, м³/рад (для комбайна MTS 250 равная $q_M = 0,6397 \cdot 10^{-3}$ м³/рад);

φ_M – обобщенная угловая координата вращения вала гидромотора привода шнекофрезерного рабочего органа, рад;

$E_{\text{ж}}$ – модуль упругости рабочей жидкости, Па (для минеральных масел составляет $E_{\text{ж}} = 0,8 \cdot 10^9$ Н/м² [116]).

V_0 – объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления привода шнекофрезерного рабочего органа;

P – индикаторное давление рабочей жидкости на выходе из насоса, Па.

Расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна в анализируемых работах представлена в виде двух-массовой динамической системы, находящейся под действием движущего момента – M_d от дизельного двигателя (с моментом инерции – I_d , приведенного к валу насоса) и момента сопротивления – M_c на рабочем органе.

Установившееся движение шнекофрезерного рабочего органа описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} I_d \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} = M_d - M_1 - i_d \left(K_n U_n q_n P + v_1 \frac{d\varphi_d}{dt} \right); \text{Нм}, \\ I_{gm} \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} = K_m \cdot q_m P + v_2 \frac{d\varphi_d}{dt} - M_c, \text{Нм}, \end{cases} \quad (1.32)$$

где: I_d , I_{gm} – момент инерции (приведенный к валу гидромотора) вращающихся масс дизеля и трансмиссии привода, Нм,

φ_d , φ_m – угловые обобщенные координаты вращения вала дизеля и гидромотора, соответственно, рад;

v – коэффициент демпфирования колебаний за счет диссипативных потерь в кинематических парах трансмиссии и в гидropередаче привода, определяемый из выражения:

$$v = \frac{\delta}{\pi} \cdot \left(\frac{I_d I_{gm}}{I_d + I_{gm}} K_{TP} \right)^{0,5}, \quad (1.33)$$

K_{TP} – суммарная крутильная жесткость трансмиссии привода, Нм/рад, определяемая по формуле:

$$K_{TP} = \frac{K_\Gamma K_{TP}}{K_\Gamma + K_{TP}}, \text{Нм/рад}, \quad (1.34)$$

здесь: K_Γ – крутильная жесткость гидropередачи «насос-гидромотор», Нм/рад, определяемая по формуле:

$$K_{\Gamma} = \frac{E_{\text{ж}} q_{\text{м}}^2}{V_0}, \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}, \quad (1.35)$$

$M_{\text{д}}$ – движущий момент дизеля, может быть представлен на рабочей ветви линейной механической характеристикой в виде:

$$M_{\text{д}} = \left(\omega_{\text{хх}} - \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \right) \frac{M_{\text{ДНОМ}}}{\omega_{\text{хх}} S_{\text{НОМ}}} \frac{q_{\text{м}}}{q_{\text{н}}}, \text{Нм}, \quad (1.36)$$

здесь: $\omega_{\text{хх}}$ – угловая скорость вала дизеля без нагрузки, рад/с;

$M_{\text{ДНОМ}}$ – номинальный момент дизеля, равный $M_{\text{ДНОМ}} = 3,74 \text{ кНм}$;

$S_{\text{НОМ}}$ – номинальное скольжение дизеля, равное 5%.

Здесь: $\omega_{\text{хх}}$ – угловая скорость вала дизеля без нагрузки, рад/с; $M_{\text{ДНОМ}}$ – номинальный момент дизеля, равный $M_{\text{ДНОМ}} = 3,74 \text{ кНм}$;

$\frac{q_{\text{м}}}{q_{\text{н}}}$ – коэффициент мультипликации крутящего момента в силовом гидравлическом контуре «насос-гидромотор» привода рабочего органа, равный:

$$\frac{q_{\text{м}}}{q_{\text{н}}} = 14.$$

Таким образом, в работе [82] движение шнекофрезерного рабочего органа при выемке слоя породы карьерным комбайном с учетом гидромеханических процессов в регулируемом по скорости силовом гидравлическом контуре «насос – гидромотор» привода вращения, а также с учетом виброреологических процессов взаимодействия рабочего органа комбайна в зоне фрикционного контакта с породой, описывается системой совместных дифференциальных уравнений. Однако исследование динамики в цитируемых выше работах шнекофрезерного рабочего органа производилось путем численного решения системы уравнений динамики методом Рунге-Кутты, что не позволяет рассмотреть широкий диапазон варьирования параметров привода и режимов его работы. В то же время, сейчас имеется возможность эффективно решать такие задачи путем цифрового моделирования на ЭВМ. 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 обеспечить самые высокие удельные усилия копания при номинальной производительности.

Ранее рядом исследований установлено, что уровень технической производительности P_T карьерного комбайна в значительной степени определяется параметрами виброреологического процесса в зоне фрикционного контакта его рабочего органа с горным массивом. Этими исследованиями также установлена закономерность изменения полного момента сопротивления, действующего на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна при его вращении, отличающаяся учетом момента сопротивления трению при сдвиге слоя породы по шнекофрезерному 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 учтены жесткостные (включая модуль упругости рабочей жидкости) и инерционные параметры регулирующего контура гидравлического привода. Однако используемые для моделирования динамики привода рабочего органа системы 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 влияние обосновывается экспериментальными исследованиями, 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 колебаний.

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

Таким образом, дальнейшее развитие теории динамических процессов в системе привода шнекофрезерного рабочего органа комбайнов, эксплуатируемых на карьерах, остается актуальной научной проблемой.

1.4. Цель и задачи исследования

В соответствии с целью работы и на основании критического анализа современного состояния проблемы сформулированы следующие задачи исследования:

- установить характер силового взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с горным массивом и получить аналитическое описание нагрузок;
- 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;
- установить рациональные параметры генератора, обеспечивающие устойчивое существование виброреологического эффекта;
- разработать цифровую модель динамической системы привода и выполнить моделирование для исследования ее внутренней структуры;
- исследовать устойчивость работы динамической системы привода;

- разработать перенастраиваемую цифровую модель источника динамических нагрузок на шнекофрезерный рабочий орган системы привода комбайна;
- исследовать поведение динамической системы привода 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.

2. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШНЕКОФРЕЗЕРНЫЙ РАБОЧИЙ ОРГАН КОМБАЙНА

В главе, основываясь на данных экспериментальных исследований, рассмотрены основные положения статистического анализа динамических нагрузок, возникающих при взаимодействии шнекофрезерного рабочего органа комбайна с горным массивом. Приведены основные характеристики статистических нагрузок, найдены их корреляционные функции и спектральные плотности, установлены дифференциальные законы распределения нагрузок, описаны передаточные функции некоторых механических элементов динамической системы комбайна.

2.1. Статистические характеристики случайных нагрузок

Основой для создания математической модели динамических нагрузок являлись результаты экспериментальных исследований нагрузок на шнекофрезерный исполнительный орган карьерного комбайна MTS – 250 фирмы MAN – TAKRAT (Германия) при эксплуатации на фосфоритовом «Ташкура» месторождении Республики Узбекистан [1, 28, 35, 82, 93, 96, 111, 130].

На рисунке 2.1 приведена временная зависимость давления в напорной магистрали насосной установки, пропорционального реакции шнека на внешнее возмущение в виде момента сопротивления разрушению горного массива при вращении шнека (кривая 1) и периодического момента, создающего виброреологический эффект (кривая 2).

Анализ временной зависимости «1» показал, что аппроксимировать её при помощи каких-либо периодических или гармонических детерминированных функций времени не представляется возможным, поэтому при анализе был использован подход, основанный на статической интерпретации полученных экспериментальных данных.

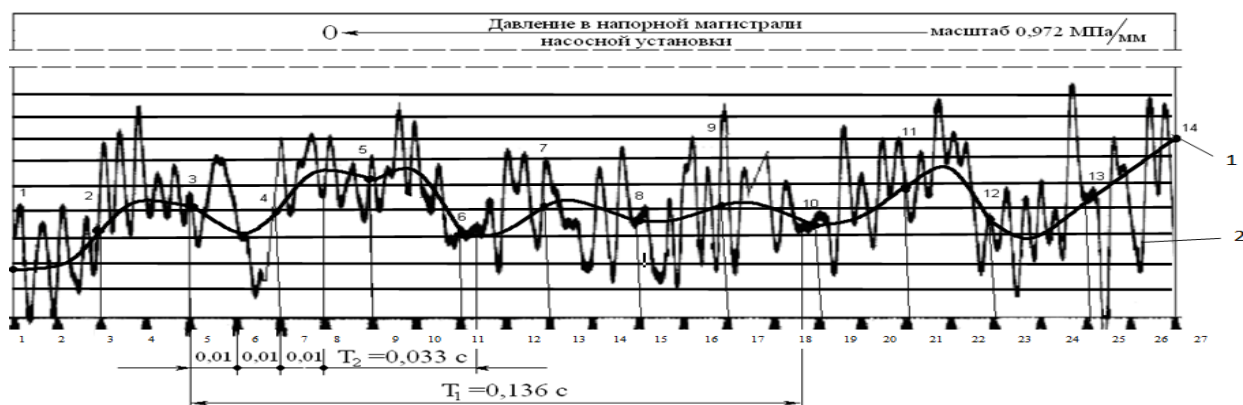


Рисунок - 2.1 Фрагмент осциллограммы изменения давления в напорной магистрали насосной установки карьерного комбайна MTS – 250. (1 - от внешнего момента, 2 - от виброрелогического момента) [63, 82]

Данный подход к решению подобного рода задач не нов, он использовался при исследовании динамики горных машин в работах А.В. Докукина, Ю.В. Красникова, С.В. Солода, Е.М. Шмарьяна, З.Я. Хургина и др. (см. п. 1.2) [97]. [59-60].

Для решения дальнейших задач введем некоторые общие статистические характеристики исследуемых случайных величин.

Все исследуемые нами случайные функции являются функциями одного аргумента времени — t . В этом случае случайные функции, для которых независимой переменной является время — t , называют случайными или стохастическими процессами. Функция, получаемая в результате опыта, называется реализацией случайной функции или, в нашем случае, случайного процесса.

Для характеристики случайного процесса служат его моменты или многомерные функции распределения вероятности, и плотности вероятности [21, 30, 87]. Под функцией распределения вероятности или интегральным законом распределения понимают вероятность того, что случайная величина примет значение меньше некоторого фиксированного значения. Производная от функции распределения вероятности называется плотностью вероятности или дифференциальным законом распределения.

Одномерная функция распределения вероятности, относящаяся к одному какому-либо сечению случайного процесса

$$F_1(x_1, t_1) = P[x(t_1) \leq x_1], \quad (2.1)$$

показывает вероятность того, что текущее значение случайного процесса $x(t)$ в момент времени $t = t_1$, меньше заданной величины x_1 .

Одномерная плотность вероятности $p_1(x_1, t_1)$ это производная от интегрального распределения вероятности $F_1(x_1, t_1)$, т.е.

$$p_1(x_1, t_1) = \frac{dF_1(x_1, t_1)}{dx_1}. \quad (2.2)$$

Величина $P(x_1, t_1)$:

$$P_1(x_1, t_1)dx_1 = P[x_1 \leq x(t_1) \leq x_1 + dx_1] \quad (2.3)$$

выражает вероятность того, что случайный процесс $x(t)$ в момент времени t_1 находится в интервале $[x_1, x_1 + dx_1]$.

В работе при исследовании законов распределения случайных процессов ограничимся случаем, когда для их характеристики достаточно знать одномерный закон распределения [52]. Так, например, используемый нами ниже случайный процесс в виде «белого шума» полностью характеризуется одномерной плотностью вероятности.

Для решения рассмотренных в диссертации статистических задач достаточно знать первые два момента процесса: математическое ожидание и корреляционную функцию. В этом случае свойства случайных процессов, определяемые двумя первыми моментами, исследуются с помощью корреляционной теории.

Кроме корреляционного анализа в работе также использован метод, основанный на рассмотрении частотных составляющих случайных процессов – спектральный анализ.

Зная одномерное распределение плотности вероятности $p_1(x, t)$ случайного процесса $x(t)$, можно определить различные моменты: математическое ожидание, или одномерный момент первого порядка:

$$m_x(t) = M[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) p_1(x, t) dx \quad (2.4)$$

разность $x(t) - m_x(t) = x_{\text{ц}}(t)$ называют центрированной случайной функцией.

Одномерный момент второго порядка называется дисперсией:

$$D_x(t) = M[x(t) - m_x(t)]^2 = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - m_x(t)]^2 p_1(x, t) dx \quad (2.5)$$

В работе будет использоваться также понятие «среднеквадратичное отклонение», равное:

$$\sigma_x(t) = \sqrt{D_x(t)} \quad (2.6)$$

Числовые значения $m_x(t)$ и $D_x(t)$ определяются по формулам:

$$m_x(t_i) = \frac{1}{N} \sum_i^N [(x(t_i) - m_x(t_i))]^2; \quad (2.7)$$

где $i = 1, \dots, N$ – число измеренных значений переменной x в одной реализации,

$$D_x(t_i) = \sigma_x^2(t_i) = \sum_i^N \frac{[(x(t_i) - m_x(t_i))]^2}{N - 1}; \quad (2.8)$$

Для случайного процесса одномерное распределение вероятности не является достаточным для оценки его протекания во времени. Эта оценка может быть получена при использовании двумерной функции распределения $p_2(x_1, t_1; x_2, t_2)$; с её помощью определяется момент второго порядка, называемый корреляционной функцией и определяющий связь между значениями случайного процесса в различные моменты времени [57]:

$$K_x(t_1, t_2) = M[x(t_1) \cdot x(t_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} [x_1(t_1) x_2(t_2)] p_2(x_1, t_1, x_2, t_2) dx, dx_2. \quad (2.9)$$

При условии, что аргументы корреляционной функции равны между собой ($t_1 = t_2 = t$), имеем:

$$K_x(t_1, t_1) = M[x^2(t)], \quad (2.10)$$

т.е. корреляционная функция для одного и того же момента времени равна математическому ожиданию квадрата случайной функции. Для центрированной функции $x(t)$

$$M[x^2(t)] = D_x(t), \quad (2.11)$$

т.е. корреляционная функция для одного и того же момента времени равна дисперсии случайной функции:

$$K_x(t_1, t) = K_x(0) = D_x(t). \quad (2.12)$$

Важными свойствами случайного процесса является его эргодичность и стационарность. Статистические характеристики эргодичных процессов, полученные осреднением по времени одной реализации, близки к характеристикам, полученным осреднением по множеству реализаций. Свойство эргодичности весьма важно при решении практических задач. Для эргодичного процесса при определении статистических характеристик можно ограничиться одним экспериментом, проводимым в течение достаточно большого интервала времени, вместо множества опытов, необходимых для определения характеристик процесса, не обладающего свойствами эргодичности.

Случайные процессы, статистические характеристики которых независимы от времени, называются стационарными. Различают стационарность в узком смысле и широком смысле. В данной работе нами исследуются процессы в широком смысле, т.е. процессы, математическое ожидание которых постоянно во времени:

$$M[x(t)] = m_x(t) = m_x = \text{const}, \quad (2.13)$$

а корреляционная функция $K_x(t_1, t_2)$, зависит только от разности $\tau = t_1 - t_2$, при этом $K_x(t_1, t_2) = K_x(t_1 - t_2) = K_x(\tau)$. Для стационарного процесса $x(t)$ дисперсия $D_x(t) = K_x(0) = \tau_x^2 = \text{const}$.

Заметим, что корреляционная функция эргодического случайного процесса $K_x(t)$ неорганично убывает по модулю при $|t| \rightarrow \infty$.

Отметим, что равенство нулю нормированной корреляционной функции не означает статистическую независимость величин, в то время как две независимые случайные величины всегда некоррелированы.

Для оценки свойств корреляционной функции вводят понятие времени корреляции, которое определяется как интервал времени между сечениями процесса $x(t)$ и $x(t + \tau)$, с которого можно считать случайные величины $x(t)$ и $x(t + \tau)$ некоррелированными.

Если ввести понятие нормированной корреляционной функции процесса $x(t)$:

$$K_{xH}(\tau) = \frac{K_x(\tau)}{K_x(0)}, \quad (2.14)$$

то время корреляции определим из условия, что значение нормированной корреляционной функции $K_x(\tau)$ становится при $\tau > \tau_{\text{кор}}$ меньше некоторого числа γ , например, $\gamma = 0,1$ или $\gamma = 0,05$.

При анализе случайных процессов часто удобнее пользоваться не временными зависимостями корреляционной функции, а частотными, описываемыми спектральной плотностью.

Спектральная плотность $G(\omega)$ представляет собой двухсторонне преобразование Фурье корреляционной функции:

$$G_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (2.15)$$

С помощью этого соотношения можно определить спектральную плотность по заданной аналитически или в виде графика корреляционной функции и наоборот.

Так, например, для экспоненциально-коррелированного процесса $x(t)$ с нормированной корреляционной функцией $K_x(\tau) = e^{-\alpha\tau}$ имеем:

$$G_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\alpha\tau} e^{-i\omega\tau} d\tau = \frac{2\alpha}{\pi(\alpha^2 + \omega^2)} \quad (2.16)$$

На рисунке 2.2 в качестве примера приведены качественные графики изменения корреляционной функции и спектральной плотности процессов $x(t)$ при различных значениях α ($\alpha_1 < \alpha_2$).

Из рисунка 2.2 следует, что по мере увеличения коэффициента α , график изменения спектральной плотности все больше распространяется в область

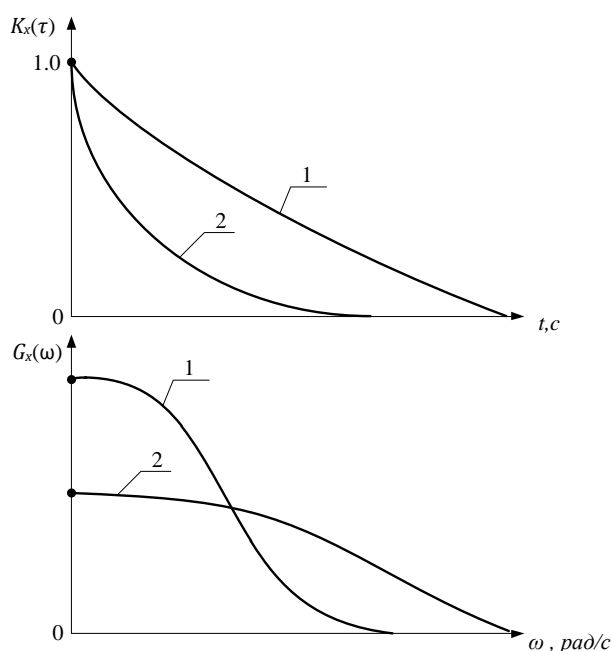


Рисунок 2.2 - Характер изменения корреляционной функции $K_x(\tau)$ и спектральной плотности случайного процесса $x(t)$.

высоких частот, т.е. процесс, $x(t)$ обогащается высокочастотными составляющими, а корреляционная функция все больше приближается к оси ординат. В пределе корреляционная функция $K_x(\tau)$ процесса $x(t)$ принимает вид δ – функции, а спектральная плотность обогащается бесконечно большими частотами. Подобный процесс называется «белым шумом» и часто используется при анализе различных динамических систем, находящихся под случайным воздействием.

Значение корреляционной функции и спектральных плотностей случайных нагрузок, действующих на входе и выходе механической системы, позволяет определить характеристики механической системы – передаточную функцию $F(j\omega)$ и импульсную переходную функцию $h(t)$.

При определении передаточной функции целесообразно перейти от временных соотношений между корреляционными функциями, к соотношениям между спектральными плотностями в частотной области.

Связь между корреляционной функцией выходной величины $K_y(t)$, с корреляционной функцией входной величины $K_x(t)$ имеет вид:

$$K_y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h_{yx}(\tau_1) h_{yx}(\tau_2) K_x(\tau_1 - \tau_2 + t) d\tau_1 d\tau_2, \quad (2.17)$$

где $h_{yx}(t)$ – импульсная переходная функция механической системы.

Переходя к изображениям Фурье, получим:

$$\begin{aligned} G_y(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} K_y(t) e^{j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} h_{yx}(\tau_1) e^{j\omega \tau_1} d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} h_{yx}(\tau_2) e^{j\omega \tau_2} d\tau_2 \cdot \\ &K_x(\tau_1 - \tau_2 + t) e^{-j\omega(\tau_1 - \tau_2 + t)} d\tau_1 d\tau_2 = \Phi_{yx}(\omega) \Phi_{yx}(\omega) G_x(\omega) = \\ &= |\Phi_{yx}(j\omega)|^2 \cdot G_x(\omega), \end{aligned} \quad (2.18)$$

где $\Phi(j\omega)$ – передаточная функция (преобразование Лапласа от импульсной переходной функции $h_{yx}(t)$);

$G_y(\omega)G_x(\omega)$ – спектральные плотности входной и выходной величин.

Таким образом, если линейную механическую систему подвергнуть нагружению процессом $x(t)$ со спектральной плотностью $G_x(\omega)$, то реакция системы – $y(t)$ будет иметь спектральную плотность $G_y(\omega)$, равную:

$$G_y(\omega) = |\Phi(j\omega)|^2 G_x(\omega). \quad (2.19)$$

Если возможно определение корреляционных функций $K_x(\tau)$ и $K_y(\tau)$, то можно найти импульсную переходную функцию h_{yx} . Когда возмущающая нагрузка имеет частотный спектр значительно более широкий, чем полоса пропускания механической системы, справедливо выражение:

$$K_{yx}(t) \approx h_{yx}(t), \quad (2.20)$$

т.е. в этом случае корреляционная функция $K_{yx}(t)$ может считаться оценкой импульсной переходной функции $h_{yx}(t)$.

Если процесс $x(t)$ на входе механической системы, описываемой обыкновенным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами, вызывает на выходе процесс $y(t)$, то в самом общем виде можно записать:

$$b_m \frac{d^m x(t)}{dt^m} + \dots + b_1 \frac{dx}{dt} + b_0 = c_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + \dots + c_1 \frac{dy}{dt} + c_0, \quad (2.21)$$

в этом случае передаточная функция механической системы определится как:

$$\Phi(j\omega) = \frac{C_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + \dots + C_1 \frac{dy}{dt} + C_0}{b_m \frac{d^m x(t)}{dt^m} + \dots + b_1 \frac{dx}{dt} + b_0}, \quad (2.22)$$

Например, для механической системы общего вида, описываемой дифференциальным уравнением:

$$a \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = F(t),$$

или

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\omega_0 \beta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = f(t), \quad (2.23)$$

где $2\omega_0 \beta = \frac{b}{a}, \omega_0^2 = \frac{c}{a}$ – постоянные коэффициенты, характеризующие механическую систему, $f(t) = F(t)/a$.

Имеем по (2.21):

$$\Phi(j\omega) = \frac{y(j\omega)}{x(j\omega)} = \frac{C_0}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\omega\omega_0\beta}. \quad (2.24)$$

Поскольку в (2.23) $C_0 = 1$, то для передаточной функции имеем следующее выражение:

$$\Phi(j\omega) = \frac{1}{\omega_0^2 + 2j\beta\omega\omega_0 - \omega^2}, \quad (2.25)$$

В соответствии с формулой (2.19) квадрат модуля передаточной функции в дальнейшем спектральном анализе будет использоваться весьма часто. Согласно выражению (2.24) он равен:

$$|\Phi(j\omega)|^2 = \frac{1}{[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\beta\omega\omega_0^2)^2]}, \quad (2.26)$$

причем вид функции $|\Phi(j\omega)|^2$, весьма существенно изменяется в зависимости от коэффициентов β и ω_0 .

2.2. Установление дифференциального закона распределения полного момента сопротивления на шнекофрезерном рабочем органе карьерного комбайна

Как следует из результатов п. 2.1 одной из основных характеристик, которой необходимо располагать при описании случайных динамических нагрузок, воздействующих на механическую систему, является дифференциальный закон распределения ее текущих значений. В нашем случае воздействующей на шнек нагрузкой является суммарный внешний момент сопротивления $M_\Sigma(t)$, возникающий со стороны разрабатываемого массива, поэтому необходимо определить закон распределения момента – $p[M_\Sigma(t)]$. Если процесс $M_\Sigma(t)$ стационарный, то распределение $p[M_\Sigma(t)]$ не изменяется во времени и $p[M_\Sigma(t)] = p(M_\Sigma)$.

При работе комбайна со стороны горного массива на шнекофрезерный рабочий орган действует внешний момент сопротивления M_0 (рисунок 2.3, а) равный сумме двух моментов [57]: момента сил трения M_T и момента сил разрушения M_P :

$$M_0 = M_T + M_P = \sigma_p \frac{Bhw}{\varphi_0 w \eta} \left[1 + f \left(\psi + \frac{2zk}{\cos \frac{\alpha_n}{z} + \operatorname{tg} \alpha} + \varphi_0 \right) \right], \quad (2.27)$$

где, σ_p - напряжение разрушения массива Н/м², f – коэффициент трения рабочего органа о массив.

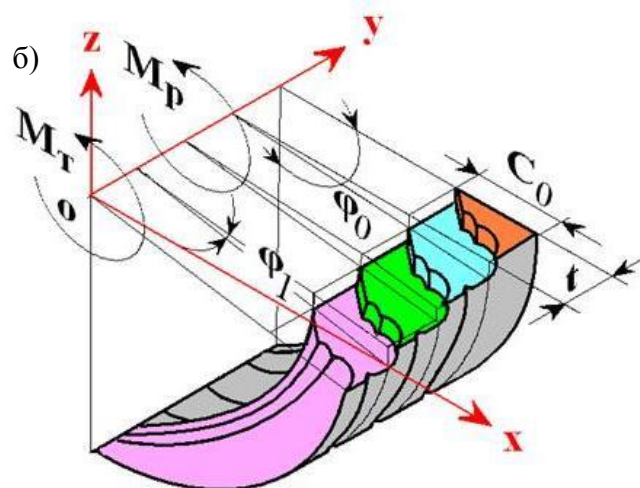


Рисунок 2.3 – а) карьерный комбайн MTS 250 на разработке продольного месторождения фосфоритов республики Узбекистан /65/
 б) схема моментов действующих на шнекофрезерный рабочий орган при его вращении по часовой стрелке, где M_T - момент сопротивления трению, M_P - момент сил, необходимый для разрушения слоя фрезеруемой породы, φ – текущий угол поворота зуба вооружения, отсчитываемый от исходного положения точки, φ_0 – угол контакта витка шнека со слоем фрезеруемой породы, C_0 - толщина стружки.

В выражении (2.27) выделим конструктивные параметры и примем коэффициент трения постоянным, тогда можно записать:

$$M_0 = k_m \sigma_P, \text{ Нм}, \quad (2.28)$$

где k_m – конструктивный коэффициент равный:

$$k_m = \frac{BhW}{\varphi_0 \omega j} \left[1 + f \left(\psi + \frac{2zk}{\cos \frac{\alpha_{\Pi}}{2} + \operatorname{tg} \alpha} \right) \right]. \quad (2.29)$$

В технической литературе описаны различные экспериментальные исследования, которыми установлено, что физико-механические характеристики (в частности, напряжение разрушения σ_p) являются случайными величинами, характеризующимися средним значением m_{σ_p} , дисперсией D_{σ_p} , законом распределения, и пространственной корреляционной функцией координаты x - $p(\sigma_p)$ и $K(\sigma_p, x)$ и пр.

Так в работе [111] отмечается, что при проведении экспериментов на апатитовом руднике было установлено, что расход энергии на разрушение 1 дм³ горной породы изменяется в зависимости от временного сопротивления породы сжатию (раздавливанию). Согласно результатам испытаний, среднее значение временного сопротивления раздавливанию $\sigma_{ср}$ одной породы (А) равно 16300 Н/см². Пределы колебаний σ_p при испытании равны: минимальное – 7000 Н/см², максимальное – 2700 Н/см². Для другой породы (В) среднее значение σ_p близко к 16000 Н/см², близки максимальные и минимальные значения, однако законы распределения значений σ_p существенно различны (см. рисунок - 2.4).

Приведенные данные, во-первых, подтверждают случайный характер колебаний прочности породы, а во-вторых, показывают, что даже для одного и того же пласта породы возможны изменения дифференциального закона распределения при перемещении по пласту.

Величины m_{σ_p} , D_{σ_p} и $p(\sigma_p)$ во многом определяют характер дальнейшего исследования. На рисунке - 2.5 приведены два возможных варианта качественного изменения плотности вероятности $p(\sigma_p)$.

Первый вариант (рисунок - 2.5,а) характеризуется относительно небольшим средним значением разрушающего напряжения m_{σ_p} и его значительным разбросом, а также большим значением дисперсии D_{σ_p} второй (рисунок - 2.5,б) – большим средним значением и малым разбросом.

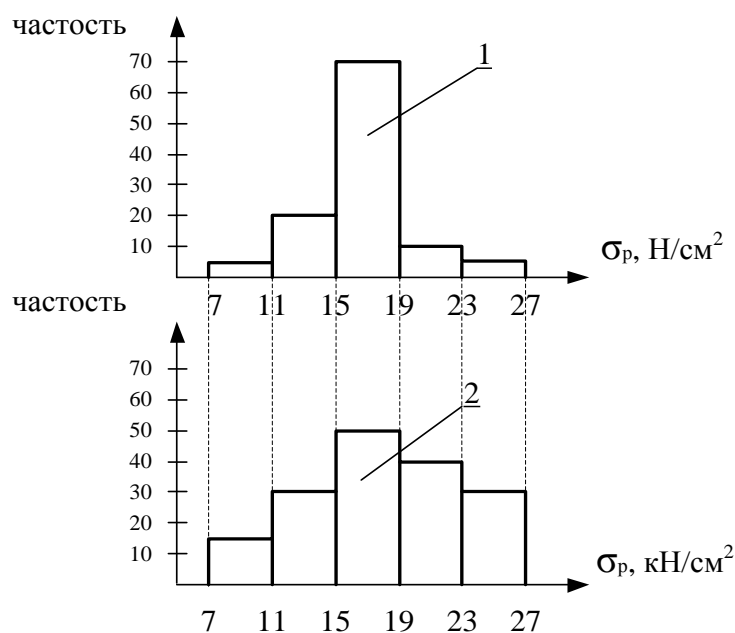


Рисунок 2.4 - Распределение различных значений временного сопротивления раздавливанию двух горных пород (1- порода А, 2 – порода В)

Для первого варианта крайне желателен вероятностный подход, тогда как второй вариант допускает исследование поставленных задач детерминистическим методом с использованием для анализа только среднего значения m_{σ_p} .

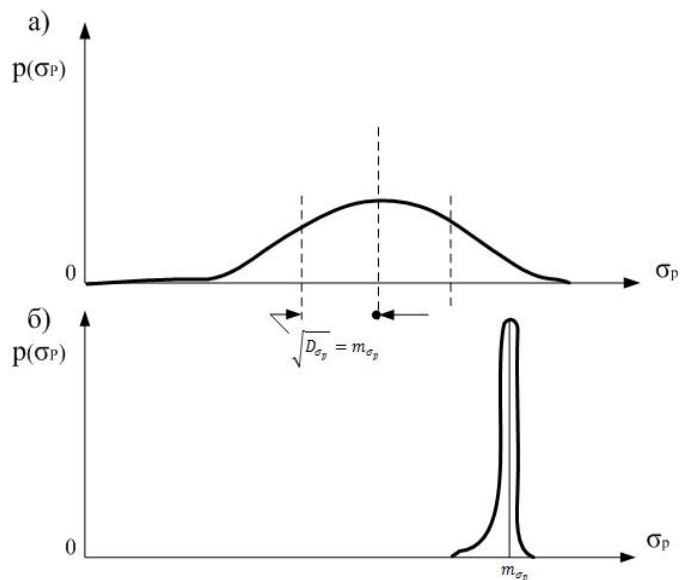


Рисунок 2.5 - Характерные виды дифференциального закона распределения напряжения разрушения $p(\sigma_p)$

Выполненные исследования показали, что внешний момент сопротивления (а следовательно, и разрушающее напряжение σ_p) изменяются весьма существенно; так для осциллограммы, приведенной на рисунке 2.1, отношение максимального напорного давления в магистрали, пропорционального внешнему моменту, к минимальному давлению равно примерно 2,5, что говорит о том, что распределение $p(\sigma_p)$ близко к распределению по варианту, изображенному на рисунке 2.5. а; это является еще одним доказательством того, что необходимо в дальнейшем использовать вероятностный подход.

Отметим, что вероятностный подход является более общим, так как переход от статистического описания процесса к детерминированному описанию возможен, тогда как наоборот, невозможен.

Для общности решения задачи примем, что величина $\sigma_p(x, y)$, характеризующая горный массив в выражении (2.28), является случайной величиной с соответствующими вероятностными характеристиками (рисунок 2.6).

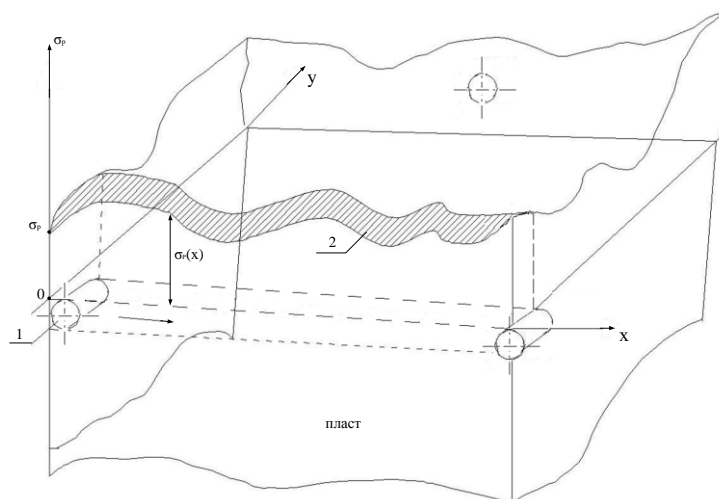


Рисунок 2.6 - Пространственные характеристики разрушающего напряжения σ_p для пласта (1 – шнекофрезерный исполнительный орган; 2 – изменение прочности пласта по координате x)

Первоначально рассмотрим процесс взаимодействия шнека с горной породой при отсутствии вибрологического возмущения.

Примем, что ввиду относительной малости размеров шнекового органа (ширина захвата $B = 2 \div 2,5$ м и диаметр шнека $D_{ш}=2$ м) по сравнению с мощностью и размерами пласта, существенных изменений компонента напряжения $\sigma_p(x,y)$ по оси «у» не происходит, а существенные изменения происходят по оси x ; тогда $\sigma_p(x,y) = \sigma_p(x)$, то есть рассмотрим одномерную задачу. При движении комбайна вдоль координаты x с постоянной скоростью u , разрушающее напряжение σ_p , а, следовательно, и момент сопротивления M_0 , являющийся функцией координаты x , изменяются; путем замен $x = ut$ преобразуем, момент M_0 в случайную функцию времени, т.е. в случайный процесс:

$$M_0 = k_m \xi_p(x) = k_m \xi_p(ut), \quad (2.30)$$

где k_m некоторый конструктивный коэффициент

В формуле (2.30), а в дальнейшем и везде, разрушающее напряжение σ_p обозначено через ξ_p , для того чтобы исключить возможное ошибочное прочтение: напряжение и среднеквадратическое отклонение.

Если напряжение разрушения ξ_x зависит только от скорости подачи, то момент сопротивления M_0 также является только функцией времени и таким образом задача сводиться к оценке вероятностных характеристик стационарного случайного процесса. Если же напряжение разрушения $\xi_p(x)$ зависит от скорости движения комбайна U (скорость подачи, например, связана с реологическими свойствами горного массива и напряжения ξ_p), то вероятностные характеристики процесса $M_0(t)$ будут изменяться в зависимости от скорости подачи.

Рассмотрим случай, когда массив, обрабатывается с постоянной скоростью и величина момента M_0 не зависит от нее. Если обратиться к рисунку 2.1, на котором изображено изменение давления в напорной магистрали насосной установки, которое пропорционально внешнему моменту M_0 , т.е. $M_0(t) = k_p P(t)$, то при постоянном коэффициенте k_p распределение давления $P(t)$ аналогично и распределению внешнего момента $M_0(t)$, а характеристики момента $M_0(t)$ будут равны $m_{M_0} = k_m \xi_p$ и $D_{M_0} = k_m^2 \xi_p^2$.

На рисунке 2.7 приведен экспериментально полученный нами на основании осциллограммы, изображенной на рисунке 2.1, с учетом формулы (2.30) дифференциальный закон распределения суммарного момента $p(M_{\text{ш}})$, состоящего из внешнего момента M_0 и виброреологического момента $M_{\text{в}}$. Предложим способ преобразования произвольного дифференциального закона распределения.

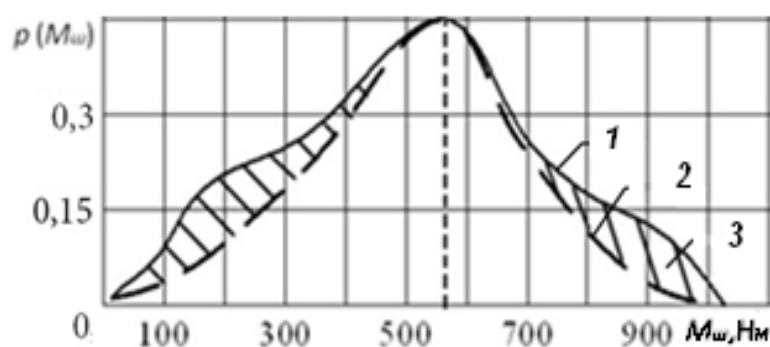


Рисунок 2.7 Экспериментально полученный дифференциальный закон распределения суммарного момента $M_{\text{ш}}$, состоящего из внешнего момента M_0 и виброреологического момента $M_{\text{в}}$; 1- общий закон распределения - $p(M_{\text{ш}})$, 2- нормальная составляющая общего закона M_0 , 3- составляющая виброреологического момента $M_{\text{в}}$

Сделаем предположение, что напряжение разрушения ξ_p имеет некоторое произвольное распределение $p(\xi_p)$, которое для реальных физических процессов должно удовлетворять следующим требованиям:

- распределение должно быть одномодальным (иметь одну моду);
- иметь ветви, довольно быстро приближающиеся к нулю при возрастании убывании аргумента величины ξ_p или (момента M_0).

Как следует из рисунка 2.7 экспериментальное распределение $p(\xi_p)$ или $p(M_0)$ удовлетворяет данным требованиям. В этом случае исследуемая плотность вероятности, отвечающая указанным требованиям, может быть представлена в виде ряда [80]:

$$p(M_0) = w(M_0) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{n!} \cdot \frac{b_n}{\sigma_{\xi}^n} H_n \left(\frac{m_{M_0} - m_{\xi}}{\sigma_{M_0}} \right), \quad (2.31)$$

где $w(M_0)$ – нормальная плотность вероятности внешнего момента или напряжения разрушения ξ_p ;

$H_n(\xi)$ – одномерные полиномы Чебышева – Эрмита:

$$H_n(z) = (-1)^n \cdot \exp(1/2z^2) \cdot \zeta \frac{d^n}{dz^n} \exp(-1/2z^2), n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.32)$$

$\left(\frac{M_0 - m_{M_0}}{\sigma_{M_0}} \right)$ – нормированная случайная величина M_0 или ξ_p .

На практике неизвестную функцию распределения $p(M_0)$ обычно достаточно знать с некоторой конечной точностью, поэтому вместо экспериментально определенной плотности $p(\xi_p)$ можно взять конечную сумму членов ряда, при этом число слагаемых будет зависеть от требуемой точности. В большинстве практических случаев наилучшее приближение при заданном числе членов N , будет тогда, когда значения m_{M_0} и $\sigma_{M_0}^2$ выбраны равными среднему значению $m_{M_{ш}}$ и дисперсии $\sigma_{M_{ш}}^2$ процесса ξ_p или M_0 .

Если среднее значение m_{M_0} и дисперсия $\sigma_{M_0}^2$ выбраны указанным образом, то $b_0=1$, $b_1=0$ и $b_2=0$ и полиномы равны: $H_0(z)=1$, $H_1(z)=2z$, $H_2(z)=2z^2-1$, $H_3(z)=4z^3-6z$ т.д.

Если в формуле (2.31) ограничиться конечным числом членов N , то получим известный ряд Эджворта; так для напряжения разрушения ξ_p имеем:

$$p(\xi_p) = w_1(\xi_p) \left[1 + \sum_{n=3}^N \frac{1}{n!} \cdot \frac{b_n}{\sigma_{\xi}^n} \cdot H_n \left(\frac{\xi_p - m_{\xi}}{\sigma_{\xi}} \right) \right]. \quad (2.33)$$

Аналогичное выражение может быть записано и для момента M_0 .

В выражении (2.33) первый член $w_1(\xi_p)$ – нормальная плотность вероятности процесса $\xi_p(t)$ – процесса изменения во времени напряжения разрушения $\xi_x(t)$ при движении комбайна с постоянной скоростью вдоль пласта (по координате x).

Коэффициенты ряда $\frac{b_3}{\sigma_\xi^3}$ и $\frac{b_4}{\sigma_\xi^4}$ характеризуют отклонение плотности вероятности от нормальной и называются коэффициентами асимметрии и эксцесса.

Если выразить полиномы Чебышева – Эрмита через производные от интеграла вероятности, то получим одномерный ряд Эджворта [129]:

$$w_1(\xi_p) = \frac{1}{\sigma_\xi} \left[\Phi\left(\frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi}\right) - \frac{\gamma_1}{3!} \Phi^{(4)}\left(\frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi}\right) + \frac{\gamma_2}{4!} \Phi^{(5)}\left(\frac{\xi_p - m_\xi}{\sigma_\xi}\right) \right], \quad (2.34)$$

где $\gamma_1 = \frac{b_3}{\sigma_\xi^3}$, $\gamma_2 = \frac{b_4}{\sigma_\xi^4}$; $\Phi^{(4)}$, $\Phi^{(5)}$ - соответствующие производные от интегральной функции нормального распределения $\Phi(\dots)$.

Аналогичное выражение может быть записано и для момента M_0 .

Таким образом, любое экспериментально полученное распределение для напряжения разрушения массива $p(\xi_p)$ или $p(M_0)$, отвечающее двум ограничениям, указанным выше, может быть с той или иной степенью точности описано нормальным законом распределения. Задача состоит в том, чтобы, получив результаты, оценить насколько допустимо, принять для дальнейших анализов нормальный закон распределения $p(\xi_p) = w_1(\xi_p)$.

Предположим, что такое решение принято и распределение $p(\xi_p)$ или момент $p(M_0)$ является нормальным.

Далее рассмотрим виброреологическое возбуждение. На комбайне MTS-250 для снижения момента сопротивления $M_{ш}$ применено вибрационное устройство, создающее виброреологический эффект на режущем органе шнека комбайна, в частности, снижающий коэффициент трения f (см. формулу (2.27)).

В этом случае необходимо определить плотность вероятности суммарного внешнего момента возмущения $M_{ш}(t)$, состоящего из суммы периодического возмущающего момента $M_B(t)$ и момента $M_0(t)$ с нормальным законом распределения.

Для решения задачи периодический возмущающий момент общего вида $M_0(t)$ представим в виде ряда Фурье:

$$M_B(t) = \frac{M_0}{2} + \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} M_n \exp(jn\omega t), n = 0, 1, 2, \dots, \quad (2.35)$$

где, j – мнимая единица; M_0 – постоянная составляющая в разложении момента M_B , в данном случае $M_0 = 0$;

M_n – амплитуды гармоник периодического момента M_B .

Если период возмущающего момента равен T , то амплитуды гармоник периодического момента могут быть вычислены по формуле:

$$M_{Bn} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} M_B(t) \exp(-jn\omega t) dt; n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.36)$$

Удержав в разложении (2.35) первый член, соответствующий основной частоте колебаний, запишем:

$$M_B(t) = M_{B1} \sin(\omega_0 t + \varphi_0), \text{ Нм}, \quad (2.37)$$

где φ_0 – случайная фаза, равномерно распределенная в интервале $[-\pi, \pi]$.

Таким образом, сформулированная ранее задача нами сведена к нахождению плотности вероятности суммы двух случайных независимых моментов: нормально распределенного случайного момента M_0 и теперь уже гармонического момента M_B с частотой ω_0 , амплитудой M_{B1} и случайной фазой φ_0 .

Плотность вероятности для суммы двух случайных величин имеет вид:

$$p(M_{\text{ш}}) = \int_{-\infty}^{\infty} w_0(M_0, M_{B1}) dM_0, \quad (2.38)$$

где для двух статистически независимых величин M_0 и M_{B1} имеем:

$$w_0 = p(M_0) \cdot p(M_B), \quad (2.39)$$

тогда

$$p(M_{\omega}) \int_{-\infty}^{\infty} p(M_0) \cdot p(M_{\text{ш}} - M_0) dM_0, \quad (2.40)$$

что после ряда преобразований дает следующее выражение для плотности вероятности $p(M_{\text{ш}})$ [129].

$$p(M_{\text{ш}}) = \frac{1}{\pi\sqrt{2\pi}k_{\text{м}}\sigma_{\xi}} \int_0^{\pi} \exp \left[\frac{1}{2} \frac{(M_{\text{ш}} - M_{\text{в1}} \cos \varphi)^2}{k_{\text{м}}^2 \sigma_{\xi}^2} \right] d\varphi, \quad (2.41)$$

где $k^2 \sigma_{\xi}^2$ – дисперсия случайного момента $M_0, (\text{Н} \cdot \text{м})^2$

Если ввести нормированный случайный момент $M_{\text{шн}} = M_{\text{ш}}/k_{\text{м}}\sigma_{\xi}$ и величину α , характеризующую отношение первой амплитуды гармонического момента $M_{\text{в1}}$ к среднеквадратичному отклонению $k\sigma_{\xi}$ случайного момента M_0 , т.е.

$\alpha = \frac{M_{\text{ш}}}{k_{\text{м}}\sigma_{\xi}}$, то для нормированного момента формула (2.40) принимает вид:

$$p(M_{\text{ош}}) = \frac{1}{\pi\sqrt{2\pi}} \int_0^{\pi} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(M_{\text{ош}} - \frac{M_{\text{в1}}}{k\sigma_{\xi}} \cos \varphi \right)^2 \right] d\varphi. \quad (2.42)$$

На рисунке 2.8 показано, как изменяется плотность вероятности суммарного момента $p(M_{\text{ош}})$ при различном соотношении величин $M_{\text{в1}}$ и $k\sigma_{\xi}$.

Таким образом, определена плотность вероятности процесса $M_{\text{ш}}$, а, следовательно, и процесса $M_{\text{ш}} = M_{\text{шн}} = k\sigma_{\xi}$. Варьируя параметры гармонического возмущения $M_{\text{в1}}$, можно добиться такого соотношения, при

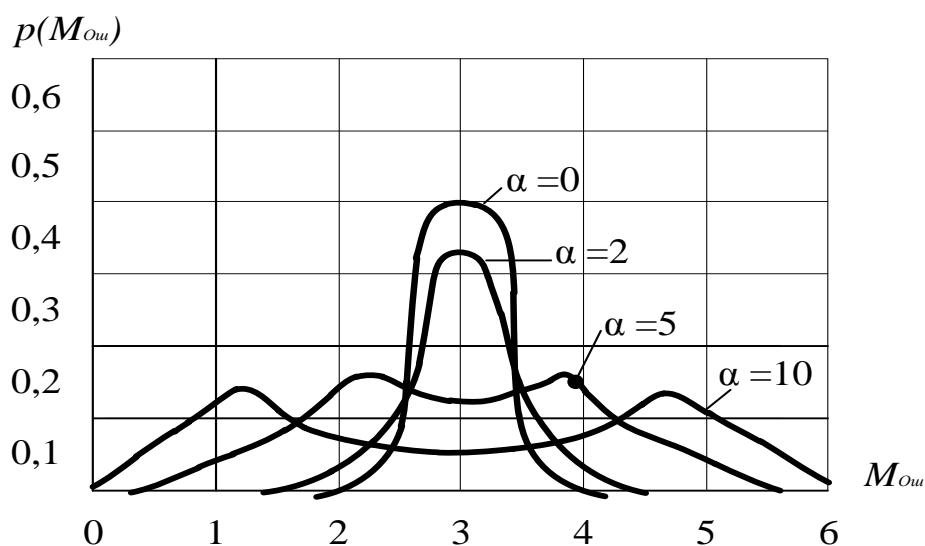


Рисунок 2.8 - Характер изменения закона распределения нормированного

момента $M_{\text{ош}}$ от величины $\alpha = \frac{M_{\text{в1}}}{k_{\text{м}}\sigma_{\xi}}$ равной отношению амплитуды

гармонического возмущающего момента $M_{\text{в1}}$ к среднеквадратичному отклонению $k\sigma_{\xi}$ момента M_0 .

котором амплитуда колебаний с частотой ω_0 , будет достаточно вероятной, что обеспечит необходимый виброреологический эффект (например, при $\alpha = 5$; рисунок 2.8).

2.3. Оценка корреляционной функции реакции исполнительного органа комбайна на внешний момент сопротивления

При вероятностном анализе динамической системы комбайна первоначально необходимо обосновать целесообразный вариант метода анализа. Для обоснования такого метода необходимо сравнить временные характеристики внешних случайных нагрузок с параметрами комбайна. С этой целью первоначально на разработанной автором модели (см. главу 4) была определена импульсная переходная функция динамической системы комбайна $h_k(t)$. Эта функция определяется при подаче на вход модели динамической системы (в данном случае шнек) ступенчатого момента $M_h(t)$ с амплитудой равной единице, где ($M_h(t)$ - функция Хевисайда); при этом фиксировалась амплитуда выходного момента гидромотора (рисунок 2.9), т.е. определялась импульсная переходная функция $h(t)$ динамической системы привода по моменту гидромотора (см. (2.20)).

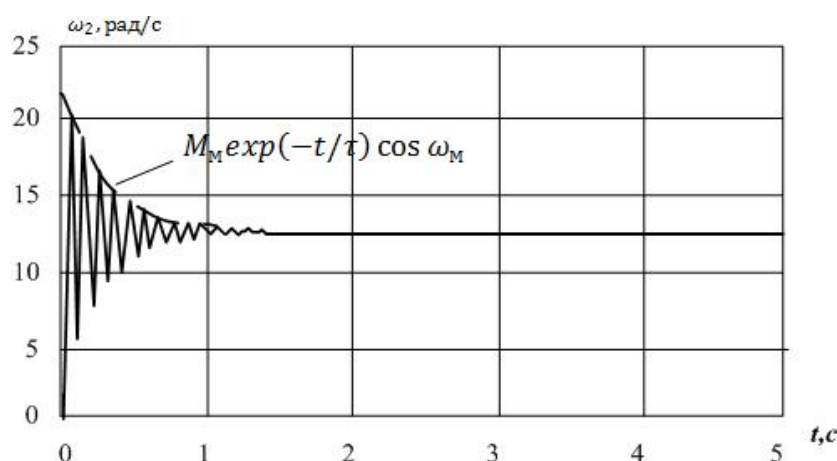


Рисунок 2.9 - Импульсная переходная функция комбайна $h_k(t)$ по моменту гидромотора

Как видно, из графика рисунка 2.8 динамическая система комбайна является колебательной системой по этой переменной, при этом изменение величины момента гидромотора во времени опишем выражением:

$$M(t) = M_0 \exp(-t/\tau_{\text{ком}}) \cdot \cos \omega_{\text{ком}} t, \quad (2.43)$$

где $\tau_{\text{ком}}$ – постоянная времени динамической системы комбайна для переходной функции по выходному моменту гидромотора, с;

$\omega_{\text{ком}}$ – собственная частота колебаний динамической системы комбайна, рад/с;

M_0 – выходной момент, определяющий величину коэффициента передачи.

Описываемое уравнение (2.43) движение имеет колебательный затухающий характер, при этом, как обычно, считаем, что переходный процесс заканчивается за время $\tau_n \simeq 3\tau_{\text{ком}}$. В этом случае из графика рисунок 2.9 следует $\tau_n \cong 1\text{ с}$ и $\tau_{\text{ком}} \simeq 0,33\text{ с}$.

Для дальнейшего анализа с использованием экспериментально полученных реализаций определена корреляционная функция $K_{\text{мш}}(t)$ реакции динамической системы комбайна на возмущение в виде внешнего момента сопротивления $M_{\text{ш}}(t)$. Для определения корреляционной функции внешнего момента $K_{\text{мш}}(\tau)$ по экспериментальной реализации случайного процесса использовалась приближенная формула:

$$K_{\text{мш}}(\tau) \simeq \frac{1}{T} \int_0^T M_{\text{ш}}(t) M_{\text{ш}}(t + \tau) dt. \quad (2.44)$$

Точность приближенного определения корреляционной функции зависит от интервала наблюдения T . Заменяв интеграл (2.44) суммой, можно вычислить $K_{\text{мш}}(\tau)$. Для вычисления корреляционной функции осциллограмму случайного процесса (см. рисунок 2.10) представим в виде дискретного ряда отрезков ординат ($M_{\text{ш}i}$), отстоящих друг от друга на интервалах времени $\Delta\tau$ (рисунок 2.10).

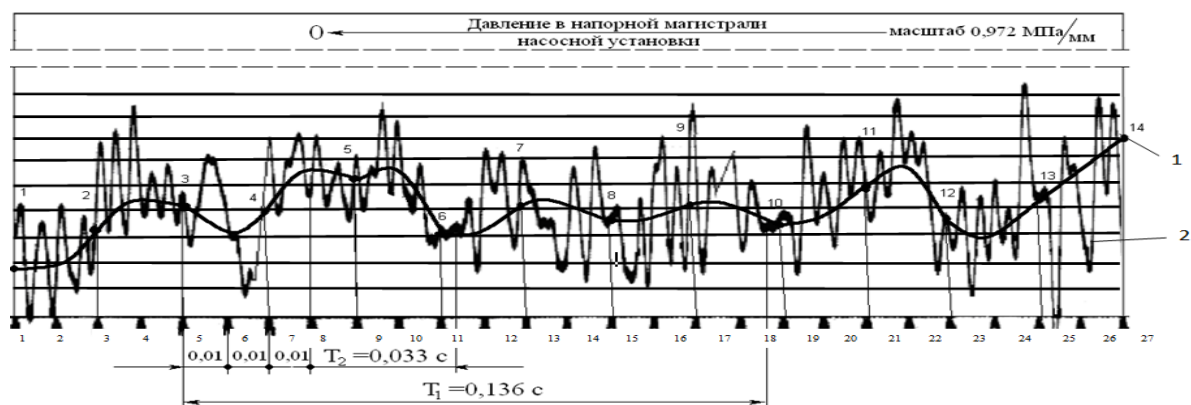


Рисунок 2.10 - Фрагмент осциллограммы дискретного изменения давления в напорной магистрали насосной установки карьерного комбайна MTS 250 [63, 82].

Первоначально найдём среднее значение моментов $M_{\text{ш}i}$ — величину $m_{\text{ш}}$.

В этом случае отдельные точки корреляционной функции как среднее значение парных произведений ординат кривой реализации, отстоящих друг от друга на интервале $i \cdot \Delta\tau$ ($i=0, i \dots, 14$), подсчитывались с помощью выражений:

$$K(0) = \frac{1}{14} (\tilde{M}_{\text{ш}1}^2 + \tilde{M}_{\text{ш}2}^2 + \dots + \tilde{M}_{\text{ш}14}^2), \quad (2.45)$$

$$K(\Delta\tau) = \frac{1}{14} (\tilde{M}_{\text{ш}1} \cdot \tilde{M}_{\text{ш}2} + \dots + \tilde{M}_{\text{ш}1} \cdot \tilde{M}_{\text{ш}14}), \quad (2.46)$$

$$K(2\Delta\tau) = \frac{1}{14} (\tilde{M}_{\text{ш}1} \cdot \tilde{M}_{\text{ш}3} + \dots + \tilde{M}_{\text{ш}2} \cdot \tilde{M}_{\text{ш}14}), \quad (2.47)$$

.....

$$K(14\Delta\tau) = \frac{1}{14} \tilde{M}_{\text{ш}1} \cdot \tilde{M}_{\text{ш}14}, \quad (2.48)$$

где $\tilde{M}_{\text{ш}i}$ центрированные моменты внешнего возмущающего момента $M_{\text{ш}}$:

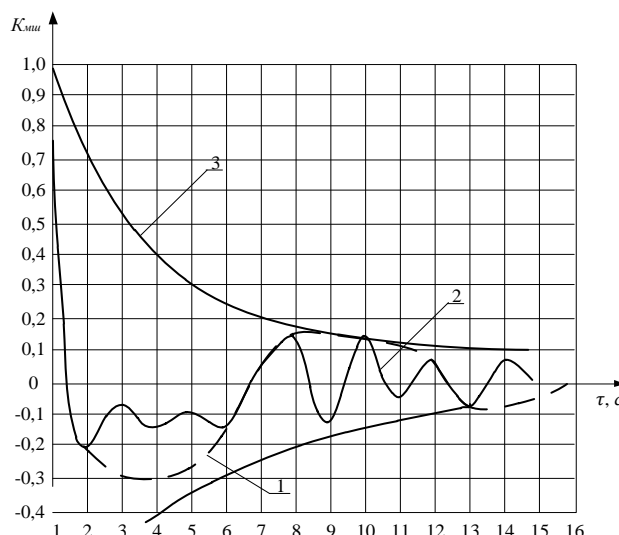


Рисунок 2.11 - График экспериментально полученной нормированной корреляционной функции реакции системы комбайна на нагрузку в виде внешнего момента сопротивления

$\tilde{K}_{Mш}(\tau)$: 1 – график функции $K_{M0}(\tau)$, 2 – график функции $K_B(\tau)$, 3 – график функции $K_{Mш}(\tau)$

$$\tilde{M}_{ш1} = \tilde{M}_{ш1} - m_{ш}, \text{ где} \quad (2.49)$$

$m_{ш}$ – среднее значение момента $M_{ш}$.

График экспериментально определенной нормированной корреляционной функции реакции динамической системы на внешний момент сопротивления $M_{ш}$ приведен на рисунке 2.11.

Как видно, корреляционная функция момента $M_{ш}$ представляет собой аддитивную смесь двух статистически независимых процессов: корреляционной функции реакции шнека на внешнюю нагрузку - $K_{M0}(\tau)$ (1) и корреляционной функции высокочастотного периодического возмущения - $K_B(\tau)$ (2), создаваемого генератором виброреологического эффекта. Корреляционная функция виброреологического гармонического момента равна:

$$K_B(\tau) = \frac{1}{2} M_B^2 \cos(\omega_B \tau + \varphi), \text{ Н}^2 \text{ м}^2, \quad (2.50)$$

где M_B, ω_0 – амплитуда и частота виброреологического момента; при этом среднее значение этого возмущения $m_B = 0$, φ – случайная, равномерно распределенная фаза на интервале $[-\pi, \pi]$.

Поскольку корреляционная функция суммы двух независимых процессов равна сумме их корреляционных функций: $K_{M_{ш}}(\tau) = K_{M_0}(\tau) + K_B(\tau)$, то исключив из суммарной корреляционной функции $K_{M_{ш}}(\tau)$ высокочастотную виброреологическую составляющую, получим корреляционную функцию реакции шнека $K_{M_0}(\tau)$, которую аппроксимируем выражением:

$$K_{M_0}(\tau) = D_{ГМ} \cdot \exp(-\alpha_{ГМ}\tau) \cos \omega_{ш}\tau, \text{ Н}^2\text{м}^2, \quad (2.51)$$

где D_{M_0} – дисперсия внешнего момента, $\alpha_{ГМ}$ и $\omega_{ш}$ – константы, определяемые физико-механическими свойствами горного массива, и механическими параметрами комбайна (жесткостью подвески шнека, его массой, типом демпфирующих элементов шнека и пр.), рад/с; для экспериментально исследованной корреляционной функции константы равны: $\alpha_{ГМ} \simeq 0,1 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{ш} \simeq 63 \text{ рад/с}$;

при этом нормированная корреляционная функция на основании выражения (2.51) имеет вид:

$$\tilde{K}_{M_0} = \frac{\tilde{K}_{M_0}(t)}{D_{M_0}} = \exp(-\alpha_{ГМ}\tau) \cos \omega_{ш} \tau. \quad (2.52)$$

Определим время корреляции τ_k реакции элемента динамической системы комбайна (в данном случае шнека), а по ней и случайного момента $M_{ш}$, т.е. время, при котором случайные моменты сопротивления $M_{ш}(t)$ и $M_{ш}(t+\tau_k)$ можно считать некоррелированными. Определение выполним для менее высокочастотной составляющей суммарной корреляционной функции – $K_{M_0}(\tau)$. Так для экспоненциальной составляющей, экспериментально полученной корреляционной функции $K_{M_{ш}}(\tau)$ вида (2.52) при уровне связи 0,1 имеем следующее выражение для определения времени корреляции τ_k :

$$\exp(-\alpha_{\Gamma M}) = 0,1, \text{ и } \tau_k = -\frac{(\ln 0,1)}{\alpha_{\Gamma M}} = 2,31 \cong 0,25c.$$

Располагая численными значениями времени корреляции τ_k и постоянной времени динамической системы комбайна $\tau_n = 3\tau_{\text{ком}}$, запишем три возможных соотношения между ними:

$$\begin{aligned} 1) \tau_n &\gg \tau_k, \\ 2) \tau_n &\simeq \tau_k, \\ 3) \tau_n &< \tau_k. \end{aligned} \tag{2.53}$$

Рассмотрение этих соотношений показало, что первое соотношение соответствует случаю, когда динамическая система комбайна (шнек-привод) изменяет свое движение намного медленнее, чем изменяет свое значение во времени нагрузка; при этом соотношении между τ_k и τ_n нагрузку можно рассматривать как «белый шум» и использовать для теоретического анализа динамики комбайна теорию марковских процессов.

Второе соотношение предполагает, что характеристика корреляционной функции нагрузки и параметра переходного процесса динамической системы находятся в одном временном (или частотном) диапазоне и при анализе необходимо учитывать как динамический характер нагрузки, так и инерционные свойства исследуемой системы.

Третье соотношение между константами τ_k и τ_n позволяет рассматривать нагрузку как близкую к статической, а динамическую систему как безынерционную, т.е. позволяет исключить при анализе переходные динамические процессы.

В нашем случае сравнение констант τ_k и τ_n показало, что имеет место второе соотношение, которое предполагает использование при анализе динамики комбайна корреляционной теории случайных процессов.

Основными характеристиками случайной нагрузки $M(t)$, которыми необходимо располагать при корреляционном анализе, являются ее эргодичность, стационарность, корреляционная функция $K_{M_{ш}}(\tau)$ и закон распределения нагрузки $p(M_{ш})$.

Экспериментальными замерами реакции шнека на динамическую нагрузку в виде момента сопротивления $M(t)$ установлено, что математическое ожидание реакции $m_{\text{мш}}$ и дисперсия нагрузки $D_{\text{мш}}$ постоянны во времени:

$$m_{\text{мш}} \text{const}, D_{\text{мш}} = \text{const}, \quad (2.54)$$

т.е. процесс $M_{\text{ш}}(t)$ является стационарным (в широком смысле).

При анализе динамических процессов часто удобнее использовать не временные зависимости, а частотные. Так, например, вместо корреляционной функции момента реакции со стороны горного массива $K_{\text{ГМ}}(t)$ (см. гл.6 п.1) можно использовать спектральную плотность $G_{\text{Мш}}$ процесса:

$$G_{\text{ГМ}}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_{\text{ГМ}}(t) \exp(-j\omega\tau) dt, \quad \frac{\text{Н}^2 \text{м}^2}{\text{с}}, \quad (2.55)$$

что при известном виде корреляционной функции $K_{\text{ГМ}}(t) = D_{\text{ГМ}} \exp(-\alpha_{\text{ГМ}} t)$ даёт

$$G_{\text{ГМ}}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} D_{\text{ГМ}} \exp(-\alpha_{\text{ГМ}} t) \exp(-j\omega\tau) dt = \frac{2D_{\text{ГМ}}\alpha_{\text{ГМ}}}{\pi(\alpha_{\text{ГМ}}^2 + \omega^2)}, \quad \frac{\text{Н}^2 \text{м}^2}{\text{с}}, \quad (2.56)$$

где $D_{\text{ГМ}}$ – дисперсия момента сопротивления, определяемая через напряжение разрушения горного массива, $(\text{Нм})^2$,

$\alpha_{\text{ГМ}}$ – коэффициент, характеризующий изменчивость напряжения разрушения горного массива во времени, с^{-1} .

Для случая экспериментально полученной корреляционной функции нагрузки в виде внешнего момента сопротивления $K_{\text{Мо}}(t)$ по выражению (2.52) имеем для нормированной спектральной плотности:

$$\begin{aligned} G_{\text{Мш}}(\omega) &= \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} D_{\text{ГМ}} \exp(-j\omega\tau) \exp(-\alpha_0|\tau|) \cos \omega_{\text{ш}}\tau = \\ &= \frac{2D_{\text{ГМ}}\alpha_{\text{Мо}}}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha_{\text{Мо}}^2 + (\omega - \omega_{\text{ш}})^2} + \frac{1}{\alpha_{\text{Мо}}^2 + (\omega + \omega_{\text{ш}})^2} \right], \end{aligned} \quad (2.57)$$

где $\omega_{\text{ш}}$ – частота собственных колебаний динамической системы, рад/с , $D_{\text{ГМ}}$ – дисперсия.

График зависимости $G_{Mo}(\omega)$ для различных значений α_0 приведен на рисунке 2.12.

Как видно из рисунка 2.12, для этого случая спектральная плотность (или энергия) выходных колебаний концентрируется вокруг резонансной частоты механической системы, причем, чем меньше затухание в системе, тем большая часть энергии концентрируется вокруг частоты $\omega_{ш}$.

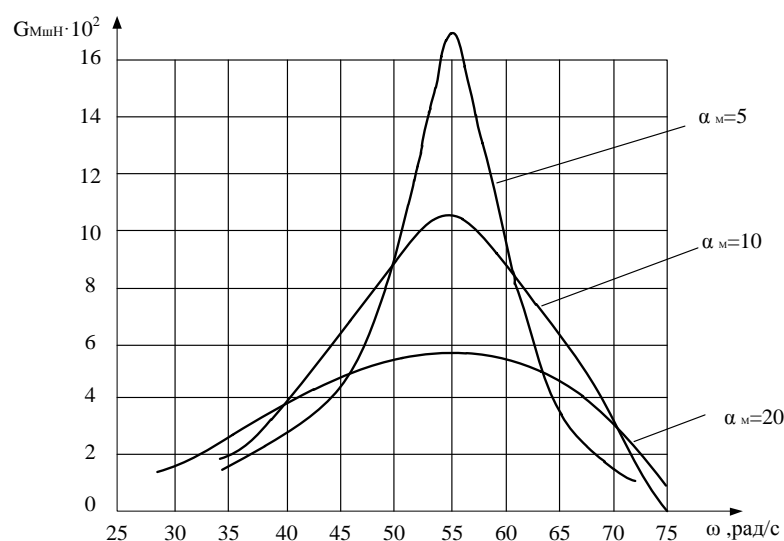


Рисунок 2.12 - Характер изменения нормированной спектральной плотности $G_{MшН}(\omega)$ на выходе колебательной системы (шнека)

Спектральная плотность гармонического виброреологического колебания с корреляционной функцией вида (2.50) равна:

$$G_B(\omega) = \frac{1}{2\pi} M_B^2 [\delta(\omega - \omega_B) + \delta(\omega + \omega_B)], \quad (2.58)$$

где δ – дельта функции на частотах $[-\omega_B$ и $+\omega_B]$;

Для положительной частоты $G_B(\omega) = \frac{1}{2\pi} M_B^2 \delta(\omega - \omega_B)$.

Наряду с частотным представлением нагрузки при анализе нами также использовано частотное представление передаточной функции механической системы комбайна - $\Phi(j\omega)$, показывающей как изменяется амплитуда реакции исследуемого параметра системы в зависимости от частоты возмущающего её воздействия (см. гл.6).

Выводы по главе

1. На основании обработки экспериментальных данных установлено, что внешний возмущающий момент со стороны разрабатываемого горного массива в установившемся режиме работы комбайна является стационарным в широком смысле эргодическим случайным процессом с постоянными во времени математическим ожиданием и дисперсией, значение корреляционной функции зависит от интервала времени τ между двумя текущими значениями момента. Сравнение постоянной времени динамической системы комбайна со временем корреляции нагрузки показало, что эти константы соизмеримы, что позволило использовать при анализе динамических процессов корреляционную теорию случайных процессов.

2. Установлено, что реакция динамической системы комбайна на внешний случайный момент сопротивления является стационарным случайным процессом с корреляционной функцией вида $K_{\text{ш}}(\tau) = \sigma_{\text{Мш}}^2 \exp(-\alpha_{\text{Мш}}\tau) \times \cos \omega_{\text{Мш}}\tau$; частота гармонической составляющей $\omega_{\text{ш}}$ и константа $\alpha_{\text{Мш}}$ определяются параметрами динамической системы комбайна, и прочностными свойствами разрабатываемого горного массива.

3. Предложен способ преобразования статистических характеристик суммарного внешнего момента сопротивления. Произвольный экспериментально полученный дифференциальный закон распределения внешнего момента сопротивления $p(M)$ при не очень сильных ограничениях на его вид представлен в виде ряда Эджворта, что позволило с определенной точностью принять этот закон распределения нормальным; в данном конкретном случае ошибка составила не более 13%; случайный периодический виброреологический момент общего вида с использованием представления его в виде ряда Фурье преобразован в гармонический случайный процесс с частотой $\omega_{\text{в}}$, амплитудой $M_{\text{в1}}$ и корреляционной функцией вида $K_{\text{в}}(\tau) = M_{\text{в1}}^2 (\cos \omega_{\text{в}}\tau + \varphi)$, где φ – случайная равномерно распределенная фаза на интервале $[-\pi, \pi]$, а $M_{\text{в1}}$ – амплитуда первой гармоники при разложении периодического вибромомента в ряд Фурье.

4. Установлено, что для случайного суммарного внешнего момента сопротивления, описываемого двумя полученными слагаемыми, может быть принят дифференциальный закон распределения В.И.Тихонова. С использованием принятого закона распределения определено целесообразное соотношение между амплитудой виброреологического момента и среднеквадратическим отклонением внешнего момента сопротивления при разрушении горного массива σ_ξ ; это соотношение целесообразно поддерживать в пределах $M_v/\sigma_\xi = 3 \div 5$, обеспечивающим достаточно высокую вероятность проявления виброреологического эффекта. Показано, что чем больше дисперсия напряжения разрушения разрабатываемого горного массива, тем большей должна быть амплитуда виброреологического момента для обеспечения заданной вероятности его присутствия. Так при среднеквадратическом отклонении напряжения разрушения $\sigma_{\xi p} = 1,5$ МПа амплитуда виброреологического генератора равна $A = 0,05$ м, а при $\sigma_{\xi p} = 3,5$ МПа $A \cong 0,07$ м.

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА КОМБАЙНА MTS-250, ОСНАЩЕННОГО ВИБРОРЕОЛОГИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ

В проанализированных в главе 1 работах принят так называемый индуктивный подход к построению модели системы «привод-рабочий орган – забой», состоящей в том, что вначале приводятся модели отдельных составных частей динамической системы, а затем из них собирается система в целом. При этом за вводимыми подробностями не видна система в целом, поэтому в ее окончательной математической модели оказались пропущенными некоторые силы, недостаточно обосновано представление системы привода шнекофрезерного комбайна в виде двухмассовой механической системы, а сама условная схема как бы подвешена в воздухе, поскольку отсутствуют неподвижные опорные элементы, жестко закрепленные относительно неподвижной системы координат. Это не позволило корректно привести к одному валу не только действующие силы и моменты, но и скорости вращения элементов комбайна с учетом передаточных чисел привода и трансмиссии, и как следствие этого, остались нераскрытыми некоторые особенности взаимодействия между собой элементов гидropередачи комбайна.

В настоящей работе принят системный подход к анализу динамических процессов взаимодействия рабочего органа карьерного комбайна с разрушаемой и транспортируемой горной породой, который состоит, как известно, в анализе связей в сложной системе и прежде всего обратных связей, делающих эту систему замкнутой.

3.1. Структурный анализ динамической системы «привод-рабочий орган-забой»

Рассмотрение структуры, приведенной выше системы, позволяет выполнить качественный анализ динамического взаимодействия

шнекофрезерного рабочего органа с забоем и сформулировать на его основании ряд задач исследования рабочего процесса карьерного комбайна с гидроимпульсным приводом рабочего органа. Для этого воспользуемся методом структурных схем [55]. Обобщая понятие передаточной функции элемента динамической системы на случай нелинейных преобразований в нем входного сигнала, можно представить структурную схему динамического взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа с забоем в виде, показанном на рисунке 3.1. На этом рисунке приняты следующие обозначения:

W_d – передаточная функция дизеля как колебательной системы;

W_n – передаточная функция насоса;

$W_{гп}$ – передаточная функция насоса гидропередачи;

$W_{гм}$ – передаточная функция гидромотора;

W_z – передаточная функция забоя;

$W_{ги}$ – передаточная функция генератора импульсов;

W_{01}, W_{02} – передаточные функции обратных связей между элементами динамической системы;

M_d – момент, развиваемый двигателем;

M_c – момент внешнего сопротивления на шнеке;

P – давление рабочей жидкости в гидросистеме;

$\dot{\phi}_d, \dot{\phi}_m$ – угловые скорости вращения двигателя и гидромоторов.

Таким образом, система «карьерный комбайн – забой» является системой с двумя внутренними (W_{01}, W_{02}) обратными связями. Известно, что основной задачей исследования систем с обратными связями является определение параметров их элементов, обеспечивающих динамическую устойчивость всей системы. Поэтому одной из основных задач исследования систем с обратными связями является определение параметров их элементов, обеспечивающих динамическую устойчивость всей системы; отсюда следует, что одной из

основных задач исследования системы «карьерный комбайн – забой» является определение условий устойчивости работы гидроимпульсного привода рабочего органа.

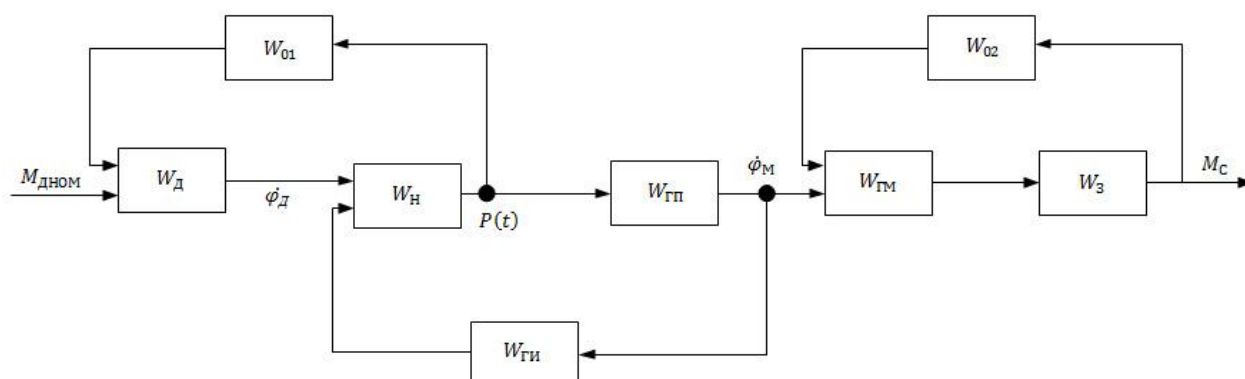


Рисунок 3.1 - Структурная схема системы «привод-рабочий орган-забой

3.2. Динамическая модель привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна

На основе структурной схемы, приведенной на рисунке 3.1., разработана расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна [54] (рисунок 3.2). Это двухмассовая колебательная система, в которой массы соединены между собой элементами жесткости и вязкости. Причем при формировании момента сопротивления вращению насосов, приведенному к валу гидромотора; происходит взаимодействие двух видов пульсации: от неравномерности расхода и собственно от неравномерности момента. В отличие от схем, приводимых в существующих работах, в разработанной схеме в явном виде представлены передаточные числа редукторов и гидростатической передачи i_d и $i_{\text{гм}}$, приведенные к валу гидромотора. Элемент вязкостного сопротивления ν_d отражает зависимость момента, развиваемого дизелем, от скорости его вращения. В отличие от существующих динамических схем привода шнекофрезерного рабочего органа, приведенная на рисунке 3.2 схема содержит заделки на концах оси вращения всей системы, закрепляющие её относительно неподвижной системы координат, и не «висит в воздухе», как у

предыдущих исследователей. Это позволило корректно учесть при составлении системы уравнений динамики шнекофрезерного рабочего органа влияние передаточных чисел редукторов и гидростатической передачи на действующие в динамической системе моменты и привести скорости вращения всех элементов системы к валу одного элемента. В этом случае уравнения движения двухмассовой системы, приведенной на рисунке 3.2, содержат только две обобщенные координаты.

Расчетная двухмассовая динамическая схема, хотя и содержит две массы и описывается двумя обобщенными координатами, является по классификации Я.Г. Пановко системой с дробным числом степеней свободы, равным 1,5.

В данной системе имеется только один элемент жесткости K_r – крутильная жесткость гидropередачи «насос – гидромотор» при наличии двух масс дизеля и раздаточного редуктора, и насосов с независимыми обобщенными координатами:

φ_d – угловая координата вращения вала дизеля, приведенная с учетом передаточных чисел i_d и $i_{гм}$ к валу гидромотора;

φ_m – угловая координата вращения вала гидромотора. См. рисунок 3.2.

На рисунке 3.2 приняты следующие условные обозначения:

$I_{до}$ – момент инерции (приведенный к валу дизеля) вращающихся масс дизеля, раздаточного редуктора и насосов;

$I_{гм}$ – момент инерции вращающихся частей гидромоторов, шнека и его трансмиссии (приведенный к валу гидромотора);

$K_{тр}$ – суммарная крутильная жесткость всех механических передач привода, (способ определения этой жесткости приведен в работах [82,44]);

K_r – крутильная жесткость гидropередачи «насос – гидромотор»;

$E_{ж}$ – модуль упругости рабочей жидкости, Па;

q_m – объемная постоянная гидромотора, м³/рад;

V_0 – объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления привода, м³;

δ – логарифмический декремент затухания.

Для составления системы уравнений используем две обобщенные координаты:

φ_m – угловая координата вращения вала гидромотора;

φ_d – угловая координата вращения вала дизеля, приведенная с учетом передаточных чисел i_d и $i_{гм}$ к валу гидромотора

ν – суммарное приведенное вязкостное сопротивление всех передач, включая гидropередачу;

ν_d – условное вязкостное сопротивление, отражающее зависимость момента, развиваемого дизелем, от скорости его вращения;

$M_{дном}$ – номинальный момент, развиваемый дизелем;

M_n – момент сопротивления вращению насосов, приведенный к валу гидромотора;

$M_{гм}$ – момент, развиваемый гидромоторами;

M_c – момент внешнего сопротивления на шнеке;

i_d – передаточное отношение от вала дизеля к валу насоса;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии шнека;

$i_{гм}$ – передаточное число объемной гидropередачи.

Жесткость гидравлической передачи учитывается отдельно в уравнении колебаний давления в магистрали ввиду неравномерности расхода рабочей жидкости в насосах, гидромоторах и с учетом наличия виброреологического устройства.

Однако при определении коэффициента демпфирования колебаний через принятый логарифмический декремент затухания учтем жесткость гидравлической передачи упрощенно, как это сделано в работах, проанализированных в п. 1.2.

Коэффициент демпфирования колебаний, как и в работах, рассмотренных в гл.1, отнесем в целом ко всей гидромеханической передаче:

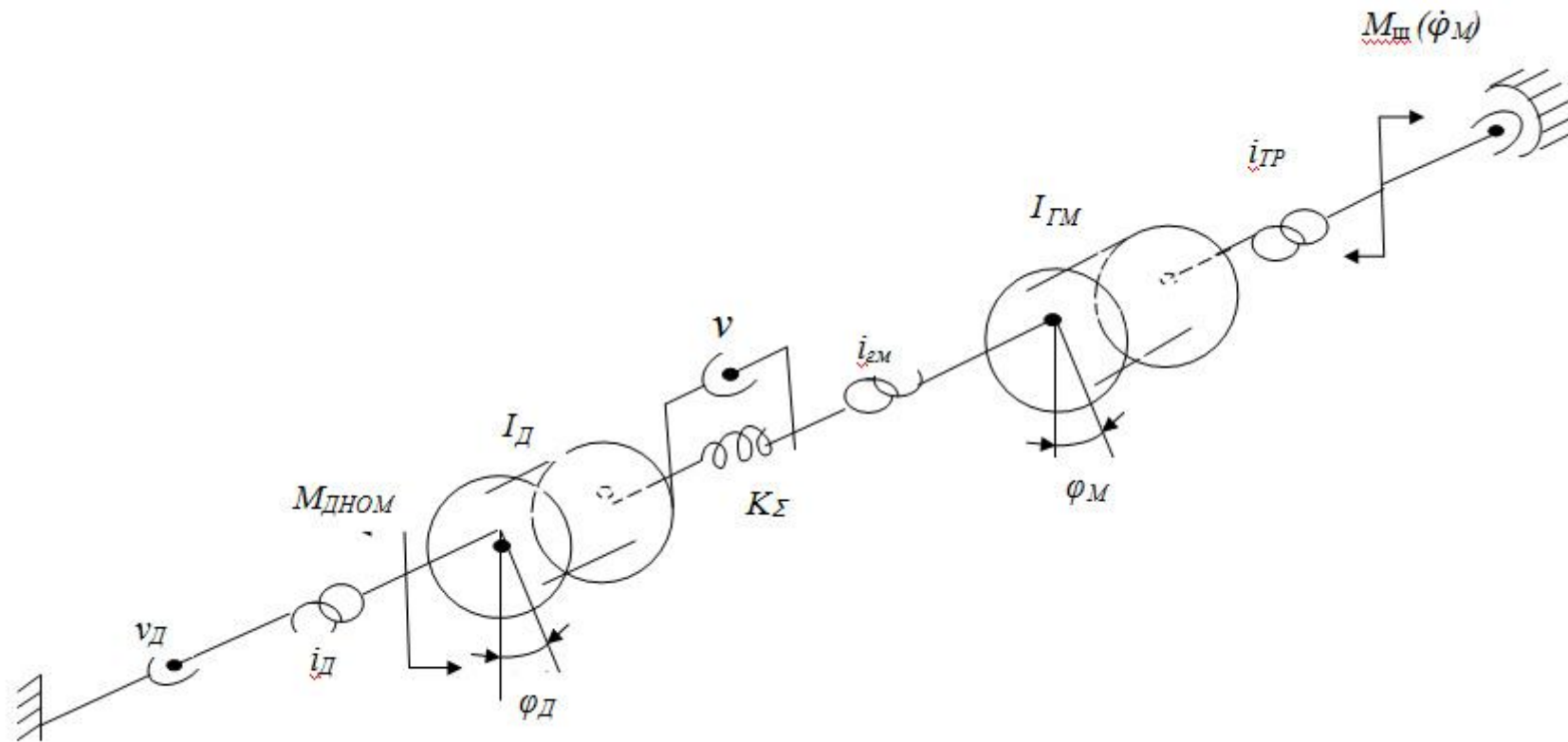


Рисунок 3.2 - Расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна

$$\nu = \frac{\delta}{\pi} \left(\frac{I_d I_{гм}}{I_d + I_{гм}} \cdot \frac{K_{г} K_{тр}}{K_{г} + K_{тр}} \right)^2, \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с} \cdot \text{рад}}; \quad (3.1)$$

где $K_{г}$ – крутильная жесткость гидropередачи «насос – гидромотор»,

$$K_{г} = \frac{E_{ж} q_m^2}{V_0}, \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}; \quad (3.2)$$

$E_{ж}$ – модуль упругости рабочей жидкости, Па;

q_m – объемная постоянная гидромотора, $\text{м}^3/\text{рад}$;

V_0 – объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления привода, м^3 ;

δ – логарифмический декремент затухания.

Для составления системы уравнений используем две обобщенные координаты:

φ_m – угловая координата вращения вала гидромотора;

φ_d – угловая координата вращения вала дизеля, приведенная с учетом передаточных чисел i_d и $i_{гм}$ к валу гидромотора.

При этом имеет место соотношение:

$$\varphi_d = \frac{\varphi_{до}}{i_d i_{гм}}. \quad (3.3)$$

Момент инерции вращающихся масс дизеля, раздаточного редуктора и насосов $I_{до}$ также приведем к валу гидромотора, обозначив его как I_d . Соответственно приведем к валу гидромотора и все другие моменты сил как внутренние, так и внешние, действующие в динамической схеме привода шнекофрезерного рабочего органа.

В принятой системе координат уравнения динамики привода шнекофрезерного рабочего органа имеют вид:

- уравнение движения дизеля:

$$I_d = \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} = M_d - M_n - K_{тр}(\varphi_d - \varphi_m) - \nu(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_m) - M_1; \quad (3.4)$$

- уравнение движения гидромоторов

$$I_{гм} = \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_{гм} - M_n - K_{тр}(\varphi_m - \varphi_d) - \nu(\dot{\varphi}_m - \dot{\varphi}_d) - \frac{M_c}{i_{тр}}; \quad (3.5)$$

где M_d – момент, развиваемый дизелем, приведенный к валу гидромотора;

M_H – момент сопротивления вращению насосов, приведенный к валу гидромотора;

$M_{ГМ}$ – момент, развиваемый гидромоторами;

$$\dot{\varphi}_d = \frac{d\varphi_d}{dt}, \dot{\varphi}_m = \frac{d\varphi_m}{dt};$$

M_1 – момент, потребляемый прочим оборудованием карьерного комбайна (в дальнейшем считаем, что он уже вычтен из $M_{дном}$ и выведем его из рассмотрения).

Момент, развиваемый дизелем после приведения к валу гидромотора, выражается следующим образом:

$$M_d = i_d i_{ГМ} \left[\left(\omega_{xx} - i_d i_{ГМ} \frac{d\varphi_d}{dt} \right) \frac{M_{дном}}{\omega_{xx} \cdot S_{ном}} \right]; \quad (3.6)$$

где ω_{xx} – угловая скорость вращения вала дизеля без нагрузки, рад/с;

$S_{ном}$ – номинальное скольжение согласно нагрузочной характеристике дизеля.

Момент сопротивления вращению насосов, приведенный к валу гидромотора, определим с учетом коэффициента неравномерности вследствие изменения во времени плеч сил, приложенных к поршням насосов при движении этих поршней (чего не сделано в работах, рассмотренных в п. 1.2) [7,8,76]:

$$M_H = U_H K_H P(t) \frac{q_H}{i_{ГП}} (1 + k_H \cdot \sin 2z i_{ГП} \varphi_d); \quad (3.7)$$

где U_H – параметр регулирования насоса ($0 \leq U_H \leq 1$);

K_H – количество насосов;

q_H – объемная постоянная насоса, м³/рад;

k_H – коэффициент неравномерности момента сопротивления насоса;

z – число поршней в насосе.

Формула для момента M_H записана для случая нечетного количества поршней в насосе. Отметим, что в существующих работах по динамике привода шнекофрезерного рабочего органа эта формула записана для четного количества поршней (отсутствует коэффициент 2 под знаком синуса), не имеющего места в

данных приводах. Кроме того, в существующих работах не учтено передаточное число $i_{гп}$, учитывающее мультипликацию частоты пульсаций момента сопротивления насосов по отношению к частоте пульсаций момента гидромоторов.

Коэффициент неравномерности момента k_n равен коэффициенту неравномерности расхода насоса. В существующих работах (см. п. 1.2) он принят приближённо равным:

$$k_n \approx \left(1 - \cos \frac{\pi}{2z}\right). \quad (3.8)$$

Для нечетного числа поршней в насосе более точное выражение для этого коэффициента имеет вид [7,8]:

$$k_n = \left(1 - \frac{\pi}{2z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2z}\right). \quad (3.9)$$

Это выражение и будет в дальнейшем использоваться в работе.

Необходимо заметить, что в выражении для момента сопротивления вращению насосов имеется еще один источник неравномерности – пульсации давления в напорной магистрали $P(t)$ из-за неравномерности расходов насосов и гидромоторов, а также работы гидроимпульсного виброреологического устройства. Таким образом, при формировании момента M_n происходит взаимодействие двух видов пульсации: от неравномерности расхода и собственно от неравномерности момента.

По аналогии с предыдущей формулой момент, развиваемый гидромоторами, запишем как:

$$M_{гм} = K_m P(t) q_m (1 + k_n \sin 2z_1 \varphi_m), \quad (3.10)$$

где K_m – число гидромоторов;

z_1 – число поршней в гидромоторе (в дальнейшем принимаем типичный случай $z_1 = z$).

Закономерности формирования момента внешнего сопротивления на шнеке рассмотрены в следующем пункте данной главы.

К уравнению движения дизеля и гидромоторов следует добавить уравнение пульсации давления в напорной магистрали с учетом наличия в ней гидроимпульсного устройства [139]. Согласно формулам, приведённым в п. 1.2, это уравнение имеет вид:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0} (Q_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{ги}} - Q_{\text{м}}), \quad (3.11)$$

где $Q_{\text{н}}$ – расход рабочей жидкости в насосах с учетом неравномерности расхода;
 $Q_{\text{м}}$ – расход рабочей жидкости в гидромоторах с учетом неравномерности расхода;
 $\Delta Q_{\text{ги}}$ – пульсации расхода создаваемые в напорной магистрали гидроимпульсным устройством.

С учетом неравномерности расхода рабочей жидкости в насосах и гидромоторах вышеуказанные величины определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}} &= K_{\text{м}} q_{\text{м}} \left(1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \text{ctg} \frac{\pi}{2z} \right) \left[U_{\text{н}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \sin(2zi_{\text{гп}}\varphi_{\text{д}}) \right]; \\ Q_{\text{м}} &= K_{\text{м}} q_{\text{м}} \left(1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \text{ctg} \frac{\pi}{2z} \right) \left[U_{\text{н}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt} \sin(2z\varphi_{\text{м}}) \right]; \\ \Delta Q_{\text{ми}} &= K_{\text{м}} q_{\text{м}} \left[U_{\text{н}} U_{\text{а}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \sin(\omega_{\text{в}} t) \right]; \end{aligned}$$

где $U_{\text{а}}, \omega_{\text{в}}$ — амплитуда и частота изменения расхода гидропульсатора.

Таким образом, полная система уравнений динамики привода шнекофрезерного рабочего органа приобретает вид:

— уравнение движения дизеля:

$$\begin{aligned} I_{\text{д}} \frac{d^2\varphi_{\text{д}}}{dt^2} &= i_{\text{д}} i_{\text{гп}} \left[\left(\omega_{\text{хх}} - i_{\text{д}} i_{\text{гп}} \cdot \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \right) \frac{M_{\text{дном}}}{S_{\text{ном}} \omega_{\text{хх}}} \right] - U_{\text{н}} K_{\text{н}} P \cdot \frac{q_{\text{н}}}{i_{\text{гп}}} \left[1 + \left(1 - \frac{\pi}{2z} \times \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \text{ctg} \pi 2z \times \sin 2zi_{\text{гп}} \varphi_{\text{д}} - K \varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{м}} - v \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} - \frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt} \right) \right]; \end{aligned} \quad (3.12)$$

— уравнение движения гидромоторов:

$$\begin{aligned} I_{\text{гм}} \frac{d^2\varphi_{\text{м}}}{dt^2} &= P q_{\text{м}} K_{\text{м}} \left[1 + \left(1 - \frac{\pi}{2z} \cdot \text{ctg} \frac{\pi}{2z} \right) \cdot \sin(2z\varphi_{\text{м}}) \right] - K(\varphi_{\text{м}} - \varphi_{\text{д}}) - \\ &\quad - v \left(\frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt} - \frac{d\varphi_{\text{д}}}{dt} \right) - \frac{M_{\text{с}}}{i_{\text{тр}}}; \end{aligned} \quad (3.13)$$

— уравнение колебаний давления в магистрали гидропередачи:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_0} \cdot K_M q_M \left(1 - \frac{\pi}{2z} \cdot ctg \frac{\pi}{2z}\right) \left[U_H \frac{d\varphi_D}{dt} \sin(2zi_{гп} \varphi_D) + \frac{U_H U_a}{\left(1 - \frac{\pi}{2z} \cdot ctg \frac{\pi}{2z}\right)} \cdot \right. \\ \left. \times \frac{d\varphi_D}{dt} \sin \omega_B t - \frac{d\varphi_M}{dt} \cdot \sin(2z\varphi_M) \right]. \quad (3.14)$$

В дополнение к этой системе уравнений необходимо определить момент внешнего сопротивления на шнеке.

3.3. Определение момента внешнего сопротивления на шнеке

карьерного комбайна

Для определения внешних сил, действующих на шнек карьерного комбайна в отсутствие виброреологического эффекта, воспользуемся, с некоторыми поправками, известными соотношениями, рассмотренными в главе 1 [1, 54, 82, 111].

В дальнейшем для качественного анализа ограничимся математическим ожиданием величины напряжения разрушения — ξ_p и тогда все выражения, для составляющих общего момента сопротивления, будут также записаны для их математических ожиданий. При уточненной постановке (с учетом случайного характера напряжения разрушения) такая задача рассмотрена в гл.6.

В процессе выемки слоя породы на шнекофрезерный рабочий орган в плоскости, перпендикулярной его оси, действует сила реакция забоя F , которую можно определить по двум ее ортогональным составляющим: F_τ , направленной по касательной к окружности обечайки шнека и равной окружному усилию, и нормальной составляющей F_n , направленной по радиусу от центра окружности обечайки шнека. Схема сил, действующих на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна в плоскости его вращения, приведена на рисунке 3.3. Под действием сжимающих напряжений перед вооружением шнека образуется

диспергированная порода, которая под действием реборд шнека сдвигается в осевом направлении, перпендикулярно плоскости его вращения.

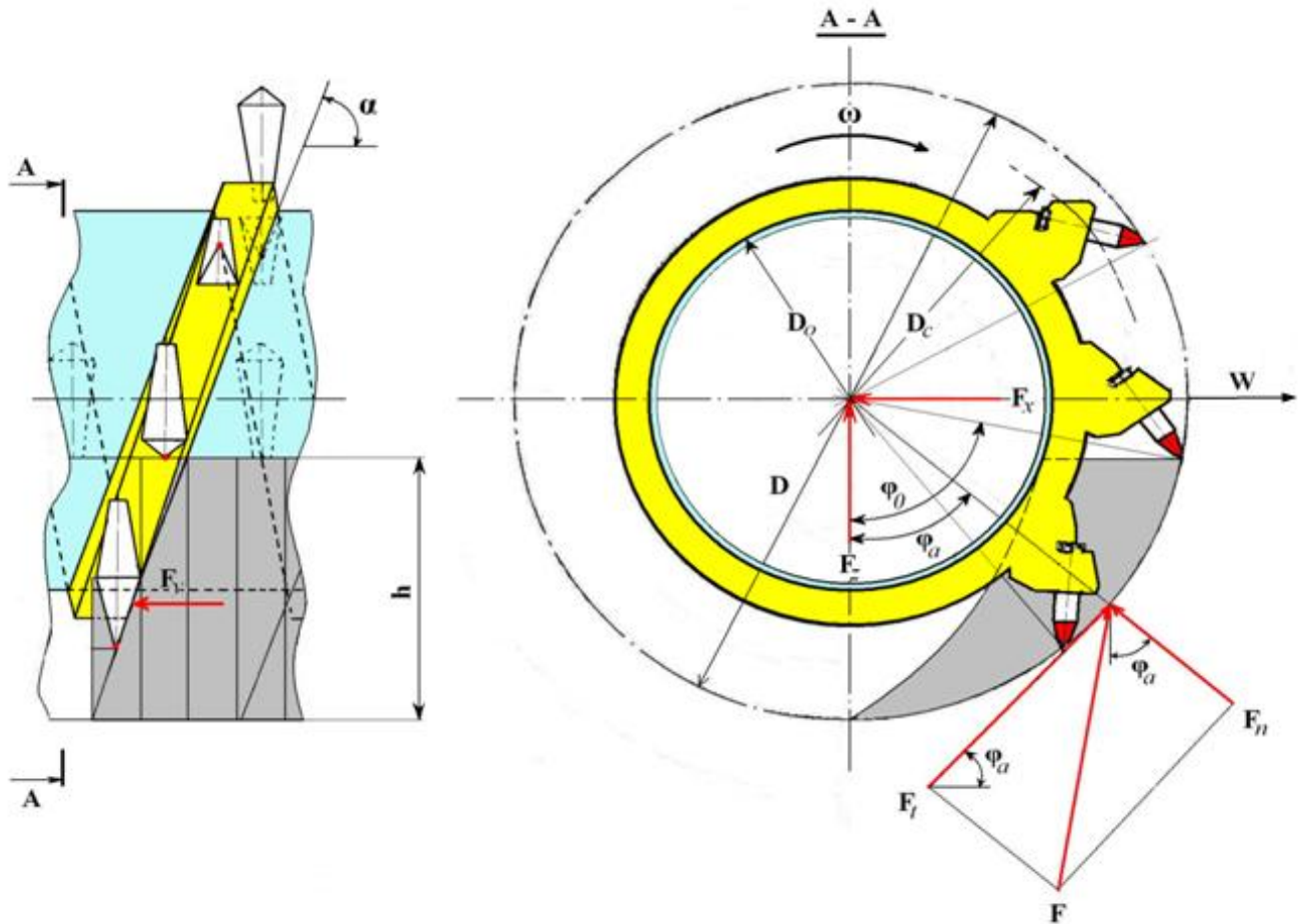


Рисунок 3.3 - Схема сил, действующих на шнекофрезерный рабочий орган карьерного комбайна при его вращении

При этом происходит выдавливание породы в свободное пространство между забоем и обечайкой шнекофрезерного органа.

Действующие силы определяются следующим образом:

- угловая координата точки приложения силы реакции слоя породы:

$$\varphi_a = \frac{2}{3} \varphi_0, \text{ рад},$$

- касательная составляющая реакции слоя породы:

$$F_\tau = 2\tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\varphi_0 D \omega}, \text{ Н}, \quad (3.15)$$

- нормальная составляющая реакции слоя породы:

$$F_n = 2\Psi\tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\varphi_0 D \omega}, \text{ Н}, \quad (3.16)$$

- сила трения лобовой части шнека о породу:

$$F_{\text{ш}} = F_n \times f, \text{ Н}, \quad (3.17)$$

- сила, выталкивающая шнекофрезерный орган из забоя:

$$F_z = F_t \sin \varphi_a + F_n \cos \varphi_a, \text{ Н} \quad (3.18)$$

- сила сопротивления движению комбайна:

$$F_x = F_t \cos \varphi_a - F_n \sin \varphi_a, \text{ Н} \quad (3.19)$$

где Ψ - отношение нормальной к касательной реакции слоя породы;

$\tilde{\xi}_p$ - прочность породы при одноосном сжатии (математическое ожидание величины ξ_p), Па; D - диаметр шнека, м;

ω - угловая скорость вращения шнека, рад/с;

B - ширина захвата слоя породы, м;

h - высота слоя породы, м;

W - скорость движения комбайна, м/с;

f - коэффициент трения шнека о породу.

Для определения момента сил, возникающих при транспортировании горной массы вдоль оси вращения шнекофрезерного органа, рассмотрены сдвигающие силы, действующие на породу со стороны реборды шнека (рисунок 3.4).

В существующих работах по динамическим процессам в приводе шнекофрезерного комбайна считается, что сдвиг и транспортировка вынимаемой породы происходит строго в горизонтальном направлении. В действительности это невозможно.

В работе [26] на примере шнекового пресса указывается, что фактическое перемещение сыпучего груза в транспортирующей зоне шнека представляется как движение, промежуточное между следующими двумя крайними ситуациями. Первая ситуация связана с чисто вращательным движением груза вместе со шнеком как компактного цилиндрического блока внутри неподвижного

цилиндрического корпуса. Окружная скорость наружных слоев груза при этом равнялась бы

$$V_1 = \omega D/2, \quad (3.20)$$

где ω – угловая частота вращения шнека. Транспортная производительность шнека при этом равнялась бы нулю.

Вторая ситуация предусматривает чисто аксиальное поступательное движение груза как ходовой гайки по вращающемуся винту, т.е. только в осевом направлении. Аксиальная скорость материала в этом случае равнялась бы:

$$V_2 = \omega \frac{D}{2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.21)$$

где α – угол наклона винтовой линии по наружному диаметру шнека;

При этом транспортная производительность шнека достигала бы максимальной величины.

В реальных условиях работы шнека движение груза должно происходить в указанных границах. В действительности же иногда можно наблюдать только первый, нежелательный, крайний случай, но никак не второй, который, наоборот, был бы желательным. Для реализации первого случая сила трения между грузом и шнеком должна быть больше, чем сила трения между материалом и стенкой цилиндрического корпуса, что вполне возможно. Этот эффект на практике получил название «пробкообразования», когда перемещаемый груз вращается вместе со шнеком, не продвигаясь вдоль винтового канала. Направление движения груза должно, наоборот, иметь какое-нибудь конечное значение. Это, однако, при применении цилиндра корпуса с гладкой, непрофилированной поверхностью невозможно.

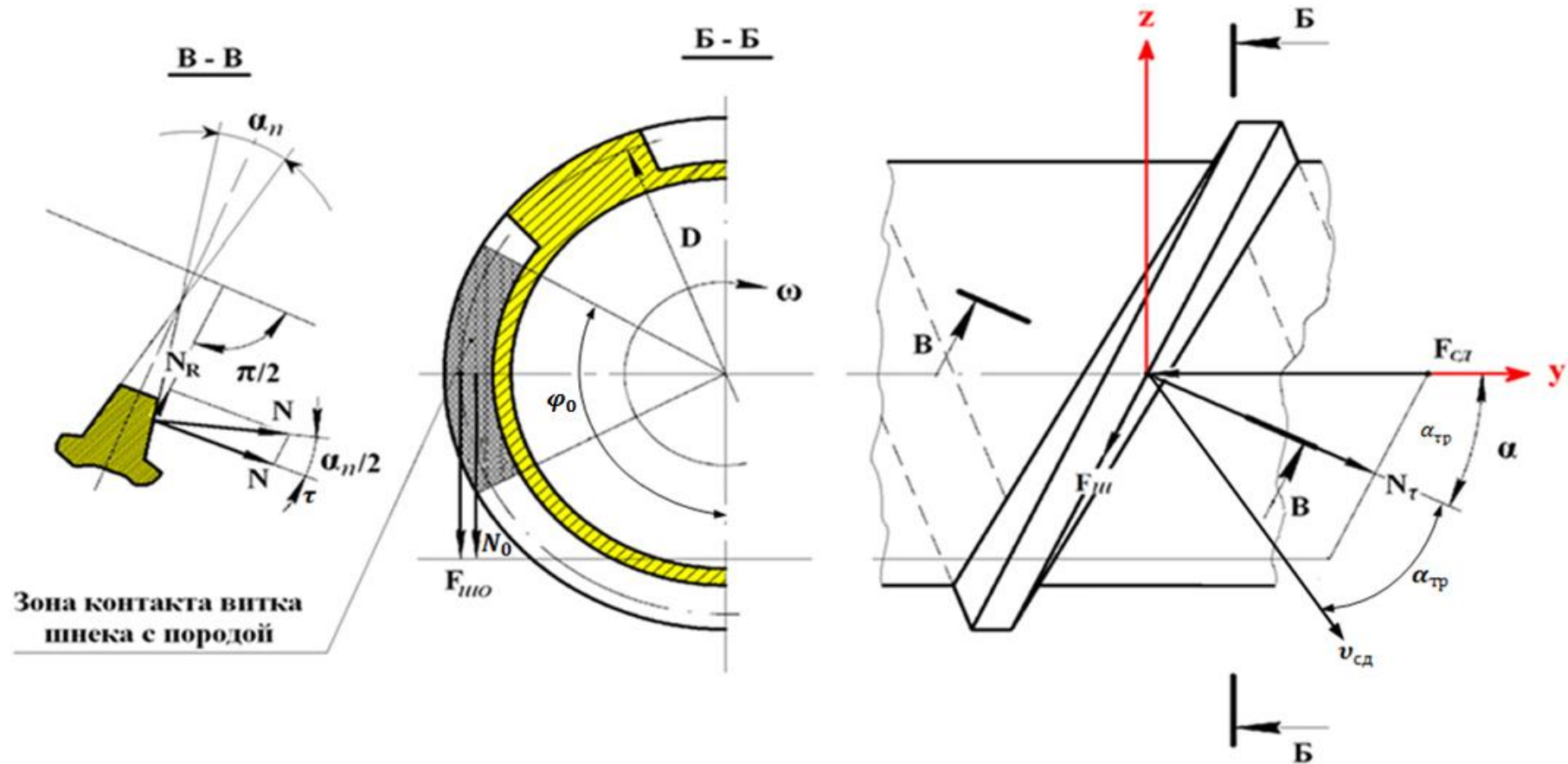


Рисунок 3.4 - Схема сил действующих на породу при ее транспортировании шнекофрезерным рабочим органом карьерного комбайна

Правда, ко второму крайнему случаю можно приблизиться, если в стенках цилиндра корпуса предусмотреть продольные канавки соответствующих размеров, которые будут препятствовать вращению груза со шнеком. Этот эффект достигим только при использовании грузов, которые ведут себя как одно эластичное неразрывное целое. В случае сыпучих грузов, состоящих из отдельных дисперсных частиц, структура которых не обеспечивает необходимого внутреннего когезионного и аутогезионного сцепления между частицами, указанные канавки не могут справиться с возлагаемой на них задачей, и в практике шнекования сыпучих грузов их обычно не используют.

Кроме того, и при переработке высокоэластичных полимерных композиций полному осуществлению второго случая препятствует окружная составляющая скорости движения, которая неизбежно возникает при перемещении материала шнеком. Окружная составляющая является результатом взаимодействия двух факторов. Один из этих факторов связан с наличием сопротивления осевому движению груза, возникающему из-за трения материала о стенку цилиндра корпуса. Вторым фактором представляют собой сдвиговые силы, действующие на груз со стороны боковых поверхностей винтовой нарезки шнека.

Если сыпучий груз полностью заполняет винтовую нарезку шнека, то движение частицы вблизи стенки цилиндра корпуса характеризует вектор абсолютной скорости этой частицы \vec{V}_a , представимый в виде суммы вектора переносной окружной скорости вращения вместе со шнеком \vec{V}_n и вектора скорости скольжения относительно цилиндра корпуса $\vec{V}_{от}$:

$$\vec{V}_a = \vec{V}_n + \vec{V}_{от}, \quad (3.22)$$

где вектор $\vec{V}_{от}$ направлен параллельно боковой поверхности винтовой нарезки, вектор \vec{V}_n в направлении вращения шнека, а его модуль равен $V_n = \frac{\omega D}{2}$. При этом вектор абсолютной скорости этой частицы \vec{V}_a направлен к оси шнека под некоторым углом θ (см. рисунок 3.4). Вдоль него направлено и сдвигающее усилие. Однако величина этого угла меняется в период работы шнека и является

случайной, поэтому при расчетах представляется целесообразным принимать с запасом ее максимальное значение. В нашем случае критерием экстремальности является максимальное давление породы на реборды шнека. Это соответствует значению угла $\theta = 0$. Тогда сила сдвига породы и усилие, затрачиваемое на ее транспортирование, не имеют проекций на оси x и z .

Таким образом, осевой силой F_y виток шнека воздействует на породу, реакция которой характеризуется нормальной силой N_r . В направлении, противоположном вращению, в зоне контакта боковой поверхности витка шнека с породой направлена сила трения $F_{ш}$. Осевая сила F_y является суммой силы инерции слоя породы F_1 , препятствующей его перемещению, и силы $F_{сд}$, сдвигающей слой вдоль продольной оси шнека:

$$F_y = F_1 + F_{сд}, \text{ Н.}$$

При этом сила сдвига слоя породы равна:

$$F_{сд} = 2zk_{\xi}\tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\omega D\alpha}, \text{ Н,} \quad (3.23)$$

где t — шаг винтовой линии витка шнека, м;

z — число заходов витка шнека, ед.;

k_{ξ} — отношение прочностей породы при её сдвиге и сжатии;

α — угол наклона винтовой линии шнека, рад.

Оценка силы инерции сдвигаемой породы показала, что этой силой можно пренебречь ввиду её весьма малой величины при обычных скоростях вращения шнека.

Определим момент сопротивления вращению шнека при выемке слоя породы. Полный момент сопротивления вращению шнека равен:

$$M_{ш} = M_{\tau} + M_N + M_T + M_{шб}, \quad (3.24)$$

где M_{τ} - момент от касательной составляющей реакции слоя породы; M_N - момент нормальной силы, действующей на реборду шнека при сдвиге породы;

M_T - момент силы трения лобовой части реборды шнека о породу;

$M_{шб}$ - момент силы трения боковой части реборды шнека о породу.

Отметим, что в цитируемых выше работах момент M_N пропущен, хотя по расчетам он может составлять до 30% от момента M_τ - наибольшей составляющей полного момента сопротивления вращению шнека.

Составляющие момента сопротивления вращению шнека при отсутствии виброреологического эффекта определяются на основании зависимостей, рассмотренных в главе 1, следующим образом:

$$\begin{aligned} M_\tau &= \frac{BhW\tilde{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}}, \\ M_N &= \frac{2BhWk_\xi\tilde{\xi}_p}{\omega\eta_{ш}\cos\frac{\alpha_n}{2}}, \\ M_{шб} &= \frac{2BhWk_\xi f\tilde{\xi}_p}{\omega\eta_{ш}\cos\frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha}, \\ M_T &= \frac{BhW\tilde{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot \psi f. \end{aligned} \quad (3.25)$$

В существующих работах используется так называемый «эффективный коэффициент трения», определенный через средние величины постоянной и переменной составляющих скорости вращения. Рассмотрим этот вопрос более подробно.

Как указывается в работе [101,131-133], в некоторых случаях для качественной и сугубо приближенной оценки действия вибрации на системы с трением допускается использование понятия об эффективном коэффициенте сухого трения при вибрации. Как и «классический» коэффициент сухого трения, эффективный коэффициент сухого трения определяется как отношение минимального значения тянущей силы P_* , которую необходимо приложить для нарушения состояния относительного покоя твердого тела, к нормальной реакции N , т.е.

$$f_{эф} = \frac{P_*}{N}. \quad (3.26)$$

При вибрации на тело помимо постоянной внешней тянущей силы P действует переносная сила инерции:

$$\Phi(t) = -m\ddot{\xi}(t).$$

Эта сила и учитывается при выводе выражения для эффективного коэффициента трения.

Если тело совершает продольные гармонические колебания с амплитудой A и круговой частотой ω по закону

$$\xi = -A \sin \omega t,$$

то переносная сила инерции, действующая на тело, равна

$$\Phi(t) = \Phi_0 \sin \omega t,$$

где амплитуда ее колебаний

$$\Phi_0 = mA\omega^2.$$

Если в любой момент времени алгебраическая сумма всех внешних сил меньше предельной силы трения покоя, т.е.

$$P + \Phi_0 \sin \omega t \leq f_0 N, \quad (3.27)$$

то тело находится в состоянии покоя (здесь f_0 - коэффициент трения покоя).

Сумма всех внешних сил максимальна, когда переносная сила инерции достигнет своего амплитудного значения ($\sin \omega t = 1$). Отсюда следует, что минимальное значение тянущей силы P_* , при котором состояние покоя нарушится и возникнет движение, определяется равенством:

$$P_* = f_0 N - \Phi_0. \quad (3.28)$$

Тогда с учетом выражения (3.26.) получим формулу для эффективного коэффициента сухого трения при продольной вибрации:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{P_*}{N} = f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_0 N} \right), \quad (3.29)$$

или при $N = mg$

$$\vec{f}_{\text{эф}} = f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_0 mg} \right). \quad (3.30)$$

Из (3.30) следует, что с увеличением Φ_0 значение эффективного коэффициента $f_{\text{эф}}$ уменьшается в пределе до нуля. При этом отмечается, что если величина Φ_0 превышает предельную силу трения, т.е. $\Phi_0 > f_0 N$, приведенные рассуждения теряют смысл, и для более подробного описания рассматриваемой ситуации необходимо учесть силы инерции, возникающие при относительном движении тела, т.е. решать нелинейное уравнение динамики перемещаемого тела. В этом и состоит приближенность понятия «эффективный коэффициент трения»: это условная величина, которую нельзя отождествлять с физическим коэффициентом трения. Ее вводят лишь для того, чтобы качественно учесть влияние вибрации на движение тела, и сделать заключение о кажущемся изменении коэффициента трения, возникающем при вибрации.

Таким образом, при продольном вибрационном воздействии с малой интенсивностью, когда $\Phi_0 < f_0 N$, происходит уменьшение эффективного коэффициента трения и снижается усилие, необходимое для преодоления силы трения. Аналогичные выражения для эффективного коэффициента трения можно получить и при других направлениях вибрации.

В случае, когда тело совершает вертикальные колебания, переносная сила инерции $\Phi(t)$ совпадает с направлением силы тяжести и суммарная нормальная реакции $N = mg - \Phi_0 \sin \omega t$. Минимальное значение внешней силы, при котором возникает относительное движение, определяется равенством:

$$P_* = f_0 N = f_0 (mg - \Phi_0), \quad (3.31)$$

а эффективный коэффициент трения при вертикальной вибрации равен:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{f_0 N}{N} f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{mg}\right). \quad (3.32)$$

В случае, когда направление силы $\Phi(t)$ параллельно плоскости трения и перпендикулярно силам P и N (боковое направление вибрации), вектор полной силы трения равен сумме векторов сил P_* и Φ_0 , т.е.

$$\sqrt{P_*^2 + (\Phi_0 \sin \omega t)^2} = f_0 N. \quad (3.33)$$

Тогда необходимое для выведения тела из состояния покоя минимальное значение внешней тянущей силы определяется равенством:

$$P_* = \sqrt{(f_0 N)^2 - \Phi_0^2}, \quad (3.34)$$

а эффективный коэффициент трения имеет вид:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{P_*}{N} f_0 \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_0 N}\right)^2}. \quad (3.35)$$

В существующих работах используется формула, подобная формуле (3.35) (только выраженная через постоянную и переменную составляющие скорости движения), что соответствует, как уже сказано, боковому направлению вибрации. Но при колебаниях скорости вращения шнека имеет место продольное направление вибрации, т.е. случай, описываемый формулой (3.30). Таким образом, на основе анализа физического механизма возникновения этого эффекта формула для эффективного коэффициента трения, использованная в этих работах должна быть изменена.

Для решения системы уравнений динамики привода шнекофрезерного рабочего органа составляющие момента сопротивления вращению шнека с

учетом колебаний скорости вращения шнека при воздействии генератора гидроимпульсов и проявлении виброреологического эффекта должны быть 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 силы сухого трения от направления скорости скольжения, на основании приведенных выше выражений для действующих сил, составляющие момента сопротивления вращению шнека могут быть записаны в следующем виде [54]:

$$\begin{aligned}
 M_{\tau} &= \frac{BhW\tilde{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_m}{dt}\right), \\
 M_N &= \frac{2BhW\tilde{\sigma}k_{\sigma}}{\omega\eta_{ш}\cos\frac{\alpha_n}{2}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_m}{dt}\right), \\
 M_B &= \frac{2BhW\tilde{\sigma}k_{\sigma}f}{\omega\eta_{ш}\cos\frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha} \cdot J\left(\frac{d\varphi_m}{dt}\right), \\
 M_T &= \frac{BhW\tilde{\sigma}}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot \Psi \cdot f \cdot sign\left(\frac{d\varphi_m}{dt}\right),
 \end{aligned} \tag{3.36}$$

где $J\left(\frac{d\varphi_m}{dt}\right)$ – единичная функция Хэвисайда,

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

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

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

Поскольку внешний момент сопротивления, действующий на шнек, из-за случайной величины напряжения разрушения ξ_p является случайной величиной,

то в дальнейшем математические ожидания моментов (3.36) могут быть записаны в следующем виде:

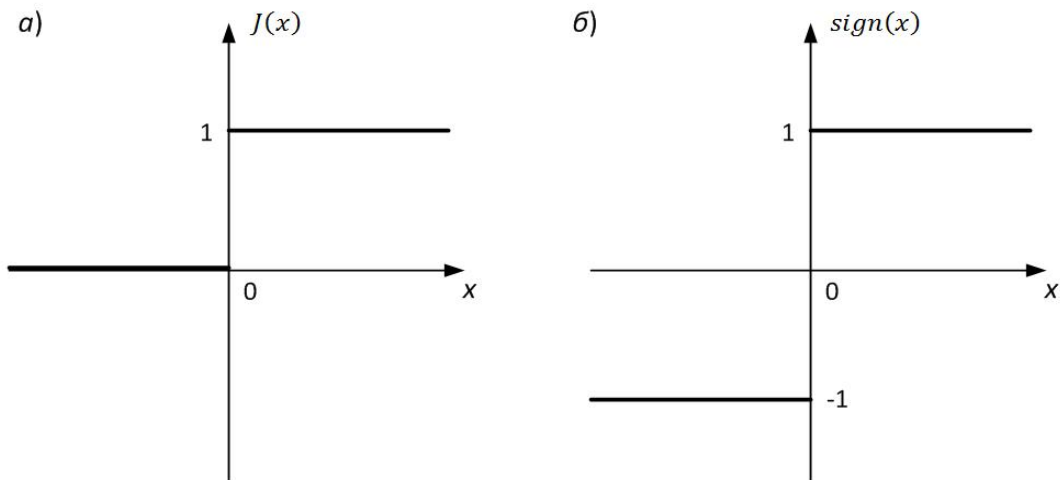
$$\begin{aligned}
 M_{\tau} &= \frac{BhW\tilde{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), \\
 M_N &= \frac{2BhW\tilde{\xi}_p k_{\sigma}}{\omega\eta_{ш} \cos \frac{\alpha_n}{2}} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), \\
 M_{ш} &= \frac{2BhW\tilde{\xi}_p k_{\sigma} f}{\omega\eta_{ш} \cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot tg\alpha} \cdot J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right), \\
 M_T &= \frac{BhW\tilde{\xi}_p}{\varphi_0\omega\eta_{ш}} \cdot \Psi \cdot f \cdot sign\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right),
 \end{aligned} \tag{3.37}$$

где $\tilde{\xi}_p$ – математическое ожидание величины ξ_p .

Таким образом, выражение для математического ожидания момента внешнего сопротивления на шнеке $\tilde{M}_{ш}$ имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \tilde{M}_{ш} &= \tilde{\xi}_p \frac{BhW}{\varphi_0\omega_H\eta_{ш}} \left[\left(1 + \frac{k_{\sigma}\varphi_0 f_{тр}}{\cos \frac{\alpha_n}{2} tg\alpha} + \frac{2k_{\sigma}\varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right) \times J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right) + \right. \\
 &\quad \left. f_{тр}\Psi sign d\varphi_M dt. \right]
 \end{aligned} \tag{3.38}$$

Вид функций $J\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right)$ и $sign\left(\frac{d\varphi_M}{dt}\right)$ показан на рисунке 3.5, а и 3.5, б соответственно.



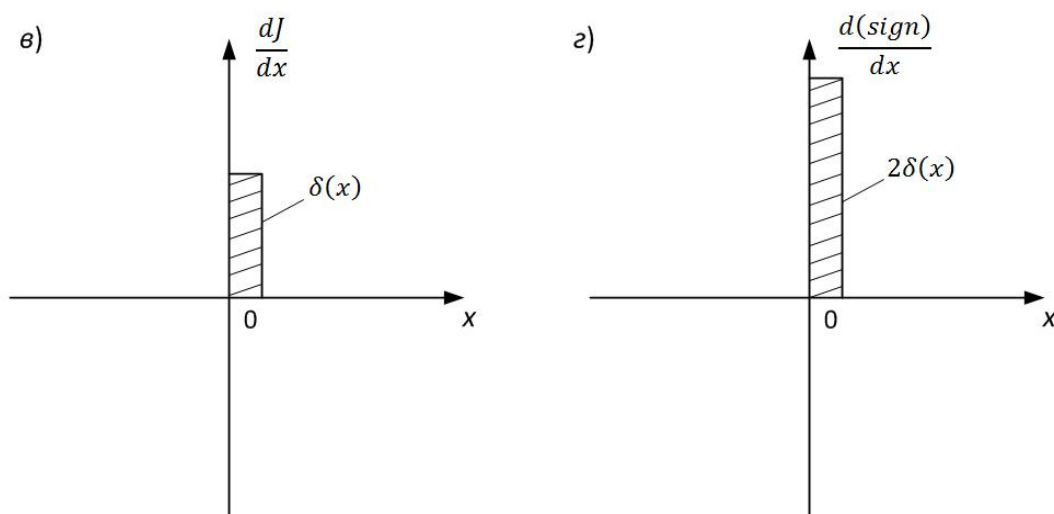


Рисунок 3.5 - Графики функций $J(x)$ и $\text{sign}(x)$, а также их производных

Таким образом, после подстановки в уравнение движения гидромоторов выражения для момента сопротивления $M_{\text{ш}}$, получено нелинейное относительно скорости вращения уравнение, содержащее разрывные функции $\dot{\varphi}_{\text{ш}}$.

Аналитически подобные уравнения решаются приближенным методом усреднения. Однако 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 показал теоретический анализ и моделирование уравнений движения шнека на ЭВМ (гл. 4), колебания скорости его вращения близки к гармоническим. В этом случае средние во времени значения ступенчатых функций, введенных выше, определяются согласно построениям, выполненным на рисунке 3.6. Период времени, когда скорость колебаний шнека отрицательна, равен периоду $T-T_1$. А его отношение к периоду колебаний T_1 определяет средние по времени значения ступенчатых функций.

Согласно И.И. Блехману, средние во времени значения ступенчатых функций равны:

$$\bar{j} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} \right) = \frac{T - T_1}{T_1} = 1 - \frac{1}{\pi} \arccos \left(\frac{\omega_{\text{ср}}}{\Delta\omega_{\text{дин}}} \right) = k_1,$$

$$\overline{\text{sign}} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} \right) = \frac{T - 2T_1}{T_1} = 1 - \frac{2}{\pi} \arccos \left(\frac{\omega_{\text{ср}}}{\Delta\omega_{\text{дин}}} \right) = k_2,$$

где $\omega_{\text{ср}}$ - средняя величина скорости вращения шнека;

$\Delta\omega_{\text{дин}}$ - амплитуда колебаний скорости вращения шнека.

Коэффициенты k_1 и k_2 являются коэффициентами снижения отдельных составляющих момента сопротивления вращению шнека вследствие проявления виброреологического эффекта. При этом коэффициенты k_1 и k_2 равны единице, если $\left(\frac{\omega_{\text{ср}}}{\Delta\omega_{\text{дин}}} \right) \leq 1$. При $\left(\frac{\omega_{\text{ср}}}{\Delta\omega_{\text{дин}}} \right) > 1$ с увеличением амплитуды колебаний скорости шнека коэффициент k_1 уменьшается, асимптотически, стремясь к величине 0.5 при $\Delta\omega_{\text{дин}} \rightarrow \infty$, а коэффициент k_2 уменьшается, асимптотически стремясь к нулю.

Приведенные выше выражения для коэффициентов k_1 и k_2 явились основой для их оценки по данным моделирования динамики взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна на ЭВМ.

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

$$k_1 = P_+,$$

$$k_2 = P_+ - P_-, \quad (3.40)$$

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

P_- - вероятность того, что величина $(\omega_{\text{ср}} + \Delta\omega_{\text{дин}}) < 0$.

В табл. 3.1. и на рисунке 3.7 выполнено сравнение коэффициентов k_1 и k_2 , вычисленных по формулам (3.39), с относительной величиной эффективного коэффициента трения, используемого в существующих работах, при одних и тех же величинах соотношения $\left(\frac{\omega_{\text{дин}}}{\Delta\omega_{\text{ср}}}\right)$. Сравнение показывает, что при $\left(\frac{\omega_{\text{дин}}}{\Delta\omega_{\text{ср}}}\right) \leq 1$ предсказываемый в выполненных ранее работах виброреологический эффект вообще отсутствует, а при $\left(\frac{\omega_{\text{дин}}}{\Delta\omega_{\text{ср}}}\right) \geq 1$ коэффициент k_1 , характеризующий степень снижения основных составляющих момента внешнего сопротивления, не опускается ниже уровня 0,5. При принятом в существующих работах в качестве желаемого (без обоснования достижимости этого значения) соотношении $\left(\frac{\omega_{\text{дин}}}{\Delta\omega_{\text{ср}}}\right) = 3$ коэффициенты $k_1 = 0,61$, и k_2 (аналог эффективного коэффициента трения) $k_2 = 0,22$. По существующей теории снижения основных составляющих момента внешнего сопротивления не происходит, а относительный эффективный коэффициент трения равен 0,32.

Таблица 3.1 - Значения коэффициентов снижения момента сопротивления вращению шнека

$\frac{\Delta\omega_{\text{дин}}}{\omega_{\text{ср}}}$	0	1	2	3	4	∞
k_1	1	1	0,67	0,61	0,58	0,5
k_2	1	1	0,34	0,22	0,16	0
$\frac{f_3}{f_{\text{тр}}}$	1	0,71	0,45	0,32	0,26	0

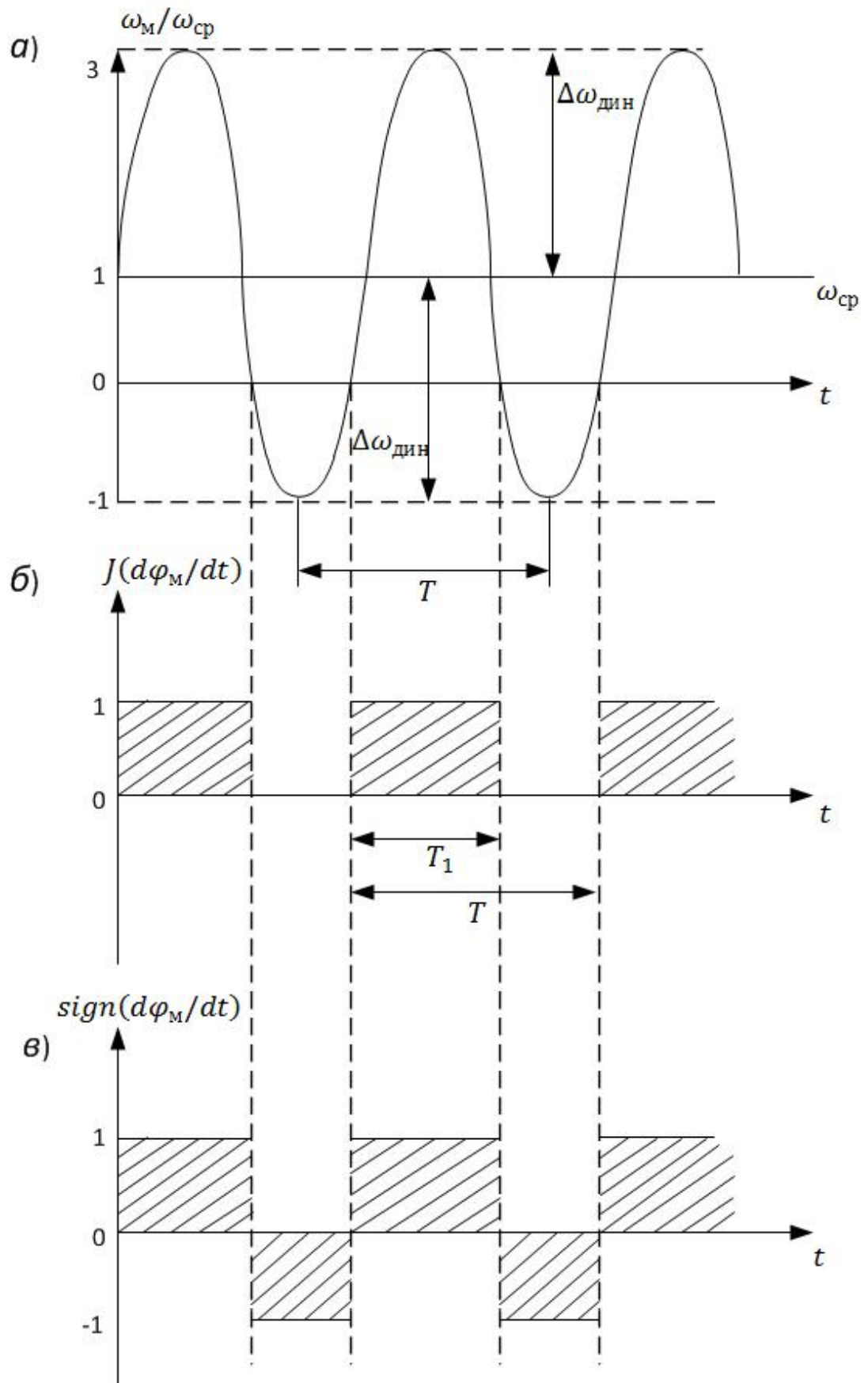


Рисунок 3.6 - Изменение во времени ступенчатых функций при гармонических колебаниях в приводе шнекофрезерного рабочего органа

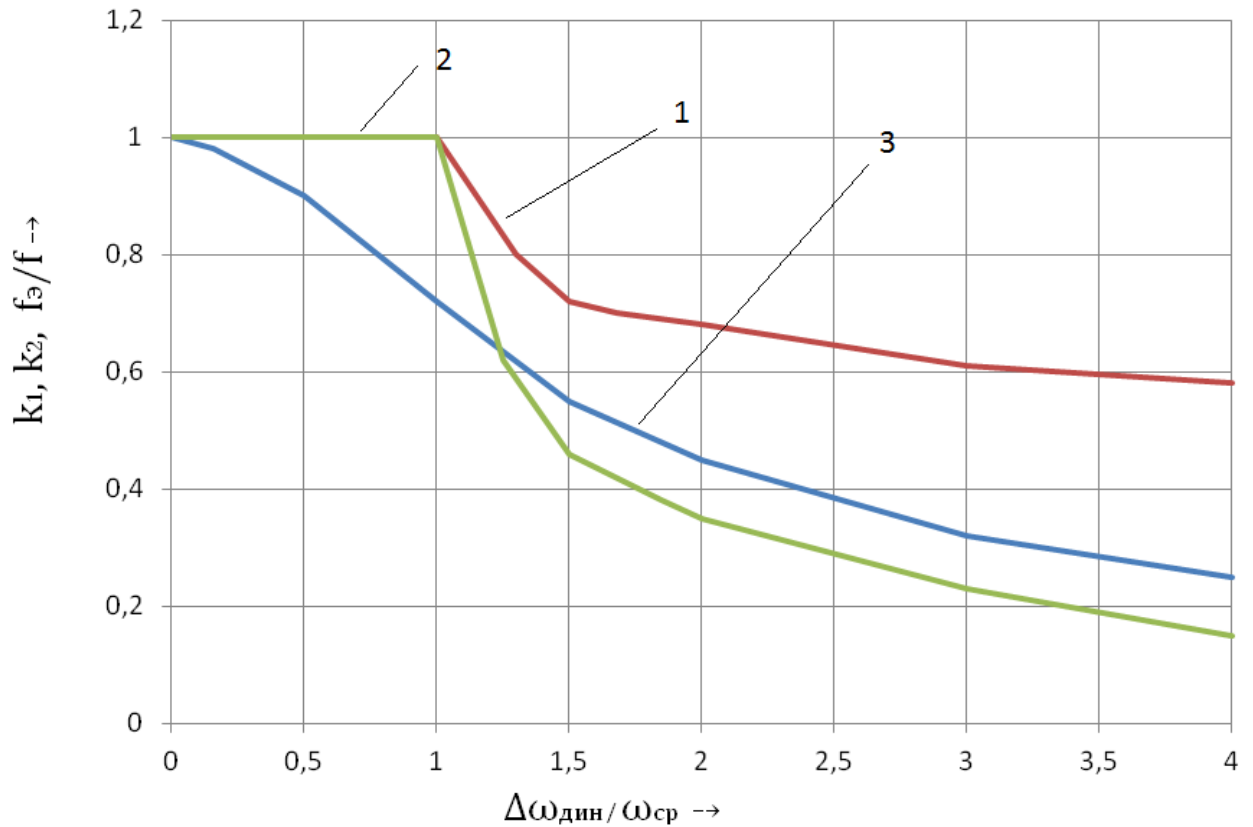


Рисунок 3.7 - Сравнение коэффициентов снижения момента сопротивления вращению шнека по предложенной теории и относительного эффективного коэффициента трения (1 - коэффициент k_1 , 2 - коэффициент k_2 , 3 - отношение $f_3/f_{\text{тр}}$.)

3.4. Качественный анализ динамики шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна

Выше нами были получены нелинейные относительно скорости вращения шнека уравнения, содержащие разрывные функции от $\dot{\varphi}_M$. Подобные уравнения решаются приближенными численными методами.

С целью дальнейшего качественного анализа динамики шнекофрезерного рабочего органа комбайна в уравнениях динамики принимаем следующие допущения, основанные на уточненных уравнениях динамики [38]:

— колебаниями вращающихся частей двигателя и жестко связанных с ним насосов можно пренебречь, т.к. передаваемые на них через трансмиссию

колебания скорости вращения имеют очень высокую частоту из-за ее мультипликации в трансмиссии; при этом достаточно жесткая механическая характеристика двигателя создает большое вязкое сопротивление и гасит эти колебания;

– колебания давления и расхода в системе «насосы-гидромоторы» из-за неравномерности расхода поршней имеют весьма высокую частоту (значительно выше собственной частоты колебания шнека) и незначительную амплитуду ($\approx 0,5\%$), и ими также можно пренебречь.

Приняв $\omega_d = \omega_{ном} = const$ и проинтегрировав уравнение колебаний давления в напорной магистрали гидромотора, получаем следующее выражение для изменения давления:

$$P(t) \approx P_{ном} + \frac{E_{ж}}{V_0} K_M q_M U_H U_a \frac{\omega_{ном}}{\omega_{ми}} \cos \omega_{ми} t - P_{ном} + \Delta P(t), \text{Па}, \quad (3.41)$$

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

Обозначив

$$(\varphi_M - \varphi_d) = (\varphi_M - \omega_{ном} t) = \Delta \varphi_M,$$

учитывая, что $\Delta \dot{\varphi}_M = \dot{\varphi}_M - \omega_{ном}$, а, также полагая, что $\Delta \ddot{\varphi}_M = 0$, тогда из уравнения движения гидромоторов получаем приближенное уравнение для динамической составляющей скорости вращения:

$$I_{гм} \Delta \ddot{\varphi} \approx -K \Delta \varphi_M - v \Delta \dot{\varphi}_M + \frac{1}{i_{тр}} (M_{ш ном} - M_{ш}) - \Delta M_{и}, \text{Па}, \quad (3.42)$$

где $M_{ш ном}$ - значение момента сопротивления вращению шнека при отсутствии виброреологического эффекта, т.е. при $k_1 = k_2 = 1$;

$\Delta M_{и}$ - импульсный момент на валу гидромотора, создаваемый гидроимпульсным генератором:

$$\Delta M_{и} = \frac{E_{ж}}{V_0} K_M^2 q_M^2 U_H U_a \frac{\omega_{ном}}{\omega_B} \cdot \cos \omega_B t \quad (3.43)$$

Если ввести новый параметр неравномерности давления генератора гидроимпульсов:

$$\zeta_p = \frac{\Delta P_{max}}{P_{ном}},$$

то при принятых выше предположениях имеем:

$$\begin{cases} \Delta M_{и} = K_M q_M \zeta_p P_{ном} \cos \omega_B t, \\ \frac{M_{ш ном}}{i_{тр}} = K_M q_M P_{ном}. \end{cases} \quad (3.44)$$

Из системы уравнений (3.44) получаем выражение для импульсного момента в виде:

$$\Delta M_{и} = \frac{M_{ш ном}}{i_{тр}} \zeta_p U_H \dot{U}_a P_{ном} \cos \omega_B t$$

при этом момент $M_{ш ном}$ определяется уравнением (3.38) при $sign \dot{\phi}_M = 1$ и $J(\dot{\phi}_M) = 1$.

Выполним качественное аналитическое исследование различных режимов работы привода шнекофрезерного рабочего органа при наличии генератора гидроимпульсов.

Возможны три случая режимов работы привода:

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

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

– $-0 < [Amp(\Delta \dot{\phi}_M) - \omega_{ном}] \gg \omega_{ном}$ (виброреологический эффект велик);

где $Amp(\Delta \dot{\phi}_M)$ – амплитуда колебаний скорости вращения шнека.

В первом случае, считая, что собственные колебания в приводе шнека быстро затухают и

$$M_{ш ном} - M_{ш} = 0,$$

уравнение колебаний гидромоторов может быть записано в виде:

$$\Delta \ddot{\phi} = -\omega_0^2 \Delta \phi_M - 2\varepsilon \Delta \dot{\phi}_M + \frac{\dot{M}_{ш ном}}{i_{гм} i_{тр}} \cdot \zeta_p U_H U_a \cos \omega_B t, \quad (3.45)$$

где ω_0 – собственная частота колебаний привода шнека, рад/с:

$$\omega_0 = \sqrt{K_{\Sigma}/I_{\Gamma M}},$$

$$2\varepsilon = \nu/I_{\Gamma M}.$$

Угловые колебания шнека на основе известного решения линейного дифференциального уравнения описываются выражением:

$$\Delta\varphi_M(t) = -\frac{M_{с\ ном}}{i_{\Gamma M}i_{тр}} \cdot \xi_p U_H U_a [(\omega_0^2 - \omega_B^2)^2 + 4\varepsilon\omega_B^2]^{-\frac{1}{2}} \cdot \sin(\omega_B t - \varphi_0), \quad (3.46)$$

где $tg\varphi_0$ - тангенс угла сдвига фазы колебаний шнека относительно фазы колебаний давления в напорной магистрали гидромоторов:

$$tg\varphi_0 = \frac{2\varepsilon\omega_B}{\omega_0^2 - \omega_B^2}$$

Отсюда вытекает условие отсутствия виброреологического эффекта:

$$\frac{M_{ш\ ном}}{i_{\Gamma M}i_{тр}} \cdot \xi_p U_H U_a \leq \omega_{ном} \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_B^2)^2 + 4\varepsilon\omega_B^2} \quad (3.47)$$

Однако величина ξ_p зависит от частоты ω_B . Независимым от этой частоты является коэффициент регулирования амплитуды генератора гидроимпульсов

$$\zeta_q = \zeta_p \cdot \frac{\omega_B}{\omega_{ном}}$$

С использованием этого коэффициента получаем формулу (3.47) в виде:

$$\frac{M_{ш\ ном}}{i_{\Gamma M}i_{тр}} \cdot \xi_p U_H U_a \leq \sqrt{\left(\frac{\omega_0^2}{\omega_B^2}\right)^2 + 4\varepsilon} \quad (3.48)$$

Данное условие включает в себя только относительную частоту генератора $\frac{\omega_B}{\omega_{ном}}$ как известное в механике условие резонансных колебаний. Частотные границы проявления виброреологического эффекта зависят от номинального момента внешнего сопротивления. При этом условии слабое проявление виброреологического эффекта все же возможно вследствие случайных колебаний толщины слоя разрушаемой породы и ее прочности.

Для исследования второго и третьего случаев выполним дифференцирование уравнения движения гидромоторов по времени. При этом

получим уравнение колебаний скорости вращения шнека $\Delta\varphi_M = \Delta\omega_B$ в следующем виде:

$$\Delta\ddot{\omega}_M = -\omega_0^2\Delta\omega_M - 2\varepsilon\Delta\dot{\omega}_M + \frac{1}{i_{tp}} \frac{d(\dot{M}_{ш\text{ ном}} - M_{ш})}{i_{гм}i_{tp}} + \\ + \frac{M_{ш\text{ ном}}}{i_{гм}i_{mp}} \cdot \xi_p U_H U_a \frac{\omega_B^2}{\omega_{ном}} \sin\omega_B t.$$

Определим, производную от момента $M_{ш}$. Предварительно введем следующие обозначения:

$$M_{ш} = M_1 \cdot J(\dot{\varphi}_M) + M_2 \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_M), \text{ Нм},$$

где

$$M_1 = \xi_p \frac{BhW}{\varphi_0 \omega_H \eta_{ш}} \left(1 + \frac{2k_\sigma \varphi_0 f}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \tan \alpha} + \frac{2k_\sigma \varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right), \text{ Нм}, \\ M_2 = \psi f_\xi \frac{BhW}{\varphi_0 \omega_H \eta_{ш}}, \text{ Нм},$$

При этом, учитывая взаимозависимость функций $J(\dot{\varphi}_M)$ и $\text{sign}(\dot{\varphi}_M)$, получаем:

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

Таким образом,

$$\frac{d(M_{ш\text{ ном}} - M_{ш})}{dt} = (M_1 + 2M_2)(-1) \frac{dJ(\dot{\varphi}_M)}{dt},$$

где производная $dJ(\dot{\varphi}_M)/dt$, равна

$$\frac{dJ(\dot{\varphi}_M)}{dt} = \frac{dJ}{dt}(\omega_{ном} + \Delta\dot{\omega}_M) = \delta(\omega_{ном} + \Delta\omega_M),$$

где $\delta(\omega_{ном} + \Delta\omega_M)$ - дельта-функция (импульсная функция Дирака).

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 $\Delta\omega_M$. 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 сложить. Суммарный импульс будет приурочен к моменту, когда $\dot{\phi}_M$ минимально, т.е. в противофазе к колебаниям $\dot{\phi}_M$ и синхронизирован с собственными колебаниями системы. Согласно Пановко Я.Г., в этом случае в системе поддерживаются автоколебания на собственной частоте системы и

$$\Delta\omega_M = \frac{S}{2\omega_{ш}} \left(\sin \omega_{ш}t + \cos \omega_{ш}t \cdot \operatorname{ctg} \frac{\omega_{ш}T}{2} \right), \text{ рад/с},$$

где T – период появления импульсов, с; (в данном случае $T = \frac{2\pi}{\omega_{ш}}$, $\operatorname{ctg} \frac{\omega_{ш}T}{2} = -1$); частота $\omega_{ш}$ равна:

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

Генератор гидроимпульсов может существенно усиливать эти автоколебания, если частота ω_B близка к $\omega_{ш}$, т.е. вблизи резонансной частоты динамической системы.

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 гидроимпульсов, если частота ω_B близка к частоте $2\omega_{ш}$. Если импульсы момента сопротивления вызваны импульсами генератора и имеют частоту, равную $2\omega_{ш}$ возможно усиление виброреологического эффекта при $2\omega_B = 2\omega_{ш}$.

Если $2\omega_B \gg 2\omega_{ш}$ то автоколебания в системе привода шнекофрезерного рабочего органа не поддерживаются, и она является так называемой «потенциально автоколебательной системой». Таким образом, изменение частоты ω_B от значения $\omega_{ш}$ до $2\omega_{ш}$ усиливает виброреологический эффект. Максимальный виброреологический эффект достигается в средней части этого

диапазона частот. Можно предположить, что его максимальная величина зависит только от параметров комбайна, но не зависит от характеристик вынимаемой породы. Однако установленные выше пределы изменения виброреологического эффекта и закономерности его изменения являются ориентировочными, более точные сведения об условиях и масштабах проявления виброреологического эффекта могут быть получены путем моделирования динамической схемы привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна на ЭВМ.

Выводы по главе

Выполненные в главе исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Система «карьерный комбайн – забой» является системой с двумя внутренними обратными связями. Основной задачей ее исследования является определение параметров их элементов, обеспечивающих динамическую устойчивость гидроимпульсного привода рабочего органа.
2. На основе структурной схемы разработана расчетная динамическая схема привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна как двухмассовой системы. В отличие от существующих динамических схем привода шнекофрезерного рабочего органа, разработанная схема позволяет корректно учесть при составлении системы уравнений динамики шнекофрезерного рабочего органа влияние передаточных чисел редукторов и гидростатической передачи на действующие в динамической системе моменты и привести скорости вращения всех элементов системы к валу одного элемента. В этом случае уравнения движения двухмассовой системы содержат только две обобщенных координаты.
3. Расчетная двухмассовая динамическая схема, хотя и содержит две массы и описывается двумя обобщенными координатами, является по классификации проф. Я.Г. Пановко системой с дробным числом степеней свободы, равным 1,5.
4. При определении крутящих моментов на валах насосов и гидромоторов необходимо учитывать взаимодействие двух видов пульсации: от неравномерности расхода и собственно от неравномерности момента.

5. В существующих работах по динамическим процессам в приводе шнекофрезерного комбайна считается, что сдвиг и транспортировка вынимаемой породы происходит строго в горизонтальном направлении. В действительности это невозможно. Однако величина этого угла сдвига породы изменяется в период работы шнека и является весьма неопределенной, поэтому при расчетах представляется целесообразным принимать ее экстремальное значение. В нашем случае критерием экстремальности является максимальное давление породы на реборды шнека. Это соответствует значению угла $\theta = 0$. Тогда сила сдвига породы и усилие, затрачиваемое на ее транспортирование, не имеют проекций на плоскость, перпендикулярную оси шнека.

6. Для решения системы уравнений динамики привода шнекофрезерного рабочего органа составляющие момента сопротивления вращению шнека с учетом колебаний скорости вращения шнека при воздействии генератора гидроимпульсов и проявлении виброреологического эффекта должны быть 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.

7. Колебаниями вращающихся частей двигателя и жестко связанных с ним насосов можно пренебречь, т.к. передаваемые на них через трансмиссию колебания скорости вращения имеют очень высокую частоту из-за ее мультипликации в трансмиссии; при этом достаточно жесткая механическая характеристика двигателя создает большое вязкое сопротивление и гасит эти колебания. Колебания давления и расхода в системе «насосы-гидромоторы» из-за неравномерности расхода поршней имеют весьма высокую частоту (значительно выше собственной частоты колебания шнека) и незначительную амплитуду ($\approx 0,5\%$), и ими также можно пренебречь.

8. Изменение частоты генератора гидроимпульсов в диапазоне от одной до двух собственных частот колебаний привода шнекофрезерного рабочего органа усиливает виброреологический эффект. Максимальный виброреологический эффект достигается в средней части этого диапазона частот.

Можно предположить, что его максимальная величина зависит только от параметров комбайна, но не зависит от характеристик вынимаемой породы.

Установленные выше пределы изменения виброреологического эффекта и закономерности его изменения ориентировочные, более точные сведения об условиях и масштабах проявления виброреологического эффекта могут быть получены только путем моделирования динамической системы привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна на ЭВМ.

ГЛАВА 4. ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА КОМБАЙНА И АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ РЕЖИМОВ ЕГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

В данной главе описана разработанная цифровая модель динамической системы привода комбайна MTS-250 и приведены результаты моделирования некоторых детерминистических задач, связанных с установлением областей устойчивых колебаний с частотой, близкой к частоте виброреологического генератора (см. гл.3.), а также стабилизацией момента, развиваемого дизелем привода комбайна.

Моделирование системы проводилось в программе Sinulink вычислительной среды MATLAB.

4.1. Основные элементы динамической модели системы привода рабочего органа карьерного комбайна MTS-250

Динамическая система привода рабочего органа комбайна состоит из следующих элементов, оказывающих существенное влияние на её функционирование: дизель, гидромоторы, гидромагистраль и рабочий орган - шнек.

При моделировании динамической системы привода рабочего органа комбайна для каждого элемента была составлена подробная математическая модель, учитывающая его связь с другими элементами.

Математические модели динамической системы комбайна представляют собой уравнения различного вида, которые объединены в систему в соответствии с их совместной работой. Полученная система уравнений существенно нелинейна и её точное решение практически невозможно, а, следовательно, трудно дать какую-либо оценку их совместной работы, особенно с учетом статистического характера внешнего возмущения. В основу моделирования динамической системы привода карьерного комбайна положена следующая система уравнений:

-уравнение движения дизеля:

$$I_D \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} i_D i_{\Gamma\Pi} \left[\left(\omega_{xx} - i_D i_{\Gamma\Pi} \frac{d\varphi_D}{dt} \right) \frac{M_{D\text{ном}}}{\omega_{xx}} \right] - U_H K_H P \frac{q_H}{i_{\Gamma\Pi}} \times \\ \times \left[1 + \left(1 - \frac{\pi}{2Z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2Z} \right) \cdot \sin(2z i_{\Gamma\Pi} \varphi_D) + U_\alpha \sin \omega_B t \right] - K_\Sigma (\varphi_D - \varphi_M) \\ - v \left(\frac{d\varphi_D}{dt} - \frac{d\varphi_M}{dt} \right); \quad (4.1)$$

-уравнения движения гидромоторов:

$$I_{\Gamma M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} = P q_M K_M \left[1 + \left(1 - \frac{\pi}{2Z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2Z} \right) \sin(2z \varphi_M) \right] - K_\Sigma (\varphi_M - \varphi_D) - \\ - v \left(\frac{d\varphi_M}{dt} - \frac{d\varphi_D}{dt} \right) - \frac{M_c}{i_{TP}}; \quad (4.2)$$

-уравнение динамики давления в магистрали гидропередачи:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_0} q_M K_M \left(1 - \frac{\pi}{2Z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2Z} \right) \cdot \\ \cdot \left[U_H \frac{d\varphi_D}{dt} \sin(2z i_{\Gamma M} \varphi_D) + \frac{U_H U_\alpha}{\left(1 - \frac{\pi}{2Z} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2Z} \right)} \frac{d\varphi_D}{dt} \cdot \sin \omega_B t - \right. \\ \left. - \frac{d\varphi_D}{dt} \sin(2z i_{\Gamma\Pi} \varphi_M) \right]; \quad (4.3)$$

-уравнение для момента внешнего сопротивления массива на шнеке.

$$M_c = \xi_p \frac{B h W}{\varphi_0 \omega_H \eta_{ш}} \left[\left(1 + \frac{K_\sigma \varphi_0 f_{TP}}{\cos \frac{\alpha_{\Pi}}{2} \operatorname{tg} \alpha} + \frac{2 K_\sigma \varphi_0}{\cos \frac{\alpha_{\Pi}}{2}} \right) \cdot 1 \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right) + f_{TP} \psi \cdot \operatorname{sign} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right) \right]. \quad (4.4)$$

В модели приняты следующие обозначения: φ_D, φ_M - угловые координаты вращения вала дизеля и гидромотора, рад; I_D, I_{TP} - моменты инерции вращающихся масс дизеля и трансмиссии привода, приведенные к валу гидромотора, кг·м²;

K_H, K_M - число насосов и гидромоторов привода; q_H, q_M - объемная постоянная насоса и гидромотора, м³/рад; $i_{тр}$ - передаточное число трансмиссии; i_d - передаточное число от вала двигателя к валу насосов насосной установки; $Q_H(t)$ - подача насосной установки привода рабочего органа комбайна, м³/с; $M_{ном}, M_{д ном}$ - текущий и номинальный моменты на валу двигателя, Нм; M_c - момент внешнего сопротивления на шнеке, Нм; z_1, z_2 - число поршней в гидромоторе и насосе; $E_{ж}$ - модуль упругости рабочей жидкости, Па; V_0 - объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления привода шнекофрезерного рабочего органа, м³; P - индикаторное давление рабочей жидкости на выходе из насоса, Па; ν - коэффициент демпфирования с учетом потерь в двух насосах и двух гидромоторах, Нмс/рад; K_{Σ} - крутильная жесткость гидропередачи трансмиссии шнека, Нм/рад; $S_{ном}$ - номинальное скольжение дизеля, %; ω_{xx} - угловая скорость вала дизеля без нагрузки, рад/с; ω_n - номинальная скорость движения шнека, рад/с; σ - прочность породы при одноосном сжатии, Па; B - длина шнека, м; D - диаметр шнека, м; h - высота слоя породы, м; w - скорость передвижения комбайна, м/с; $\varphi_0 = \arccos\left(1 - \frac{2h}{D}\right)$ - угол охвата шнека породой; α - угол наклона винтовой линии шнека, рад; α_n - угол трапециидальности профиля реборды шнека, рад; ψ - коэффициент, отношение нормальной к касательной реакции слоя породы, равен 0.3÷0.7; $f_{тр}$ - коэффициент трения шнека о породу; U_a, ω_B - регулируемые параметры, амплитуда и частота изменения расхода гидропульсатора.

Общая модель динамической системы привода разбита на подсистемы, каждая из которых моделирует определенное устройство, входящее в комбайн типа MTS-250 (Германия): это модель движения дизеля, гидромоторов, модель изменения давления, модель изменения расхода гидропульсатора, модель развиваемого момента и момента внешнего сопротивления на шнеке [37]. Схема общей модели динамической системы приведена на рисунке 4.1 Связи между подсистемами определяются из уравнений системы.

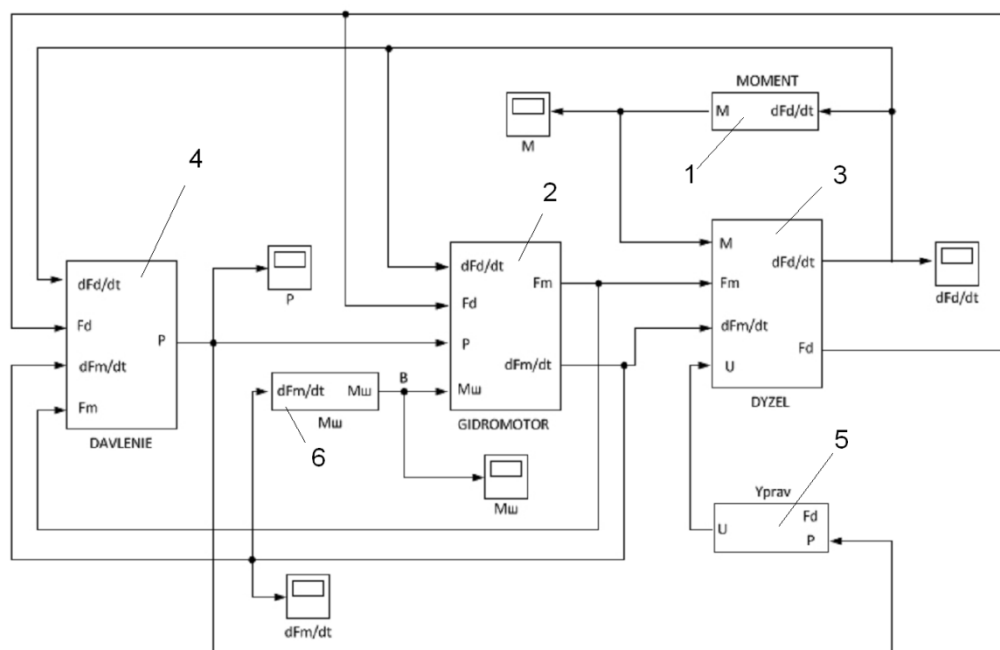


Рисунок 4.1 – Схема общей модели динамической системы привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна для анализа динамических процессов:

- 1- блок формирования динамического момента дизеля,
- 2- модель функционирования гидромотора,
- 3 – модель функционирования дизеля,
- 4 – гидропульсатор,
- 5 – блок управления гидропульсатором,
- 6 – блок формирования внешнего момента сопротивления.

Модели выше перечисленных блоков динамической системы привода отображены, начиная с рисунка 4.2 , и заканчиваются, рисунком 4.6.

1. Модель функционирования дизеля представлена на рисунке 4.2; внешними воздействиями для дизеля являются момент на валу дизеля и изменение расхода гидропульсатора;

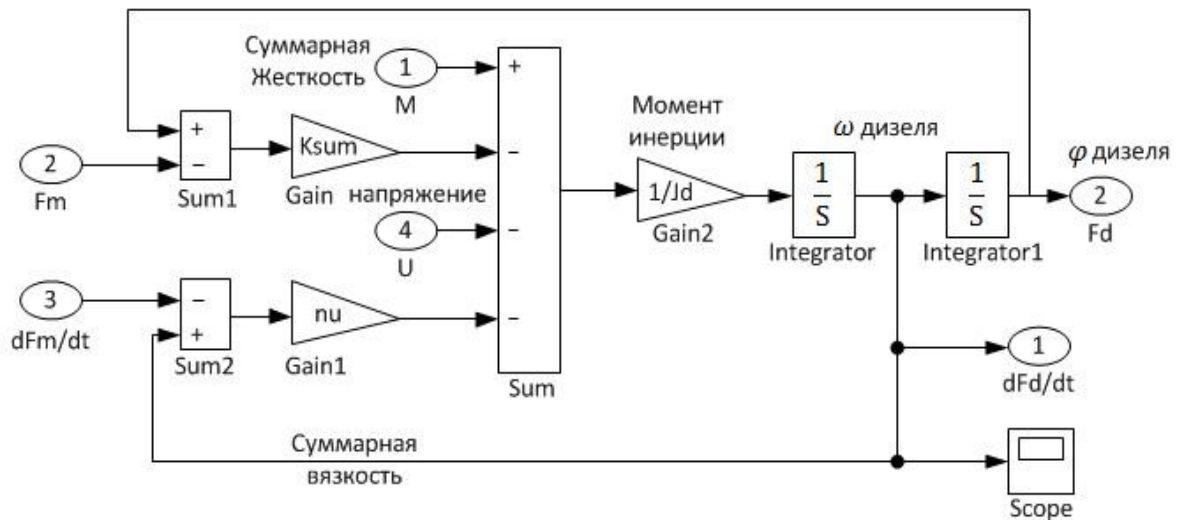


Рисунок 4.2 - Модель функционирования дизеля

2. Модель функционирования гидромотора; для гидромотора внешним воздействием является момент внешнего сопротивления на шнеке;

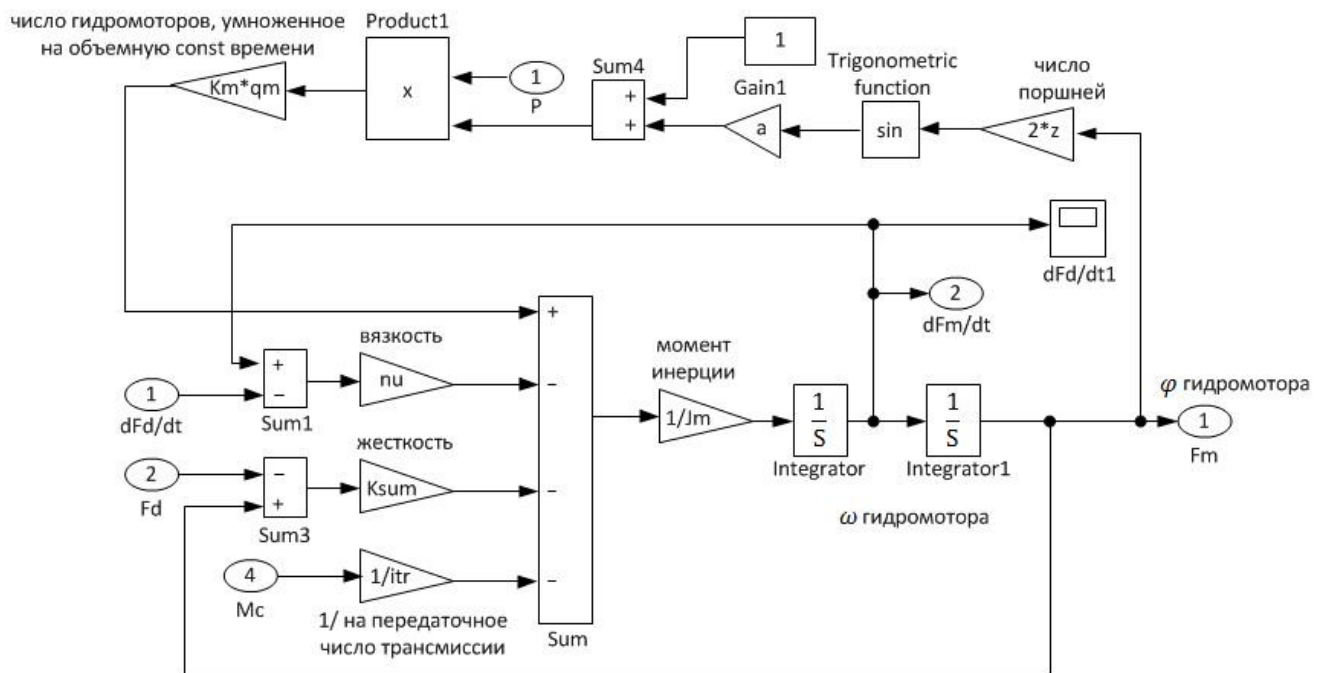


Рисунок 4.3 - Модель функционирования гидромотора

3. Модель изменения давления рабочей жидкости на выходе насоса;

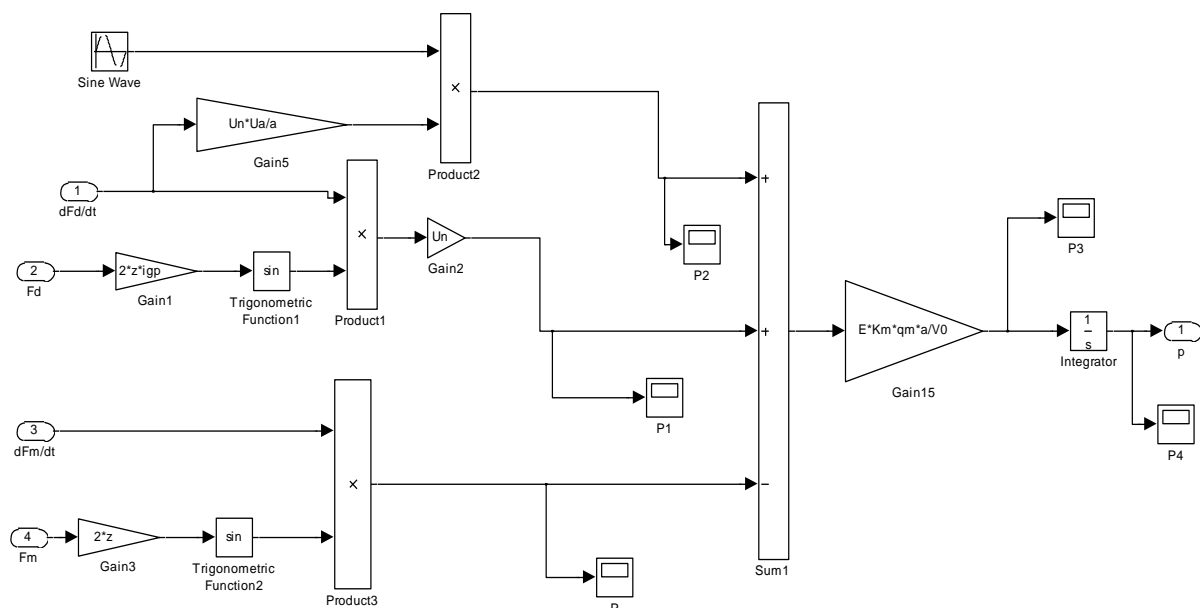


Рисунок 4.4 - Модель динамики давления рабочей жидкости на выходе насоса

Аналогичным образом были набраны модели гидронасоса, виброреологического пульсатора и модель, создающая внешнее возмущение в виде момента сопротивления.

4. Модель формирования внешнего момента сопротивления

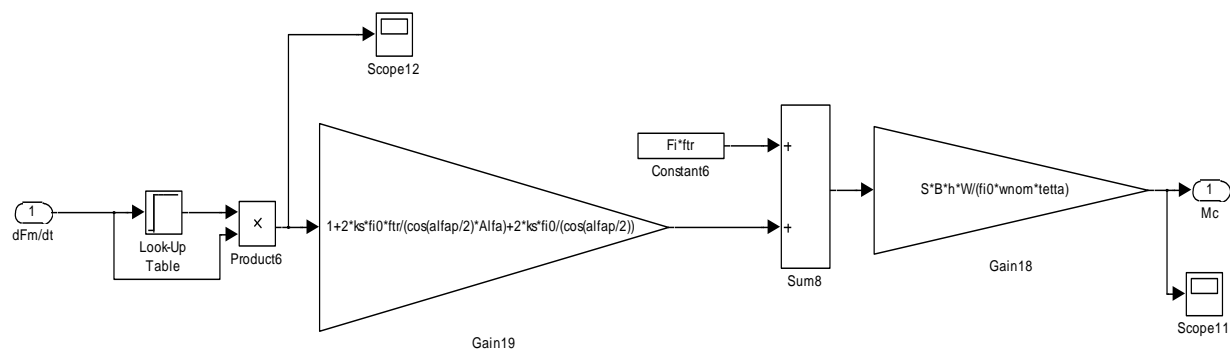


Рисунок 4.5 - Модель формирования внешнего момента сопротивления (M_c)

5. Модель изменения расхода гидропульсатора (рисунок 4.6);

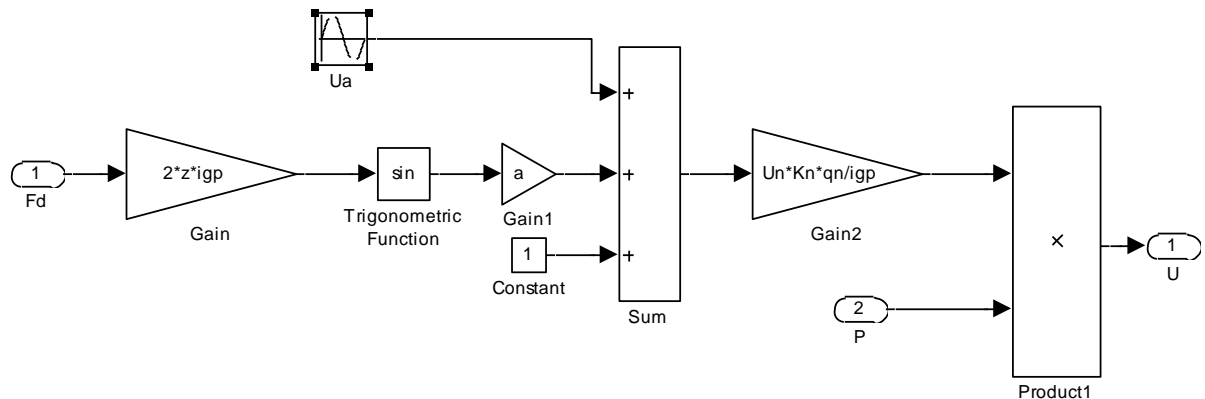


Рисунок 4.6 -Модель изменения расхода гидропульсатора

Для проведения моделирования в MATLABE была написана программа ввода и расчета числовых параметров модели:

$K_{sum}=0.897*1000000$ % суммарная крутильная жесткость гидropередачи и трансмиссии шнека

$$S=10$$

$$k_s=0.15$$

$$h=0.08$$
 %высота слоя породы

$$\omega_{nom}=4.4$$
 %номинальная скорость вращения шнека

$$\theta=0.85$$

$$B=2$$
 %длина шнека

$$D=1.6$$
 %диаметр шнека

$$\theta_0=\arccos(1-2*h/D)$$

$$f_{tr}=0.4$$
 %для хрупких пород

$$f_{tr}=0.65$$
 %для вязких пород

$$F_i=0.3$$
 %для хрупких пород

$$F_i=0.7$$
 %для вязких пород

$$\tan \alpha = B / (2 * \pi * D)$$

$$z=11$$
 %число поршней в насосе и гидромоторе

$E=0.8 \cdot 10^9$ %модуль упругости рабочей жидкости

$V_0=26.4 \cdot 10^{-3}$ %объем рабочей жидкости

$J_d=1000$ %момент инерции дизеля

$J_m=250$ %момент инерции привода

$K_n=2$

$K_m=2$ %число насосов и гидромоторов

$\nu=0.4 \cdot 10^{-6}$ %коэффициент демпфирования

$M_{dnom}=3740$ %номинальный момент дизеля

$S_{nom}=0.05$ %номинальное скольжение дизеля

$w_{xx}=196$

$U_n=0.5$ %меняется от 0 до 1

$U_a=0.5$ %меняется от 0 до 1

$q_m=0.64 \cdot 10^{-3}$ %объемная постоянная времени мотора

$q_n=q_m/14$ %объемная постоянная времени насоса

$i_d=1.11$

$i_{gp}=q_m/q_n$

$i_{sum}=i_d \cdot i_{gp}$

$i_{tr}=3.4 \cdot 1.18$ %передаточное число трансмиссии

$a=1-(\pi/(2 \cdot z))^{\cot(\pi/(2 \cdot z))}$

$\text{Alfa}=B/(2 \cdot \pi \cdot D)$

$\text{alfap}=0.1$

$W=0.2$

4.2. Оценка устойчивости механической части динамической системы привода шнекофрезерного комбайна MTS-250

Оценим устойчивость механической части системы комбайна, состоящей из дизеля и гидромотора. Анализ устойчивости какой-либо механической системы является основным при её создании, поскольку работоспособной является только

устойчивая система, которая может заданным образом отрабатывать входное воздействие.

Для проведения анализа выберем координаты, изменение которых полностью описывает и характеризует динамику или состояние данной динамической системы. Состояние исследуемой механической системы определяется четырьмя координатами: угловыми перемещениями φ_D и скоростью перемещения $d\varphi_D/dt$ дизеля и перемещением φ_M и скоростями перемещения $d\varphi_M/dt$ гидромотора; обозначим $x_1 = \varphi_D$; $x_2 = d\varphi_D/dt$; $x_3 = \varphi_M$; $x_4 = d\varphi_M/dt$. При управлении механической системой заданное движение определяется некоторым законом изменения координат. Это движение называется невозмущенным. Приложение внешних возмущающих воздействий к этой системе вызовет отклонение действительного значения угловых перемещений и скоростей от заданного движения, и такое движение называется возмущенным. Заданное движение устойчиво, если в результате приложения внешних сил, которые затем снимаются, возмущенное движение войдет в заданную область в малой окрестности невозмущенного движения.

Классическим широко применимым способом оценки устойчивости динамической системы является теорема А.М. Ляпунова. Согласно теореме Ляпунова А.М., для устойчивости линейной системы необходимо и достаточно, чтобы все корни характеристического уравнения динамической системы лежали слева от мнимой оси в плоскости корней. Если хотя бы один корень располагается справа от этой оси, то система неустойчива. Воспользуемся этой теоремой для анализа устойчивости данной системы [53].

Корни характеристического уравнения – это корни знаменателя передаточной функции системы. Рассматриваемая динамическая система имеет четвертый порядок, поэтому для анализа устойчивости по Ляпунову следует найти корни уравнения четвертого порядка, что является затруднительным. Используем способ, с помощью которого можно было бы оценить устойчивость без вычисления корней. Для упрощения задачи используем внутреннюю модель

системы. Внутренняя модель описывает связь между собой выбранных координат состояния:

$$x_1 = \varphi_d; x_2 = \frac{d\varphi_d}{dt}; x_3 = \varphi_m; x_4 = \frac{d\varphi_m}{dt}.$$

Для получения такой модели выполним следующие преобразования.

Исключим их уравнений внешние воздействия и получим линейную относительно выбранных координат систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_d \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} &= -K_\Sigma (\varphi_d - \varphi_m) - v \left(\frac{d\varphi_d}{dt} - \frac{d\varphi_m}{dt} \right); \\ I_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} &= -K_\Sigma (\varphi_m - \varphi_d) - v \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_d}{dt} \right). \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

Выразим старшие производные, то есть угловые ускорения вала дизеля $\frac{d^2 \varphi_d}{dt^2}$ и гидромотора $\frac{d^2 \varphi_m}{dt^2}$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} &= -\frac{K_\Sigma}{I_d} \varphi_d + \frac{K_\Sigma}{I_d} \varphi_m - \frac{v}{I_d} \frac{d\varphi_d}{dt} + \frac{v}{I_d} \frac{d\varphi_m}{dt}; \\ \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} &= \frac{K_\Sigma}{I_d} \varphi_d - \frac{K_\Sigma}{I_d} \varphi_m + \frac{v}{I_d} \frac{d\varphi_d}{dt} - \frac{v}{I_d} \frac{d\varphi_m}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

В этих уравнениях введем координаты состояния по правилу О.Коши. Согласно этому правилу первую внутреннюю координату вводят как выходной сигнал, а каждую следующую координату – как производную от предыдущей. Таким образом, для механической системы в качестве внутренних координат оказываются, выбраны перемещения, скорости и ускорения, это позволяет следить за всеми переменными, характеризующими движение системы. В рассматриваемом случае первую и третью координаты введем, как угловые перемещения вала дизеля и вала гидромотора, а вторую и четвертую – как производные от предыдущих перемещений, то есть угловые скорости:

$$\begin{aligned} x_1 &= \varphi_d; \\ x_2 &= \dot{x}_1 = \frac{d\varphi_d}{dt}; \\ x_3 &= \varphi_m; \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$x_4 = \dot{x}_3 = \frac{d\varphi_M}{dt}.$$

Тогда вторые производные, то есть угловые ускорения будут производными от второй и четвертой координат состояния: $\frac{d^2\varphi_D}{dt^2} = \dot{x}_2$, $\frac{d^2\varphi_M}{dt^2} = \dot{x}_4$.

Каноническая внутренняя модель системы n -го порядка – это система из n линейных дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= Ax + Bu, \\ y &= Cx.\end{aligned}\tag{4.8}$$

Это матричная форма записи модели, в ней $A_{n \times n}$ – матрица состояния, описывает связи координат состояния между собой; $B_{m \times n}$ – матрица управления, описывает, как подаются в систему внешние воздействия (причем, как полезные сигналы, так и возмущения); $C_{k \times n}$ – матрица выхода, описывает формирование выходных, или регулируемых, величин. Матричная форма позволяет получить более компактную и наглядную форму записи модели.

Рассматриваемая система уравнений в терминах координат состояния запишется в виде:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= -\frac{K_\Sigma}{I_D}x_1 - \frac{\nu}{I_D}x_2 + \frac{K_\Sigma}{I_D}x_3 + \frac{\nu}{I_M}x_4; \\ \dot{x}_3 &= x_4; \\ \dot{x}_4 &= \frac{K_\Sigma}{I_M}x_1 + \frac{\nu}{I_M}x_2 - \frac{K_\Sigma}{I_M}x_3 - \frac{\nu}{I_M}x_4.\end{aligned}\tag{4.9}$$

Эта модель имеет матрицу состояния $A_{4 \times 4}$:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_\Sigma}{I_D} & -\frac{\nu}{I_D} & \frac{K_\Sigma}{I_D} & \frac{\nu}{I_D} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_\Sigma}{I_M} & \frac{\nu}{I_M} & -\frac{K_\Sigma}{I_M} & -\frac{\nu}{I_M} \end{bmatrix}\tag{4.10}$$

Собственные числа этой матрицы являются корнями характеристического уравнения. Они позволяют проанализировать устойчивость рабочей системы, используя цитируемую выше теорему Ляпунова А.М.. Эти собственные числа найдем, подставив в матрицу (4.10) значения коэффициентов и применив для их определения пакет Matlab; полученные значения равны:

$$\begin{aligned} \text{ans} = \\ & -0.00000000100000 + 66.97014260101285i, \\ & -0.00000000100000 - 66.97014260101285i, \\ & -0.00000000000000 + 0.00000063776045i, \\ & -0.00000000000000 - 0.00000063776045i. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Из полученных числовых значений (4.11) видно, что собственные числа отрицательные, следовательно, согласно теореме А.М. Ляпунова, исследованная нами динамическая система асимптотически устойчива. Кроме того, из данных (4.11) определена частота собственных колебаний системы: $\omega_{ш} = 63,97$ рад/с.

На разработанной цифровой модели динамической системы было выполнено моделирование по определению вида переходного процесса при подаче на вход динамической системы управляющего ступенчато изменяющегося воздействия амплитудой 1 вольт $\omega = 30$ рад/с и 60 рад/с (рисунки 4.7 и 4.8).

Из осциллограммы следует, что после переходных процессов величины скоростей дизеля и гидромотора принимают и сохраняют установившиеся значения, что свидетельствует об устойчивости работы всей динамической системы в целом независимо от частоты возмущения.

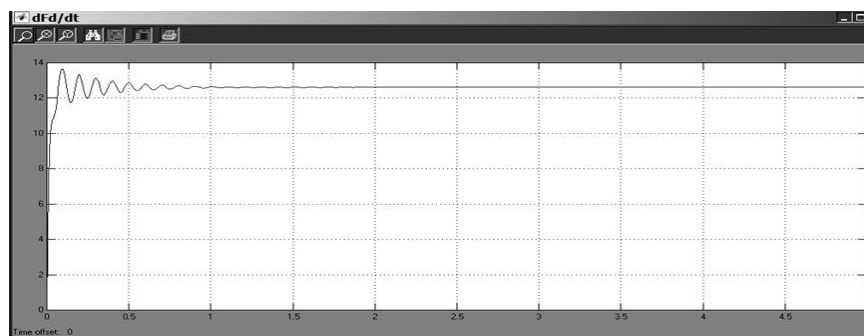


Рисунок 4.7 - Осциллограмма скорости дизеля, при ступенчатом возмущении амплитудой 1 вольт

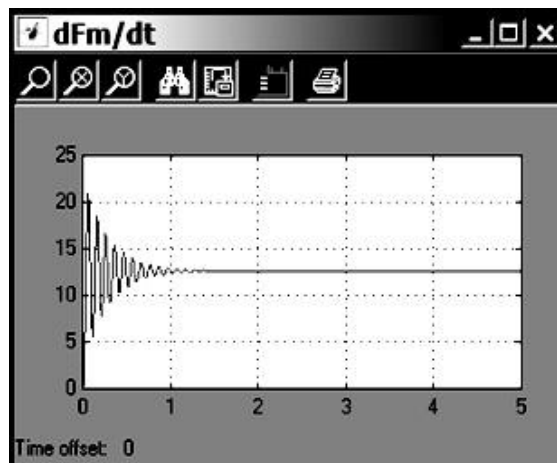


Рисунок 4.8 - Осциллограмма скорости гидромотора при ступенчатом возмущении амплитудой 1 вольт

Рассмотрим фазовые траектории движения системы. Фазовое пространство для нее является четырехмерным, так как нами выбраны четыре координаты состояния. Рассмотрим траектории движения в плоскостях $d\varphi/dx$ и φ , то есть зависимости скоростей вращения дизеля и гидромотора от их угловых перемещений. Пример такой фазовой траектории для дизеля приведен на рисунке 4.9.

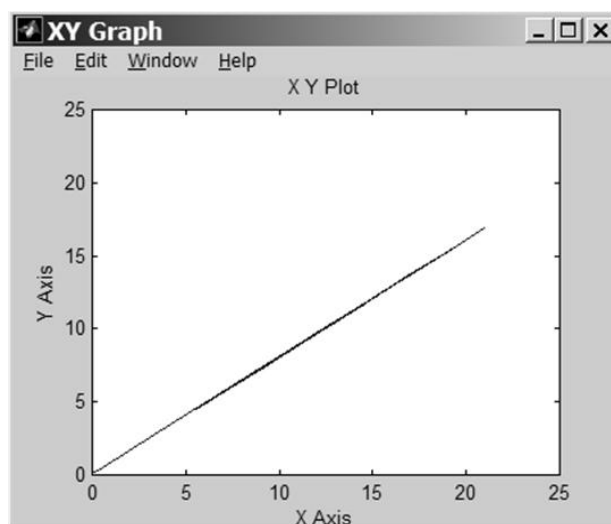


Рисунок 4.9 - Изменение скорости вращения дизеля в зависимости от углового перемещения

На графике 4.9 видно, что с течением времени скорость вращения

стабилизируется, то есть дизель выходит на заданную скорость, на которой стабильно работает в дальнейшем.

Выводы по главе

1. Разработана общая цифровая модель функционирования динамической системы привода комбайна MTS-250; на основании полученных в работе математических моделей основных элементов системы составлены цифровые модели дизеля, гидромотора, виброреологического гидропульсатора, гидронасоса, модель динамики давления рабочей жидкости на выходе насоса, модель изменения расхода гидропульсатора, а также модель, создающая внешнее возмущение в виде случайного момента сопротивления. Все модели динамической системы объединены соответствующими связями в общую модель; для проведения моделирования составлена программа ввода и расчета числовых параметров модели.

2. С использованием цифровой модели динамической системы комбайна MTS-250 решена задача по установлению областей устойчивого существования виброреологического эффекта. Моделирование на ЭВМ показало, что при значении параметра регулирования амплитуды гидроимпульсного устройства, равном 0,5 минимальное значение коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя составляет 0,6, а значение коэффициента снижения сил трения равно 0,2. Это имеет место при частоте гидроимпульсов, равной 1,25 частоты собственных колебаний привода шнекофрезерного рабочего органа. При частотах импульсов, близких к значению 0,5 от частоты собственных колебаний привода, также имеет место проявление виброреологического эффекта, но в значительно меньшей степени. При более низких частотах импульсов автоколебания в системе привода неустойчивы и она является так называемой «потенциально автоколебательной системой». При частотах импульсов более 1,5 собственной частоты колебаний амплитуда автоколебаний невелика и виброреологический эффект не проявляется.

3. На основании моделирования установлено, что минимально достижимые значения коэффициента снижения касательной составляющей $-k_1$ и коэффициента снижения сил трения $-k_2$ практически не зависят от физико-механических свойств разрабатываемого массива, а зависят в основном от параметров комбайна. Для карьерного комбайна MTS-250 рекомендованы значения этих коэффициентов равные 0,6 и 0,2 при работе в различных условиях при полном использовании мощности двигателя и при выемке горных пород различных свойств. Это позволило исследовать влияние виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна при выемке слоя породы различной толщины с использованием постоянных значений этих коэффициентов.

4. На основании теоремы А.М. Ляпунова проанализирована устойчивость динамической системы по угловой скорости и показано, что система асимптотически устойчива; предложена схема для автоматической стабилизации момента дизеля, обеспечивающего постоянство его угловой скорости при возрастании нагрузки.

ГЛАВА 5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НА СИСТЕМУ ВИБРОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА

В главе рассмотрены вопросы, связанные с оценкой результатов моделирования на ЭВМ процессов функционирования динамической системы привода рабочего органа комбайна при использовании виброреологического эффекта, и получены оценки значений коэффициентов снижения реакций забоя при выемке мягких и крепких пород [37, 46]. Исследована зависимость производительности карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом от толщины слоя вынимаемой породы и её физико-механических свойств.

5.1. Исследование влияния виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом при выемке слоя породы различной толщины

Наряду с оценкой зон устойчивости работы шнекофрезерного рабочего органа комбайна при варьировании частоты и амплитуды колебаний давления в гидромоторах, задаваемых виброреологическим генератором (см.гл. 4), разработанная модель позволила оценить также средние во времени величины случайного момента сопротивления рабочего органа при регулировании режима работы генератора, т.е. степень проявления виброреологического эффекта.

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

Таким образом, в процессе моделирования задавались значения параметра регулирования генератора как больше 1, так и меньше 1. В рекомендованном для применения генераторе этот параметр не может превышать 1. Но теоретически

возможно применение и других типов генераторов, поэтому при моделировании рассматривались и значения параметра регулирования, большие 1.

На рисунке 5.1 приведены примеры осциллограмм изменения скорости вращения гидромотора для случая вязкой породы с характеристиками - $\xi_p = 10 \cdot 10^6$ Па; $\psi = 0,7$; $f = 0,65$; $k_\sigma = 0,33$.

На рисунке 5.2 приведены примеры осциллограмм колебаний скорости вращения гидромотора для случая 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 компенсировалось уменьшением скорости подачи комбайна (соответственно, и скорости вращения рабочего органа) в 5 раз.

Для хрупкой породы также получены осциллограммы для случая, когда повышение прочности породы компенсировалось при моделировании уменьшением толщины вынимаемого слоя породы. При этом существенного изменения процессов на основании обработки осциллограмм по сравнению с первым случаем практически не произошло, поэтому эти осциллограммы здесь не приводятся.

На рисунках 5.4 и 5.5 приведены примеры зависимостей амплитуды колебаний скорости вращения рабочего органа и коэффициентов k_1 и k_2 , характеризующих степень проявления виброреологического эффекта, от частоты гидроимпульсов для случая породы. Отдельно выделена доля в полной амплитуде составляющей колебаний на собственной частоте колебаний привода ($\Delta\omega_{ш}$). Из графика на рисунке 5.3 следует, что наиболее значимы вынужденные колебания на частоте гидроимпульсов, при этом собственная составляющая колебаний незначительна. Ввиду нелинейности рассматриваемой колебательной системы, пик амплитуды несколько сдвинут вправо от резонансной частоты, соответствующей отношению $(\omega_B/\omega_{ш}) = 1$. Имеется также резонансный пик меньшей высоты при $(\omega_B/\omega_{ш}) = 0,5$. Возможное появление этого пика было теоретически установлено в конце главы 3.

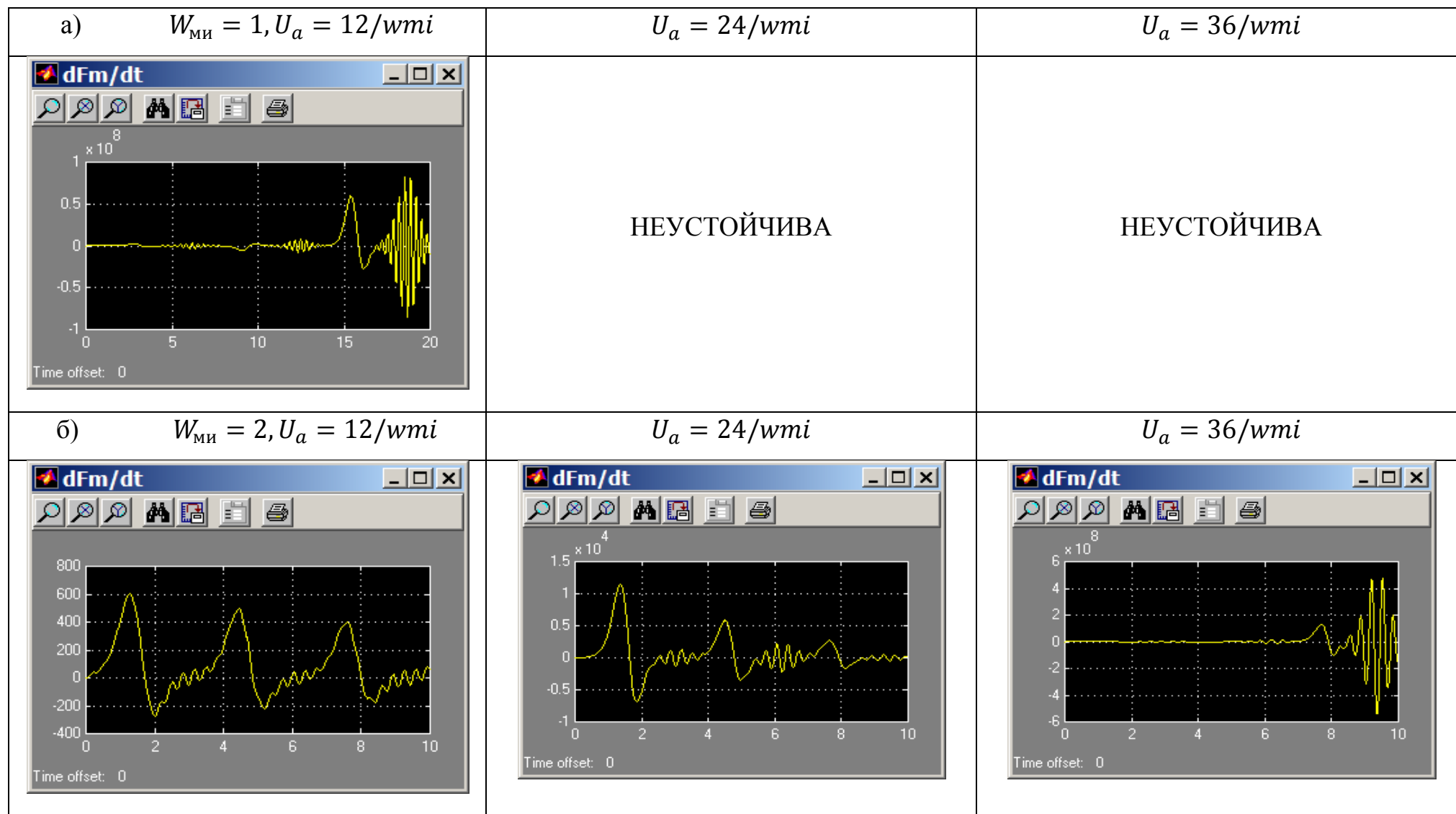


Рисунок 5.1 - Осциллограммы изменения скорости вращения гидромотора для случая вязкой породы

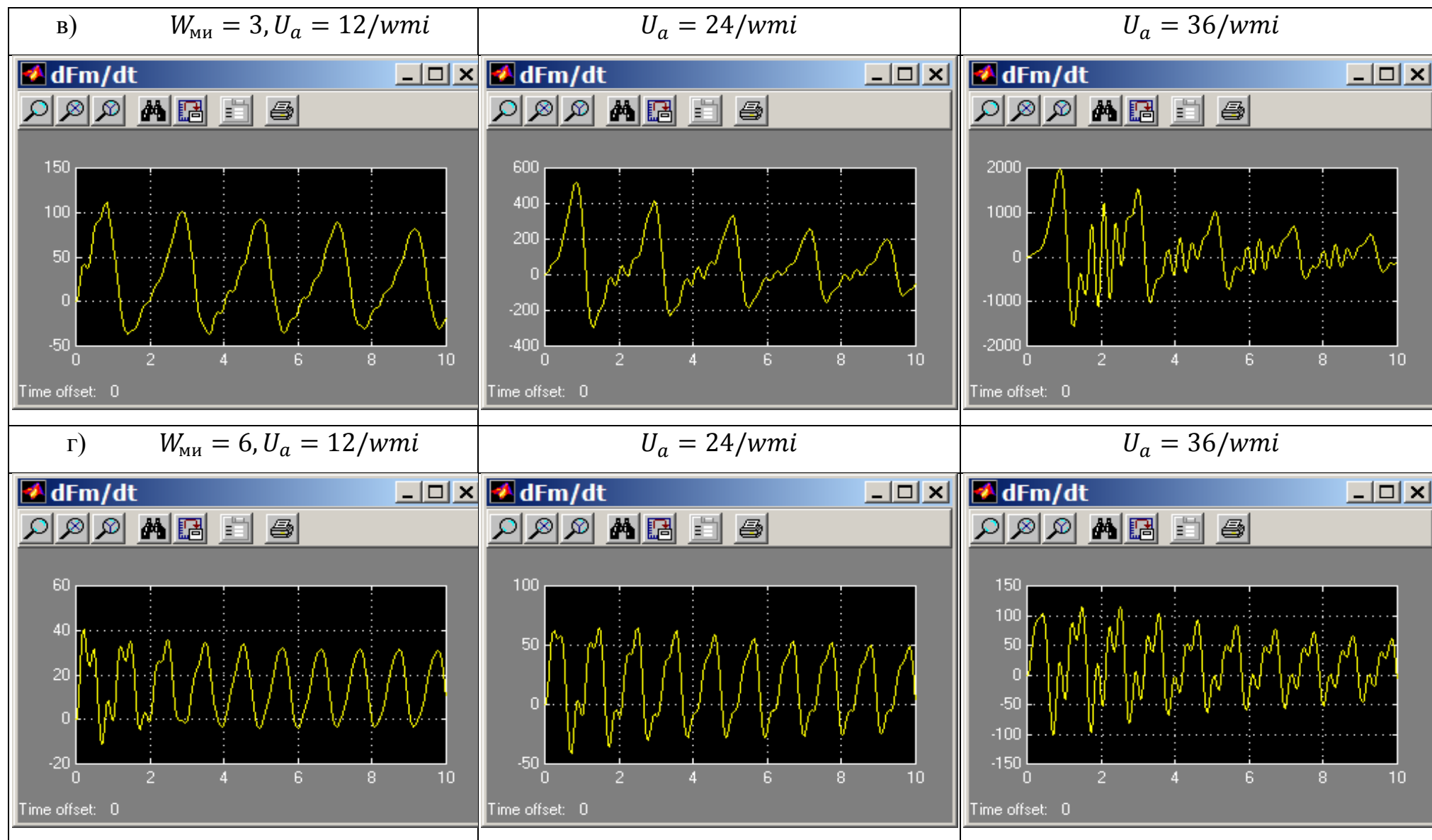


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

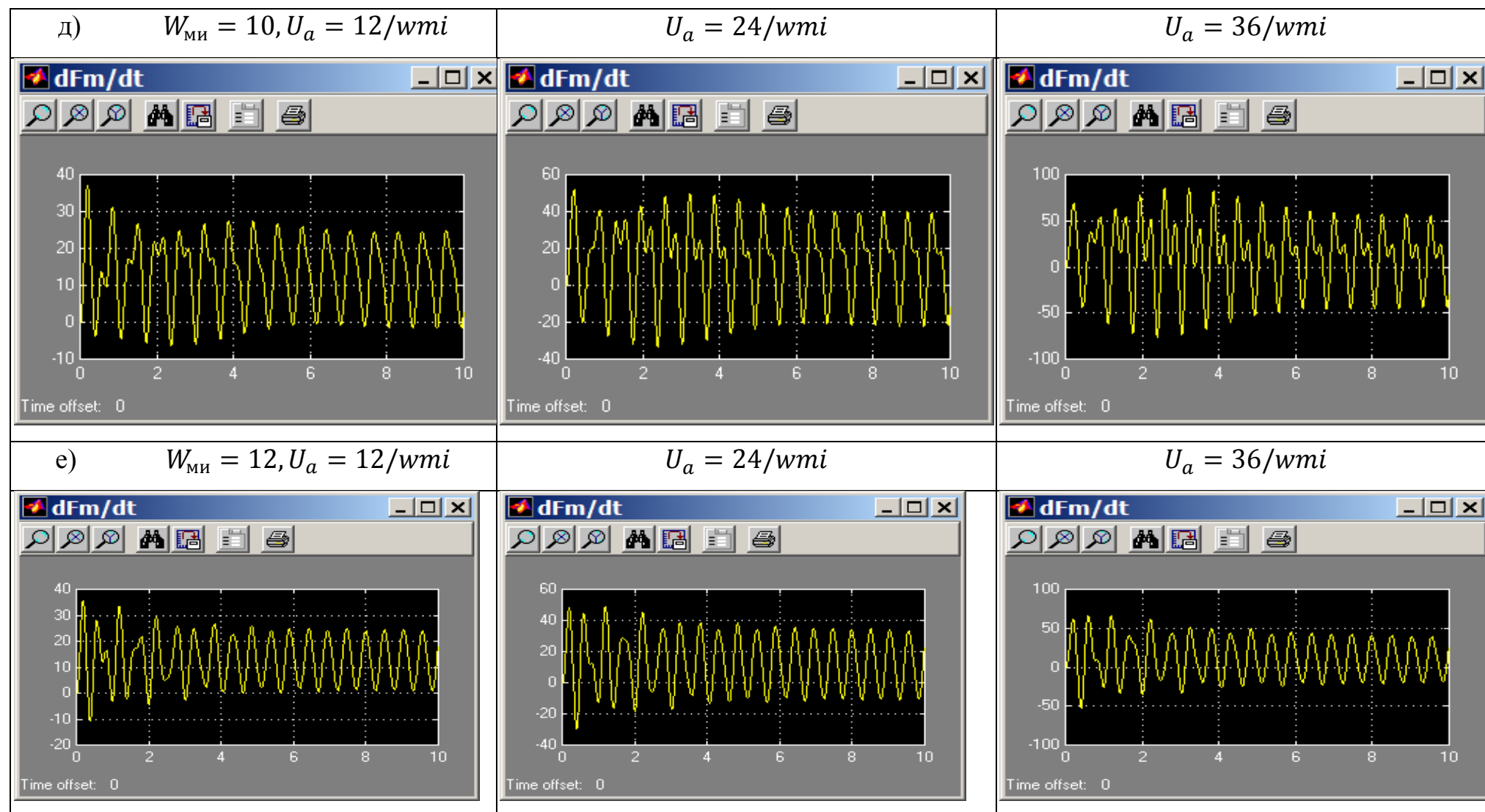


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

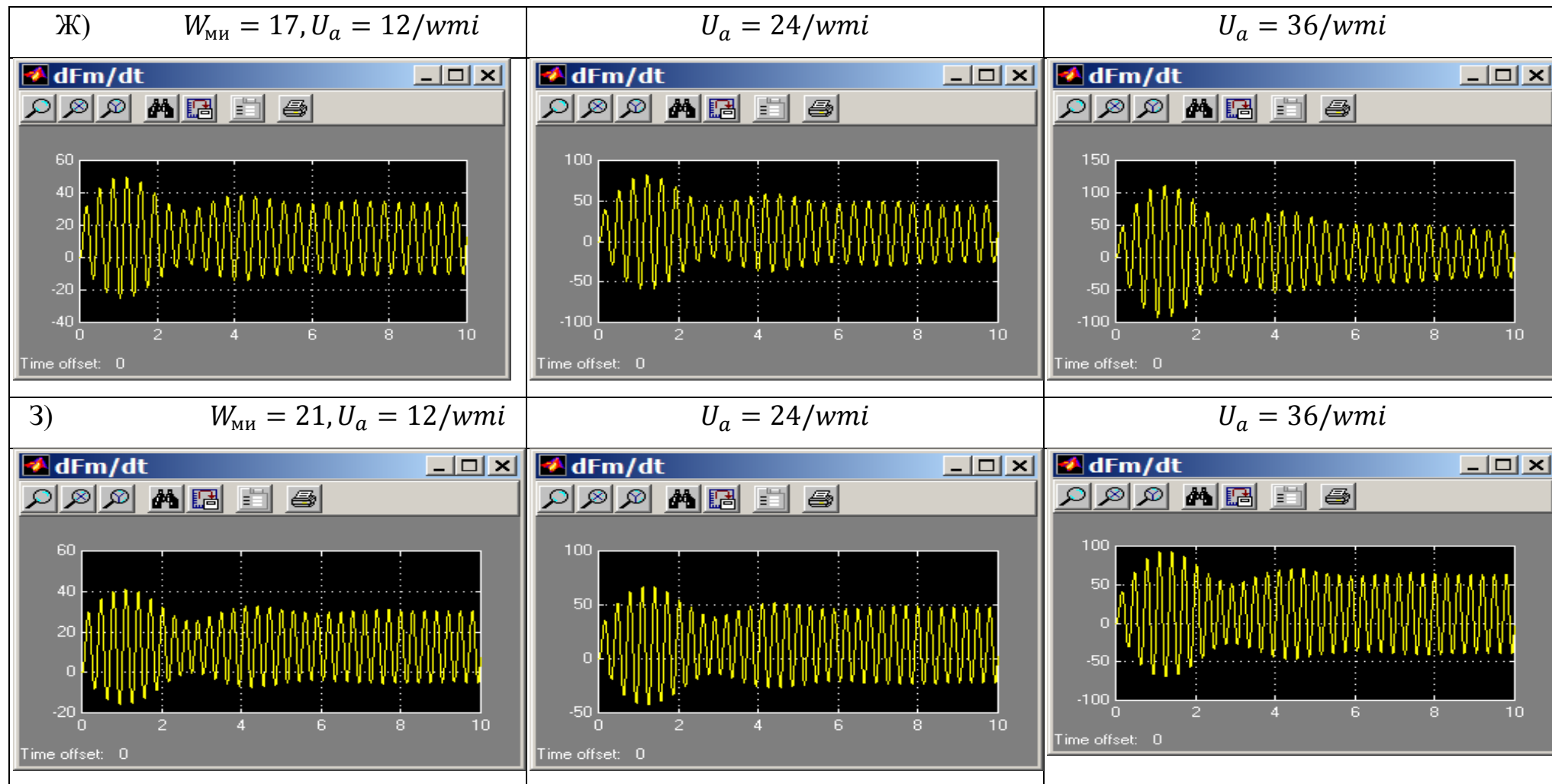


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

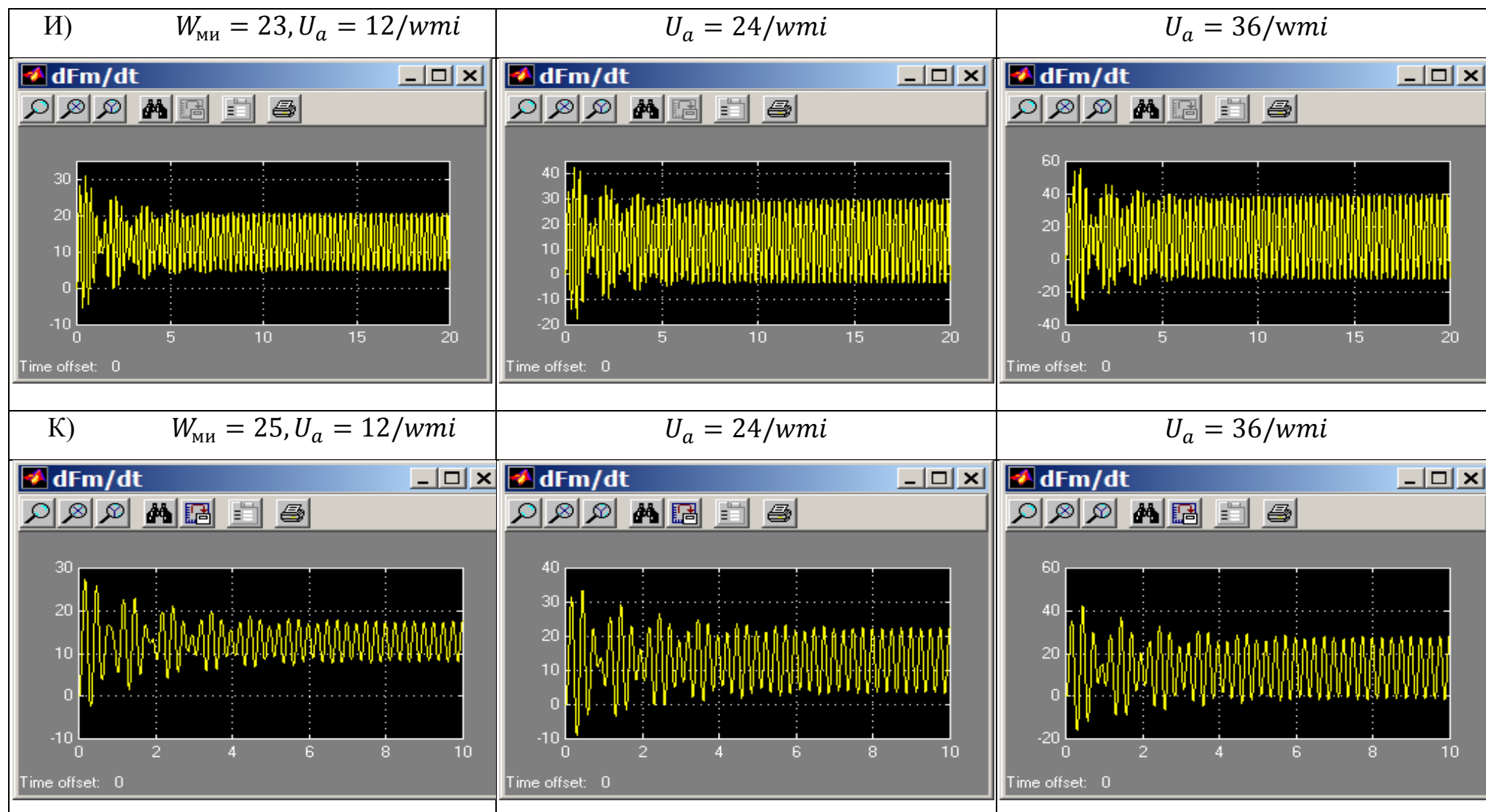


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

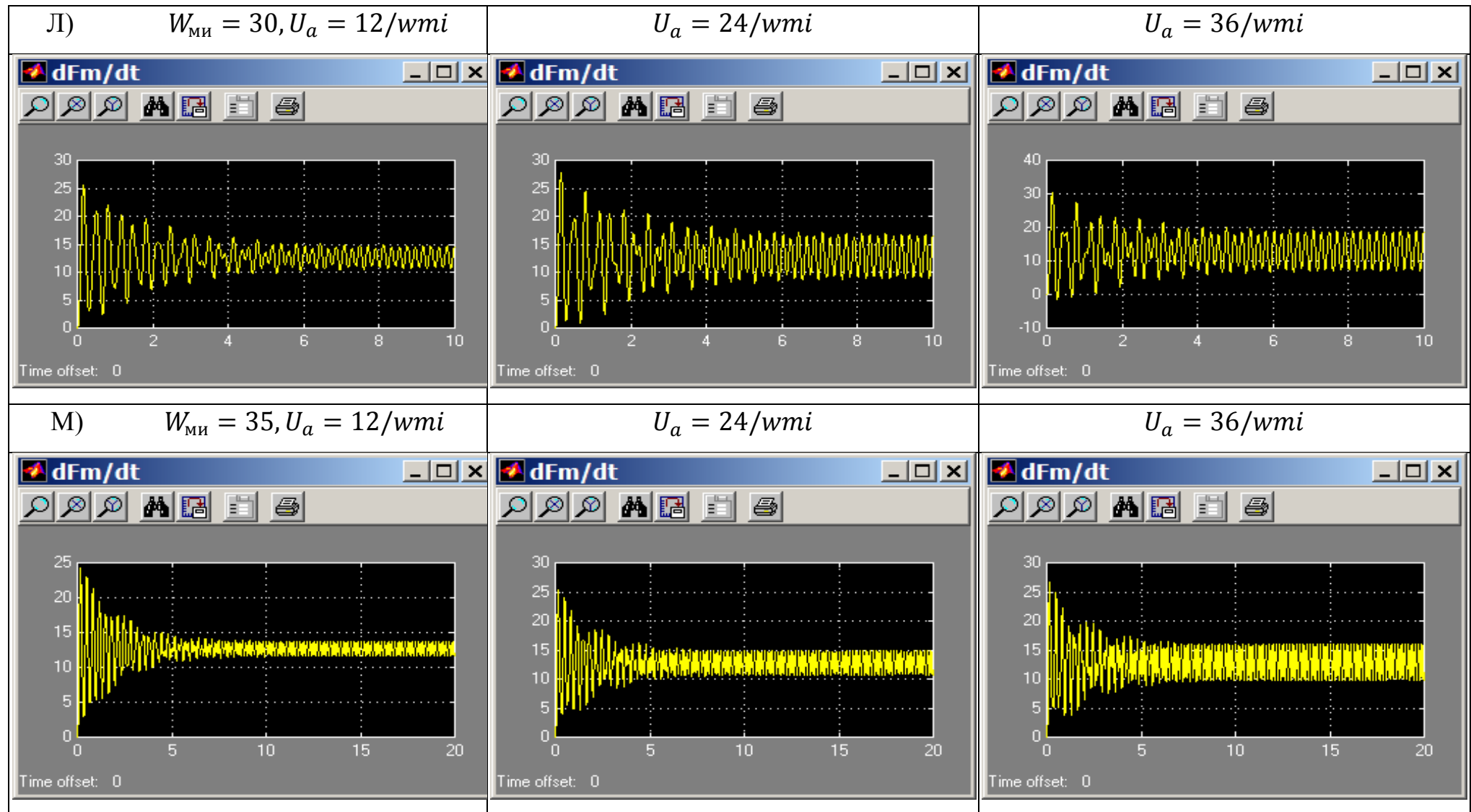


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

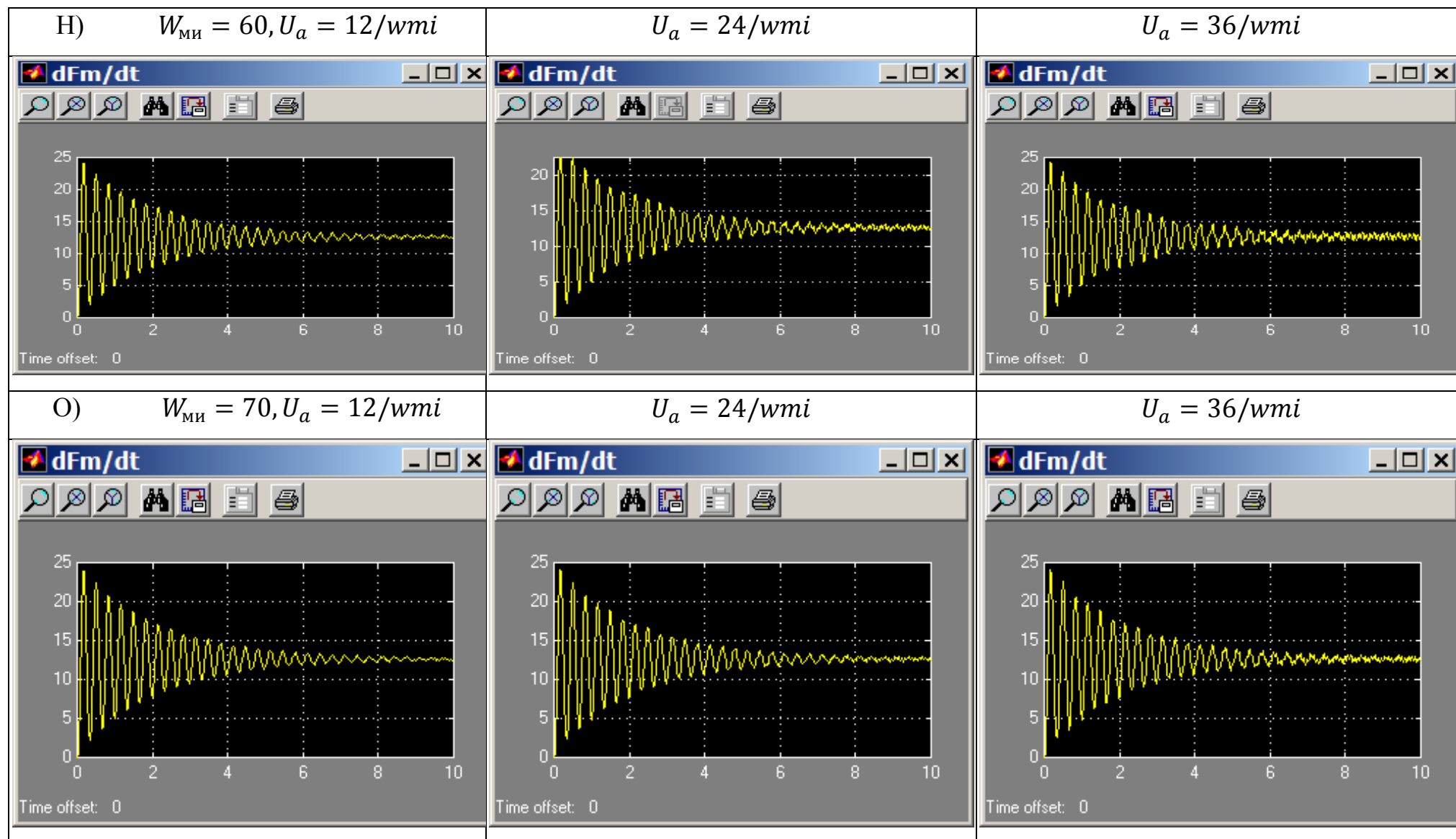


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

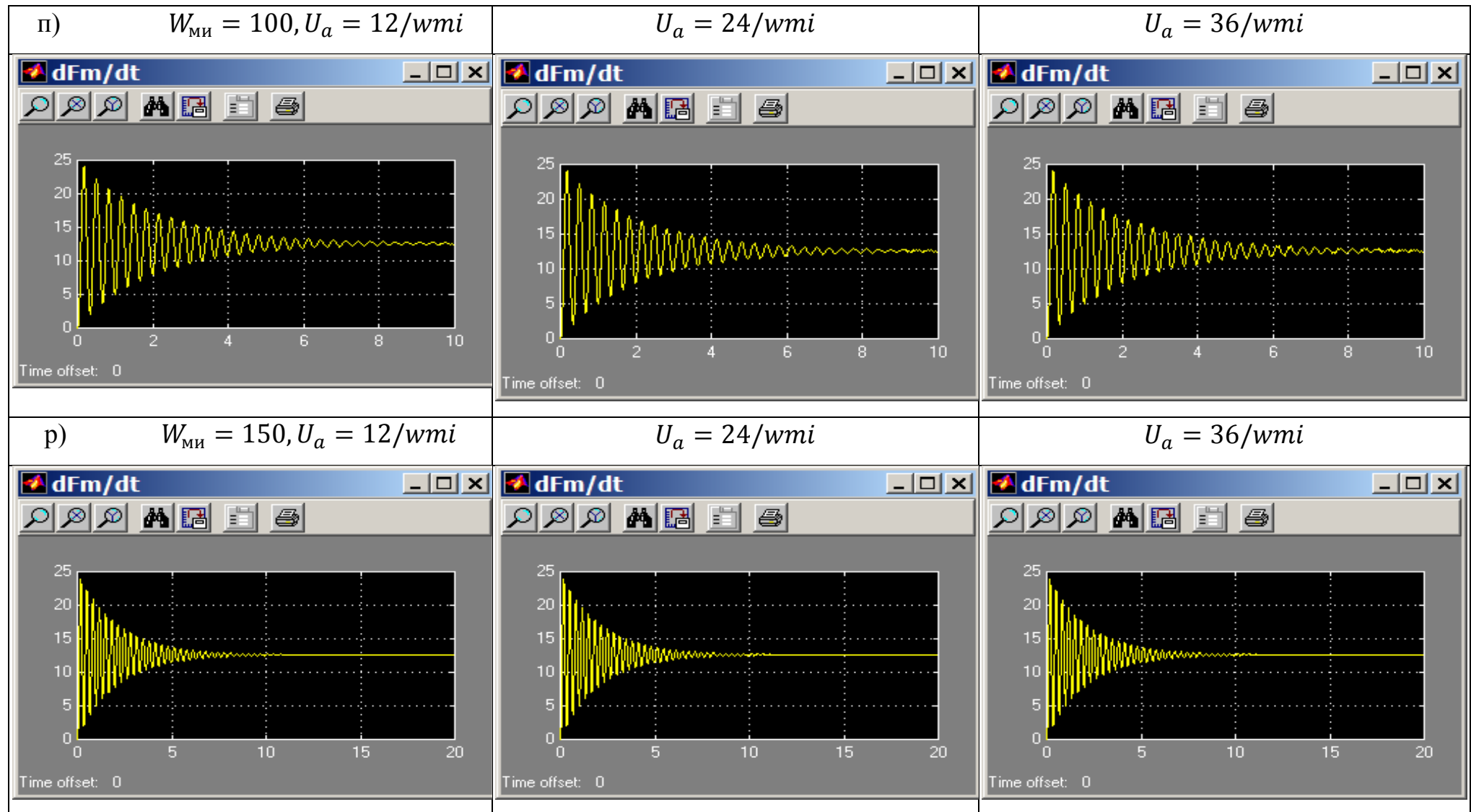


Рисунок 5.1 – (Продолжение)

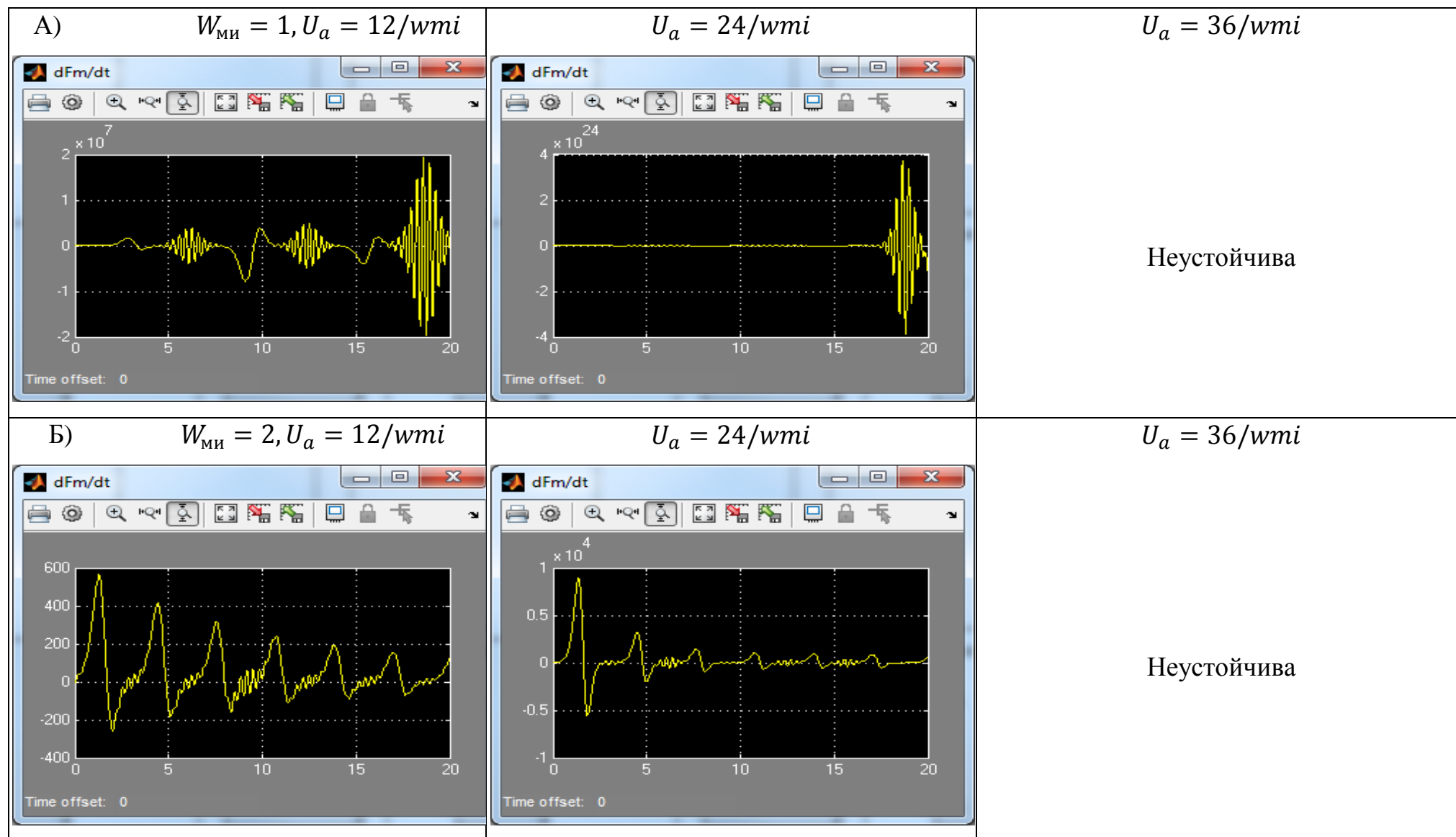


Рисунок 5.2 - Осциллограммы изменения скорости вращения гидромотора для случая хрупкой породы

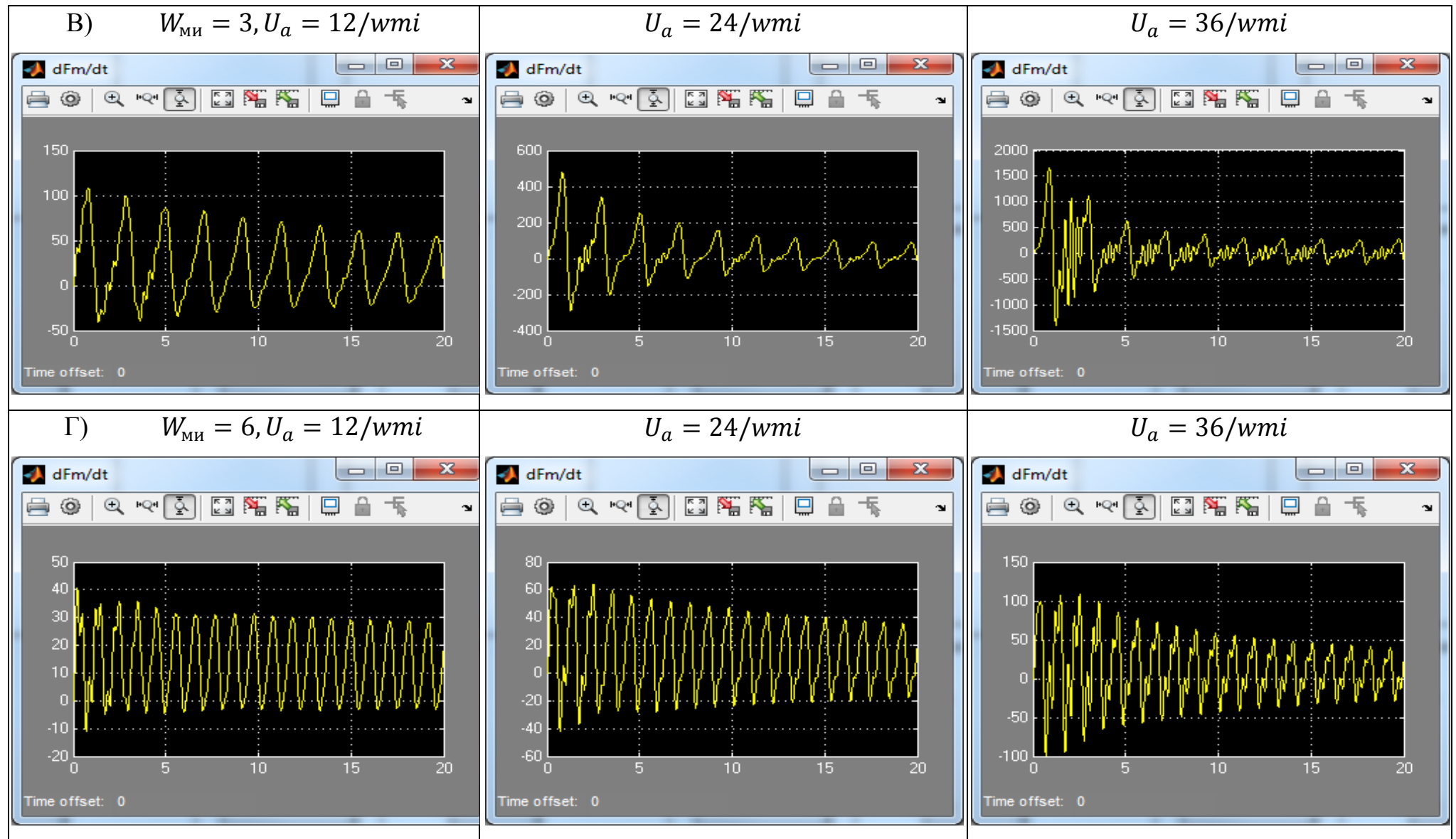


Рисунок 5.2 - (продолжение)

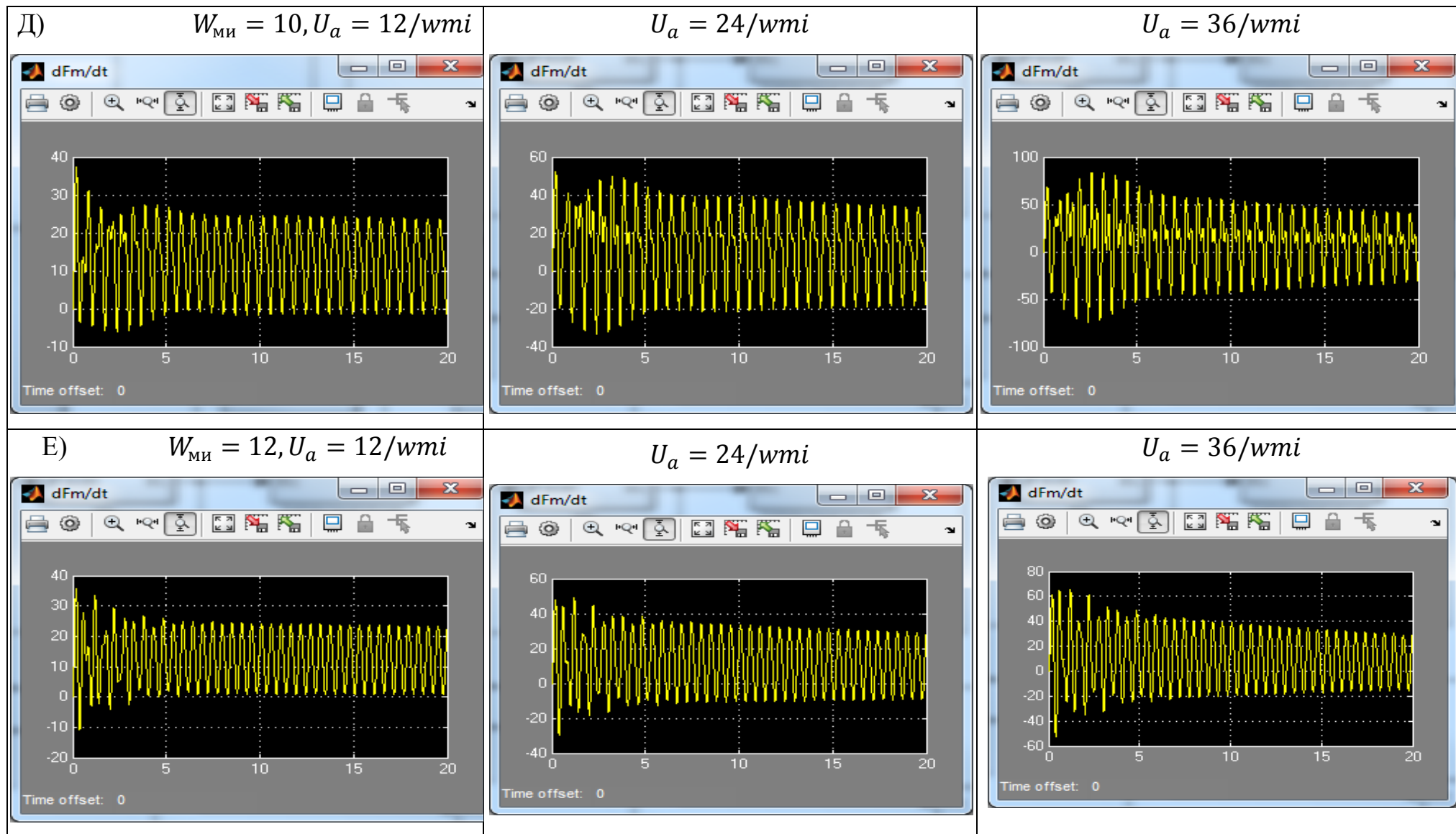


Рисунок 5.2 - (продолжение)

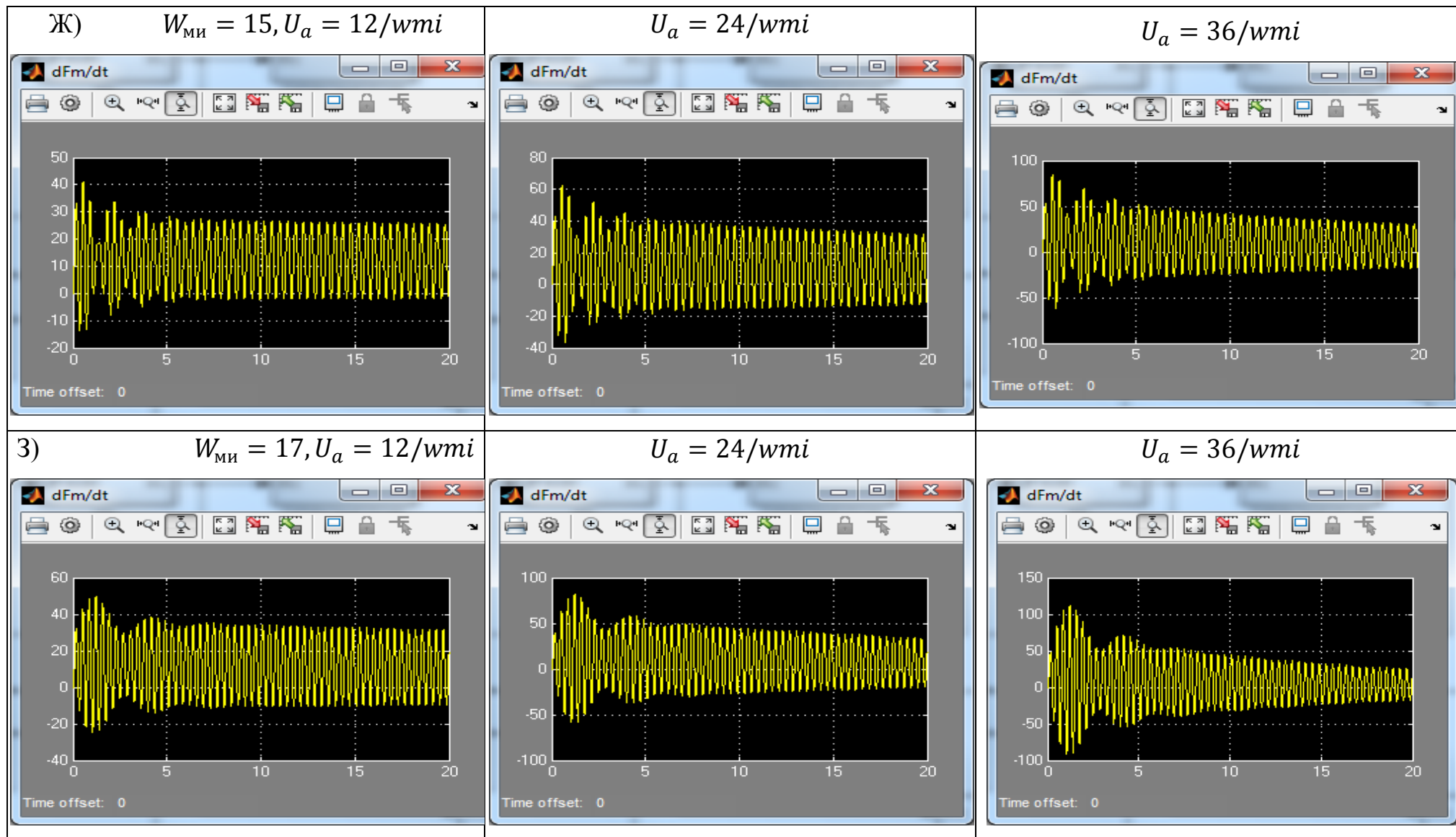


Рисунок 5.2 - (продолжение)

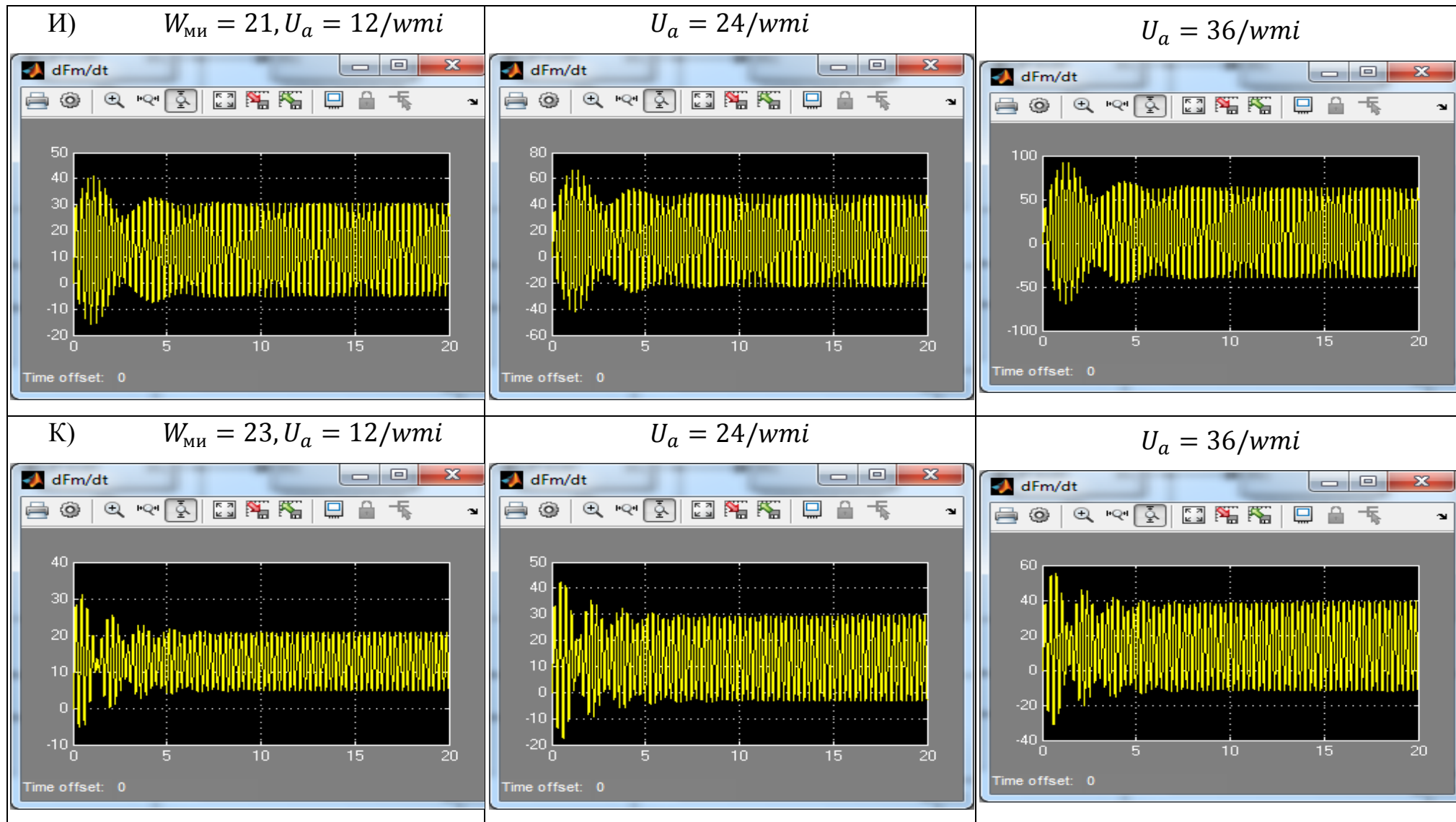


Рисунок 5.2 - (продолжение)

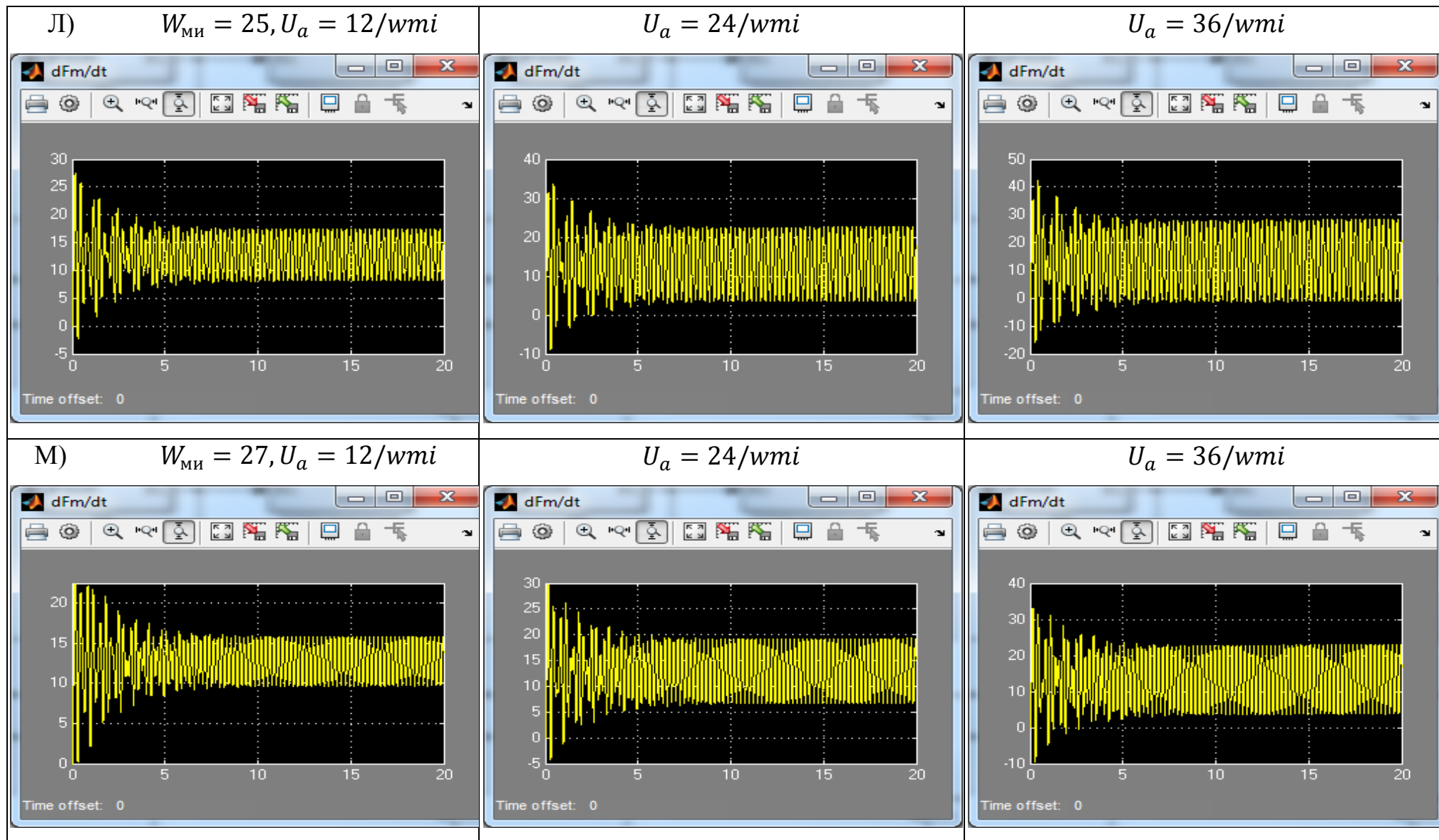


Рисунок 5.2 - (продолжение)

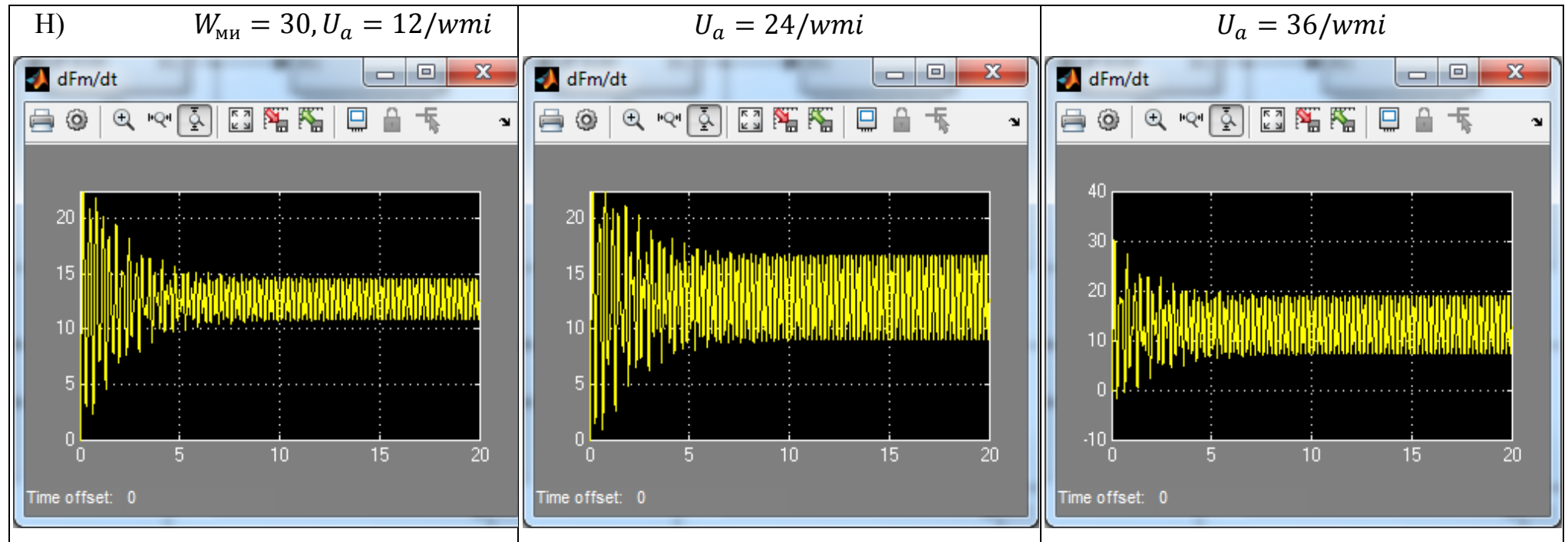


Рисунок 5.2 - (продолжение)

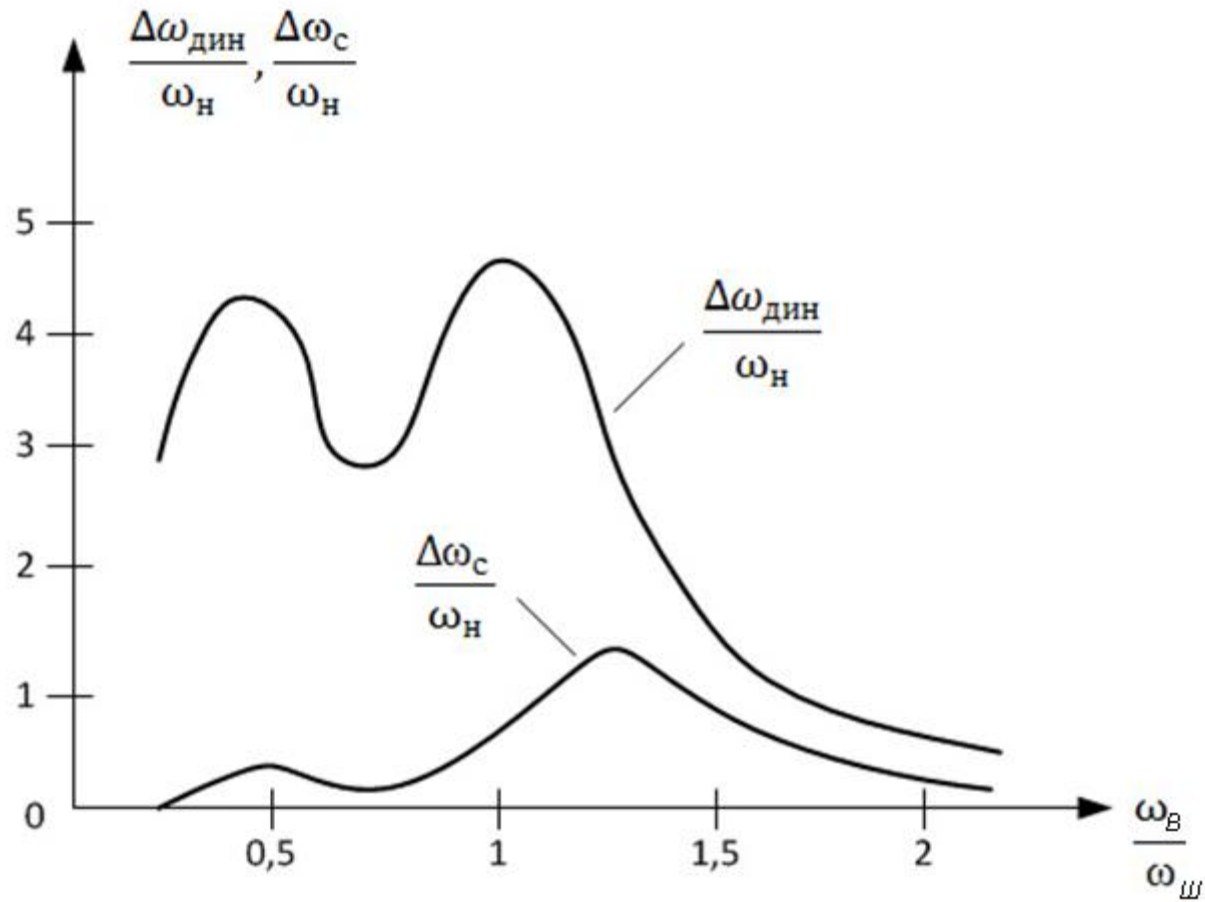


Рисунок 5.3 - Характер изменения амплитуд колебаний скорости вращения шнека ($\Delta\omega_{дин}$) и доли в ней составляющей колебаний на собственной частоте колебаний его привода ($\Delta\omega_c$) при параметре регулирования генератора $U_a = 0,5$ в зависимости от частоты импульсов ω_B

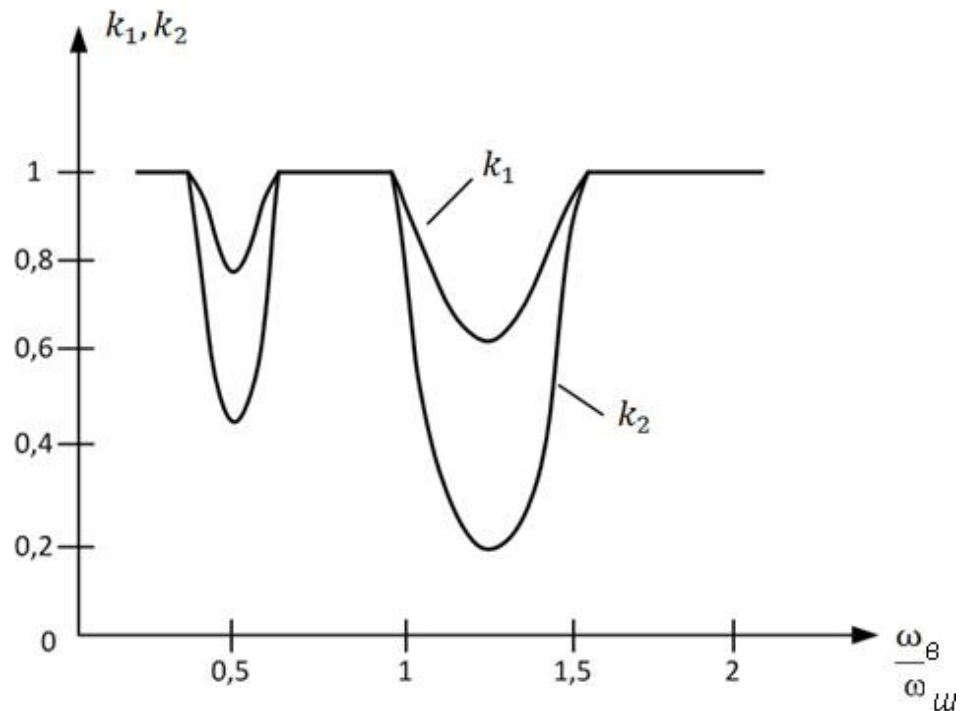


Рисунок 5.4 - Зависимости коэффициентов снижения момента сопротивления вращению шнека вследствие проявления виброреологического эффекта от частоты генератора импульсов при $U_a = 1$

На основании моделирования на ЭВМ установлено, что при значении параметра регулирования амплитуды генератора равном 1, минимум коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя составляет 0,63, а коэффициента снижения сил трения – 0,26 (см. рисунок 5.4). Этот режим изображён на рисунке 5.2 на второй осциллограмме справа. Минимум имеет место при частоте гидроимпульсов, равной 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. То же самое происходит при частотах импульсов более 1,5 собственной частоты (см., например, рисунок 5.2., и, к). При частотах импульсов более 3,0

значений собственной частоты (см., например рисунок 5.2., л, м) вынужденные колебания быстро затухают до ничтожно малой амплитуды.

При увеличении значений параметра регулирования амплитуды гидроимпульсного устройства U_a от 0,5 до 1,0 (а, следовательно, и амплитуды вынужденных колебаний) резонансный пик на рисунке 5.3 несколько смещается вправо, что характерно для резонансов в слабонелинейных системах. При этом минимально достижимые значения коэффициентов k_1 и k_2 существенно снижаются, т.е. виброреологический эффект возрастает: k_1 – от 0,85 до 0,63, k_2 – от 0,70 до 0,26.

При очень больших значениях параметра регулирования происходит стопорение привода шнекофрезерного рабочего органа (см., например, рисунок 5.1, а, б).

Аналогичные выводы следуют и из анализа осциллограмм для случая разработки хрупких пород (см. рисунок 5.2.). В этом случае минимально достижимые значения коэффициентов k_1 и k_2 составляют, соответственно, 0,62 и 0,24, т.е. несколько ниже, чем для случая вязких пород.

Таким образом, предположение, выдвинутое нами в конце главы 3, подтверждается результатами моделирования: минимально достижимые значения коэффициентов k_1 и k_2 практически не зависят от физико-механических свойств вынимаемой породы, а зависят в основном от параметров комбайна.

Для карьерного комбайна MTS-250 можно рекомендовать приведенные выше значения этих коэффициентов при работе в различных режимах (при условии полного использования мощности двигателя) и при выемке различных горных пород. Это позволяет исследовать при использовании постоянных значений коэффициентов k_1 и k_2 влияние виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна при выемке слоя породы различной толщины, которое выполнено в следующем разделе.

5.2. Результаты моделирования влияния виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна при выемке слоя породы различной толщины

В технической литературе имеются многочисленные сведения о результатах экспериментальных и опытно-промышленных испытаний по оценке производительности шнекофрезерных комбайнов. Однако, как правило, предлагаемые методы расчета производительности не позволяют получить сколько-нибудь полные зависимости параметров виброреологического эффекта и производительности карьерного комбайна в условиях действия этого эффекта от толщины и физико-механических свойств вынимаемого слоя породы.

Техническая производительность карьерного комбайна при отработке породного пласта в плотном теле равна:

$$P = BhW, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.1)$$

Производительность карьерного комбайна в плотном теле – P , энергоемкость выемки им слоя породы – H_w и удельная техническая производительность, характеризующая объем породы слоя в единицу времени, который приходится на один ватт развиваемой мощности ДВС – $N_{\text{ДВС}}$, связаны между собой известным соотношением:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{N_{\text{ДВС}}} = \frac{1}{H_w}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}. \quad (5.2)$$

Учитывая, что развиваемая мощность двигателя пропорциональна моменту внешнего сопротивления на шнеке и скорости его вращения, из полученного в главе 3 выражения для этого момента получаем следующее выражение для удельной технической производительности:

$$P_{\text{уд}} = \left| \left\{ \frac{\xi}{\varphi_0} \left[\frac{1}{\eta_{\text{шм}}} A_{\text{ш}} + (1 + f_k) \lambda \frac{\theta}{\eta_{\text{хм}}} \right] + 4\eta_x \gamma k_{\text{пк}} \frac{\omega'}{\eta_{\text{км}}} L \right\} \right|^{-1}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}, \quad (5.3)$$

где коэффициент $A_{\text{ш}}$ равен:

$$A_{ш} = \left(1 + \frac{2k_{\sigma}\varphi_0 \cdot f}{\cos \frac{\alpha_n}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{2k_{\sigma}\varphi_0}{\cos \frac{\alpha_n}{2}} \right) k_1 + \psi \cdot f k_2, \quad (5.4)$$

а коэффициент λ равен:

$$\lambda(\varphi_0, \Psi) = \cos \frac{2}{3} \varphi_0 + \Psi \sin \frac{2}{3} \varphi_0, \text{ где:}$$

f_k – коэффициент сопротивления движению гусеничного хода без проскальзывания равный $0,04 \div 0,05$;

η_x – общий КПД привода и трансмиссии ходового механизма комбайна, $\eta_x = 0,78 \div 0,81$;

θ – безразмерный коэффициент, представляющий собой отношение скорости передвижения карьерного комбайна к скорости резания породы его шнекофрезерным рабочим органом (для карьерного комбайна MTS 250 $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$);

η_k – КПД привода конвейера;

$k_{пк}$ – коэффициент, учитывающий увеличение мощности во время пуска конвейера под нагрузкой, $k_{пк} = 1,25$;

L – длина конвейера, м;

ω' – 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;

γ – объемный вес горной массы.

Результаты расчета удельной технической производительности карьерного комбайна MTS-250 фирмы «MAN TAKRAF» при выемке слоя породы в диапазоне от высоты слоя $h = 0,1$ м до $h = 0,8$ м при: $f_k = 0,045$; $\gamma = 2,09 \cdot 10^4$ Н/м³; $k_{пк} = 1,25$; $\omega' = 0,2$; $L = 12$ м; $n_k = 2$; $\eta_{шм} = \eta_{хм} = \eta_{км} = 0,89$; $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$ (для крепкой породы – $\xi_p = 50 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,3$; $f = 0,40$; $k_{\xi} = 0,15$; для породы слабой крепости – $\xi_p = 10 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,7$; $f = 0,65$; $k_{\xi} =$

0,33;) приведены в таблицах 5.1 и 5.2. В таблицах также приведена относительная величина удельной производительности P , отнесенная к ее минимальному значению, имеющему место при значениях коэффициентов снижения внешнего сопротивления $k_1 = 1, k_2 = 1$ (т.е. при отсутствии виброреологического эффекта). На рисунках 5.5 и 5.6 приведены графики зависимостей относительной величины удельной производительности от толщины вынимаемого слоя породы.

Таблица 5.1 – Зависимость удельной производительности от толщины h вынимаемого слоя породы (для породы слабой крепости: $\xi_p = 10 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,7$; $f = 0,65$; $k_\xi = 0,33$;))

$h, \text{м}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\Pi_{\min} \cdot 10^8, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$	3,54	4,47	4,94	5,14	5,23	5,45	5,82	5,98
$\Pi_{\min} \cdot 10^8,$	1,99	2,50	2,78	2,94	3,04	3,18	3,35	3,45
$P = \frac{\Pi_{\text{уд}}}{\Pi_{\min}}$	1,778	1,789	1,776	1,747	1,718	1,715	1,736	1,732

Примечание. Значение производительности для слабых пород при $\xi_p = 10 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,7$; $f = 0,65$; $k_\sigma = 0,33$

Таблица 5.2 - Зависимость удельной производительности от толщины h вынимаемого слоя породы (для крепкой породы: $\xi_p = 50 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,3$; $f = 0,40$; $k_\xi = 0,15$)

$h, \text{м}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\Pi_{\text{уд}} \cdot 10^8, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$	1,10	1,56	1,82	1,95	2,00	2,10	2,34	2,52
$\Pi_{\text{min}} \cdot 10^8, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$	6,64	9,14	1,06	1,15	1,20	1,28	1,39	1,48
$P = \frac{\Pi_{\text{уд}}}{\Pi_{\text{min}}}$	1,651	1,711	1,714	1,690	1,653	1,645	1,683	1,701

Примечание. Значения производительности для прочных пород при $\xi_p = 50 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,3$; $f = 0,4$; $k_\sigma = 0,33$;

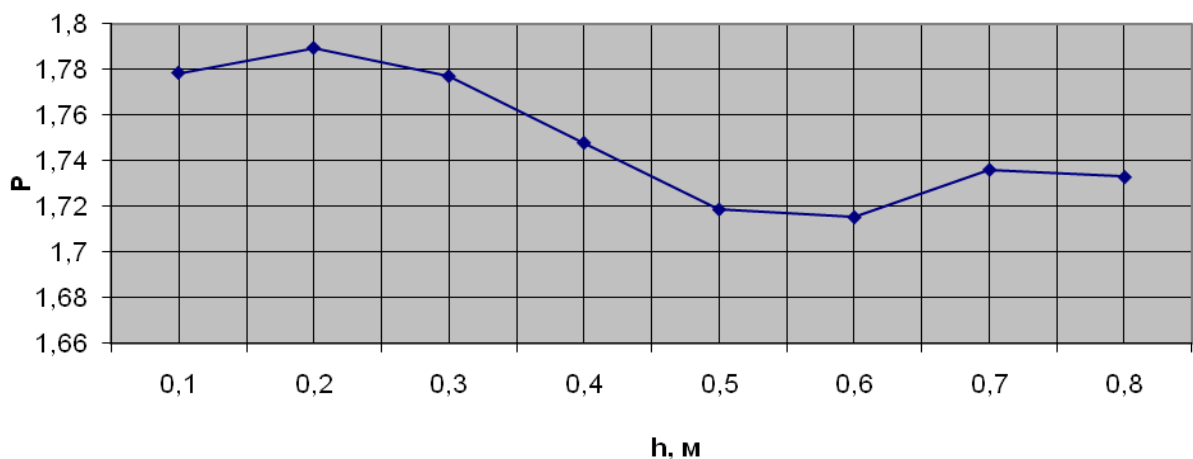


Рисунок 5.5 - График зависимости относительной величины удельной производительности от толщины вынимаемого слоя породы (для породы слабой крепости: $\xi_p = 10 \cdot 10^6$ Па; $\Psi = 0,7$; $f = 0,65$; $k_\xi = 0,33$;)

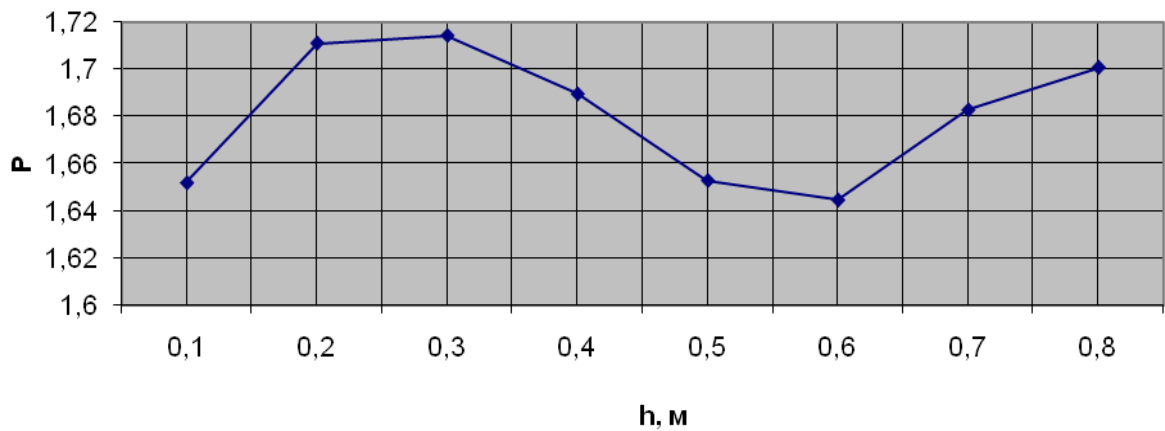


Рисунок 5.6 - График зависимости относительной величины удельной производительности от толщины вынимаемого слоя породы (для крепкой - хрупкой породы: $\xi_p = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\psi = 0,3$; $f = 0,40$; $k_\xi = 0,15$)

Анализ данных таблиц 5.1 и 5.2 показывает, что удельная техническая производительность карьерного комбайна и его минимальная удельная техническая производительность являются неубывающими функциями толщины вынимаемого слоя породы, но скорость их роста с увеличением толщины вынимаемого слоя колеблется, ввиду сложной зависимости от него величин φ_0 и λ (см. формулу (5.7)). Поэтому графики зависимости относительной величины удельной производительности от толщины вынимаемого слоя породы (см. рисунок 5.5 и 5.6) колеблются относительно некоторого среднего значения, но с небольшой амплитудой. При этом наблюдается общая тенденция некоторого, весьма незначительного снижения относительной величины удельной производительности, в рассматриваемом диапазоне изменения толщины вынимаемого слоя породы, примерно на 2% для слабой крепости породы и на 1% для крепкой породы. Минимальный рост удельной производительности составляет 1,715 раза для слабой крепости породы и 1,645 — крепкой породы.

Выводы по главе

На основании выполненных в главе исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Моделирование на ЭВМ позволило получить зависимости амплитуды колебаний скорости вращения рабочего органа от частоты и амплитуды гидроимпульсов, а по ним – значения коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя при выемке вязких и хрупких пород и коэффициента снижения сил трения, характеризующих степень проявления виброреологического эффекта. Доля в полной амплитуде колебаний скорости вращения рабочего органа составляющей на собственной частоте колебаний привода незначительна. Наиболее значимы вынужденные колебания на частоте гидроимпульсов.

2. На резонансной кривой, ввиду нелинейности рассматриваемой колебательной системы, пик амплитуды несколько сдвинут вправо от резонансной частоты. Имеется также резонансный пик меньшей высоты, соответствующий половине резонансной частоты. Возможное появление этого пика было теоретически предсказано в конце главы 3.

3. Моделирование на ЭВМ показало, что при значении параметра регулирования амплитуды гидроимпульсного устройства, равном 1, минимум коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя k_1 при выемке вязких пород составляет 0,63, а коэффициента снижения сил трения k_2 – 0,26. Минимумы имеют место при частоте гидроимпульсов, равной 1,25 частоты собственных колебаний привода шнекофрезерного рабочего органа. При выемке вязких пород минимум коэффициента снижения касательной составляющей реакции забоя составляет 0,62, а коэффициента снижения сил трения – 0,24.

4. 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. То же самое происходит при частотах импульсов более 1,5 собственной частоты. При частотах импульсов более 3,0 собственной частоты вынужденные колебания быстро затухают до ничтожно малой амплитуды.

5. При увеличении значений параметра регулирования амплитуды гидроимпульсного устройства U_a от 0,5 до 1,0 (а, следовательно, и амплитуды вынужденных колебаний) резонансный пик несколько смещается вправо на резонансной кривой, что характерно для резонансов в нелинейных системах. При этом минимально достижимые значения коэффициентов k_1 и k_2 существенно падают (виброреологический эффект возрастает): k_1 – от 0,85 до 0,63, k_2 – от 0,70 до 0,26 для случая вязких пород. Аналогичные выводы следуют и из анализа осциллограмм для случая хрупких пород.

6. Увеличение значений параметра регулирования свыше 1,0 незначительно увеличивает виброреологический эффект, а при очень больших его значениях происходит стопорение привода шнекофрезерного рабочего органа. Поэтому, в частности нецелесообразно использовать вместо предложенного нами гидроимпульсного устройства генераторы импульсов с автономными насосами.

7. Предположение о том, что минимально достижимые значения коэффициентов k_1 и k_2 практически не зависят от физико-механических свойств вынимаемой породы, а зависят в основном от параметров комбайна, выдвинутое в конце главы 3, подтверждается результатами моделирования. Для карьерного комбайна MTS-250 можно рекомендовать приведенные выше значения этих коэффициентов при работе в различных режимах (при условии полного использования мощности двигателя) и при выемке различных горных пород. Это позволило исследовать влияние виброреологического эффекта на производительность карьерного комбайна при выемке слоя породы различной толщины при использовании постоянных значений коэффициентов k_1 и k_2 .

8. Исследование зависимости производительности карьерного комбайна в условиях действия виброреологического эффекта от толщины и физико-механических свойств вынимаемого слоя породы показало, что:

- удельная техническая производительность карьерного комбайна и его минимальная удельная техническая производительность являются неубывающими функциями толщины вынимаемого слоя породы, но скорость их роста с увеличением толщины вынимаемого слоя колеблется, ввиду сложной зависимости от него. Поэтому и графики зависимости относительной величины удельной производительности от толщины вынимаемого слоя породы колеблются относительно некоторого среднего значения, но с небольшим размахом;

- наблюдается общая тенденция некоторого, весьма незначительного, снижения относительной величины удельной производительности, в рассмотренном диапазоне увеличения толщины вынимаемого слоя породы (0.1 – 0,8м) на $\approx 2\%$ для мягкой породы и на $\approx 1\%$ для крепкой породы;

- минимальный рост удельной производительности составляет 1,715 раза для породы слабой крепости и 1,645 — для крепкой породы.

ГЛАВА 6. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ШНЕКОФРЕЗЕРНОГО КОМБАЙНА

В главе выполнен статистический анализ процесса взаимодействия комбайна с горными массивами, обладающими различными физико-механическими свойствами. В качестве исходной возмущающей нагрузки использован обоснованный в литературных источниках экспоненциально-коррелированный случайный процесс, описаны различные режимы работы комбайна, определена одна из передаточных функций динамической системы комбайна. Получены статистические характеристики амплитуды колебаний момента дизеля комбайна, оценено влияние изменения собственной частоты динамической системы на виброреологический эффект, предложены формулы для оценки работы системы по некоторым заданным критериям и соответствующая цифровая модель для них реализации [39, 52].

6.1. Моделирование случайного внешнего момента и процесса взаимодействия комбайна с горным массивом

Для моделирования процесса взаимодействия динамической системы комбайна с горным массивом и анализа влияния возникающего при этом внешнего суммарного момента на элементы системы, на основании литературных источников [61, 8] принято, что корреляционная функция напряжения разрушения ξ_p , характеризующая горный массив, имеет экспоненциальный вид, т.е.

$$K_{\text{ГМ}}(\tau) = K_{\xi_p}(\tau) = \sigma_{\text{ГМ}}^2 \exp(-\alpha_{\text{ГМ}}\tau), (\text{Па})^2, \quad (6.1)$$

где $\sigma_{\text{ГМ}}^2$ – дисперсия напряжения разрушения горного массива, $(\text{Па})^2$;

$\alpha_{\text{ГМ}}$ – константа, характеризующая скорость изменения во времени напряжения разрушения ξ_p при разработке горного массива, с^{-1} .

При вращении шнека напряжение разрушения $\xi_p(\alpha)$, изменяющееся по углу α , преобразуется в функцию времени – $\xi(t)$: так как $\alpha = \omega t$, то $\xi_p(\alpha) =$

$\xi_p(\omega t)$, где ω – угловая частота вращения шнека, рад/с. Если угловая частота ω постоянна, то напряжение разрушения является функцией только времени.

На рисунке 6.1,а показана качественная картина взаимодействия резца с горным массивом при различных скоростях вращения шнека и различном характере изменения напряжении разрушения ξ_p , по углу α (рисунок 6.1,б).

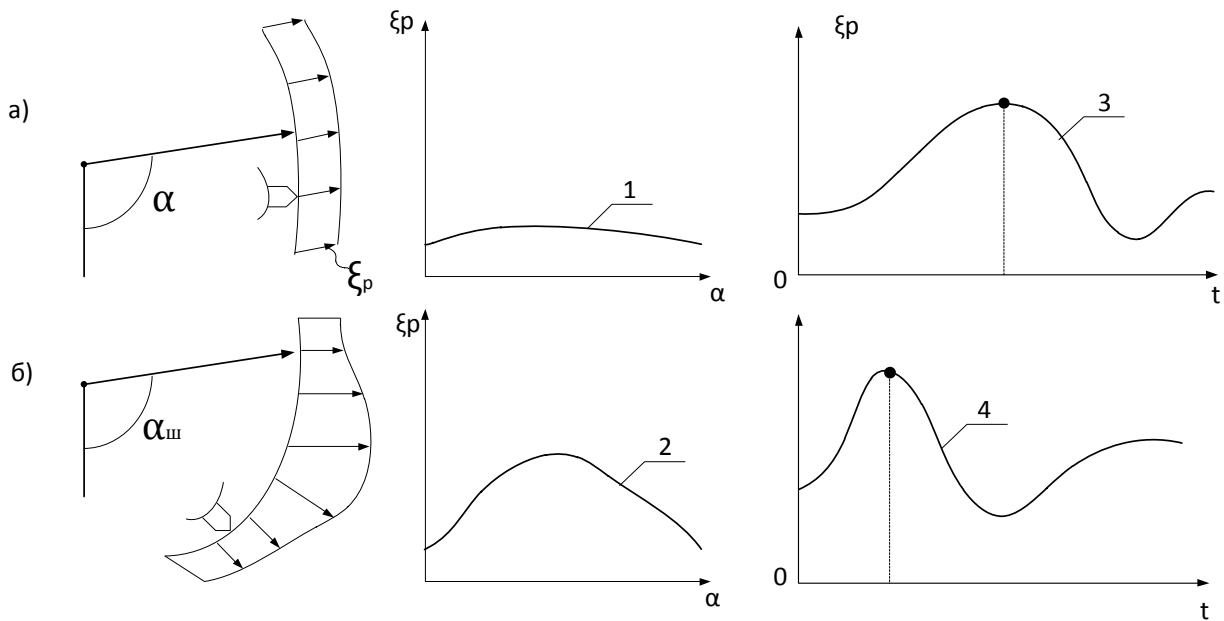


Рисунок 6.1 – Качественный характер изменения во времени напряжения разрушения ξ_p горного массива при различных угловых скоростях шнека

$$(\omega_{ш_1} < \omega_{ш_2})$$

В соответствии с принятым видом корреляционной функции $K_{\Gamma M}(\tau)$ имеем следующее выражение для спектральной плотности напряжения разрушения горного массива:

$$\begin{aligned}
 G_{\Gamma M}(\omega) &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} K_{\Gamma M}(\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau = \frac{1}{\pi} \sigma_{\Gamma M}^2 \int_0^{\infty} \exp(-\alpha_{\Gamma M}\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau \\
 &= \sigma_{\Gamma M}^2 \frac{2\alpha_{\Gamma M}}{\pi(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega^2)}, (\text{Нм})^2 \cdot \text{с}.
 \end{aligned} \quad (6.2)$$

Далее с учётом конструктивного коэффициента « k_M » (см. формулу (2.29)) напряжение разрушения преобразуем во внешний момент M_0 с корреляционной функцией:

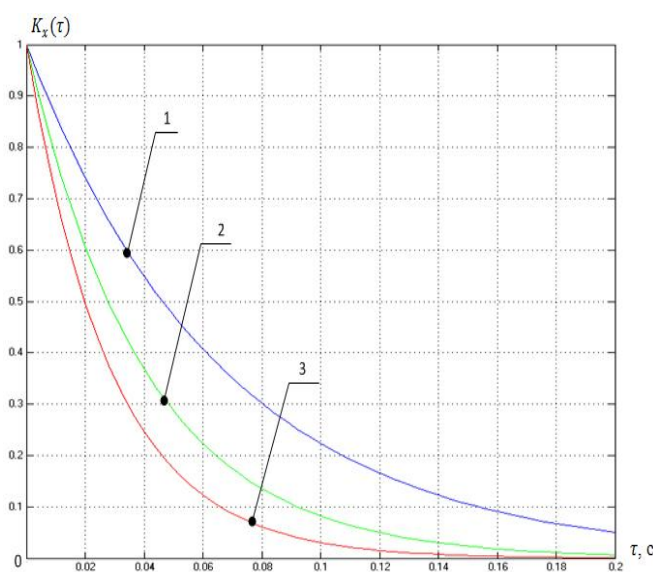
$$K_{M_0}(\tau) = k_M^2 K_{\Gamma M}(\tau), (\text{Нм})^2, \quad (6.3)$$

и спектральной плотностью:

$$G_{M_0}(\omega) = k_M^2 \sigma_{\Gamma M}^2 \frac{2\alpha}{\pi(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega^2)} = \sigma_{M_0}^2 \frac{2\alpha}{\pi(\alpha^2 + \omega^2)}, \quad (6.4)$$

где дисперсия момента M_0 равна $\sigma_{M_0}^2 = k_M^2 \sigma_{\Gamma M}^2, (\text{Нм})^2$.

а)



б)

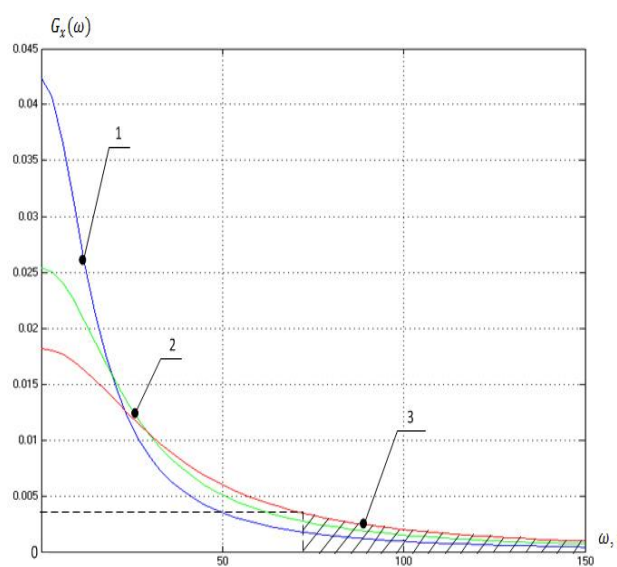


Рисунок 6.2 - Характер изменения нормированной корреляционной функции (а) и спектральной плотности (б) внешнего момента сопротивления ω_0 при изменении коэффициента, характеризующего физико-механические свойства горного массива $\alpha_{\Gamma M}$: 1 – $\alpha_{\Gamma M} = 10 \text{ c}^{-1}$, 2 – $\alpha = 20 \text{ c}^{-1}$, 3 – $\alpha = 30 \text{ c}^{-1}$

На рисунке 6.2,а приведены графики изменения во времени τ трех экспоненциально-корреляционных функций $K_{\text{ГМ}}(\tau)$ с константами, принятыми в соответствии с формулой (6.1), и соответствующие им графики спектральных плотностей $G_{\text{ГМ}}(\omega)$ (рисунок 6.2,б). Кривые с индексом «1» соответствуют характеристикам горного массива, у которого напряжение разрушения ξ_P изменяется по углу контакта резца с массивом незначительно; такие зависимости характерны для достаточно однородных мягких пород типа солевых отложений. Кривые с индексом «3» описывают хрупкие крепкие породы типа бокситов и др. Для этих двух пород характерно соотношение $\alpha_{\text{ГМ}3} > \alpha_{\text{ГМ}1}$. Кривые с индексом "2" описывают породы с промежуточными характеристиками. Как следует из рисунка 6.2,б у спектральных плотностей $G_{\text{ГМ}3}(\omega)$ и $G_{\text{ГМ}1}(\omega)$ появляется различие, заключающееся в том, что при резании горного массива с быстро изменяющимися текущими значениями напряжения разрушения ξ_P спектральная плотность $G_{\text{ГМ}3}(\omega)$ обогащается высокочастотными составляющими (по уровню 0,0025 заштрихованная часть спектральной плотности $G_{\text{ГМ}3}(\omega)$)).

Таким образом, при моделировании необходимо создать перенастраиваемую модель случайного внешнего момента M_0 , возникающего при взаимодействии шнека с горным массивом и имеющего корреляционную функцию вида (6.3) или спектральную плотность вида (6.4). В соответствии с результатами гл. 2 дифференциальный закон распределения момента M_0 должен быть близок к нормальному.

Для моделирования нормального входного возмущающего момента M_0 с заданными характеристиками m_{M_0} , $\sigma_{M_0}^2$ и $G_{M_0}(\omega)$ в качестве исходного сигнала был использован имеющийся в пакете "Simulink" генератор случайного процесса типа «белый шум» (рисунок 6.3), спектральная плотность которого имела частоту

среза ω_c примерно на порядок выше какой-либо характерной максимальной частоты исследуемой системы; в данном случае принята высшая резонансная частота рабочей системы $\omega_{ш} = 65$ рад/с, т.е. $\omega_c = 10\omega_{ш} \approx 650$ рад/с.

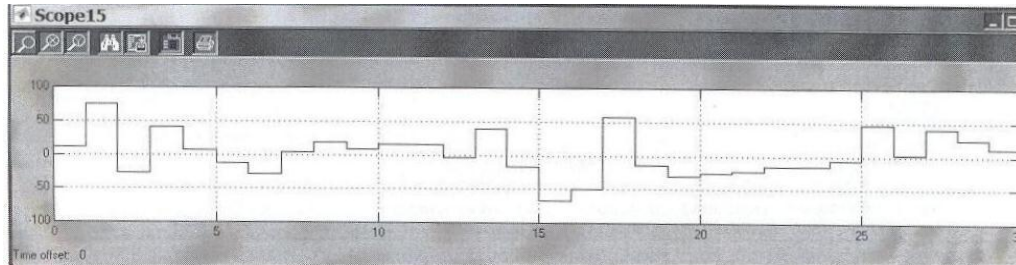


Рисунок 6.3 - Одна из реализаций исходного случайного процесса типа «белый шум»

Выше отмечалось, что на основании данных работы возмущающий момент со стороны горного массива является экспоненциально-коррелированным случайным процессом, спектральная плотность которого равна

$$G_{Mo}(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} K_{Mo}(\tau) \exp(-\alpha_{гм} \tau) d\tau = \frac{2\alpha_{гм} \sigma_{Mo}^2}{\pi(\alpha_{гм}^2 + \omega^2)}, \quad (6.5)$$

где $K_{Mo}(\tau) = k_m^2 K_{гм}(\tau) = \sigma_{гм}^2 k_m^2 \exp(-\alpha_{гм} \tau) = \sigma_{Mo}^2 (-\alpha_{гм} \tau)$, (Нм)²,

k_m – конструктивный коэффициент.

$\alpha_{гм}$ – коэффициент, характеризующий скорость изменения напряжения разрушения ξ_p по углу контакта шнека с горным массивом, с⁻¹.

Вид спектральной плотности $G_{Mo}(\omega)$ и корреляционной функции $K_{Mo}(\tau)$ при различных значениях коэффициента $\alpha_{гм}$ приведен на рисунке 6.2, при этом величина $\alpha_{гм}$ зависит не только от свойств горного массива, но и, как отмечалось выше, от характеристик процесса выемки, поэтому для анализа динамической системы нами разработана цифровая модель возмущающего момента $M_0(t)$ в виде стационарного случайного процесса, позволяющая реализовать и оценить необходимый вид спектральной плотности $G_{Mo}(\omega)$. Анализировалась

спектральная плотность только процесса $M_0(t)$, поскольку спектральная плотность $G_B(\omega)$ виброреологического момента $M_B(t)$ определяется просто, с использованием формулы (2.57).

Общее решение задачи по моделированию динамических процессов выполнено в реальном масштабе времени, поэтому никакие временные коэффициенты и преобразования в работе не использовались.

В качестве исходной формулы для оценки спектральной плотности $G_{M_0}(\omega)$ использовано выражение, приводимое в работе [129], которое получено для оценки спектральной плотности случайного процесса, пропущенного через узкополосную систему второго порядка (фильтр):

$$G_{M_{0i}}(\omega) = \frac{1}{\Phi_{0i}^2 \Delta\omega_{\varepsilon i}} \int_0^T |M_0(\omega_0, t_0)|^2 dt_0, \quad (6.6)$$

где $G_{M_{0i}}(\omega)$ – значения спектральной плотности возмущающего момента M_0 на дискретных частотах ω_{0i} , (рисунок 6.8);

$\Delta\omega_{\varepsilon i}$ – энергетическая полоса пропускания фильтра, используемого для анализа, рад/с;

Φ_{0i} – максимальное значение модуля передаточной функции фильтра на частоте ω_{0i} : $\Phi_{0i} = |\Phi(j\omega_{0i})|$;

T – время усреднения исследуемого случайного момента $M_0(t)$, с.

Согласно формуле (6.6) для определения спектральной плотности стационарного эргодического случайного процесса $M_0(t)$ необходимо: пропустить его через узкополосный фильтр, затем выходной сигнал разделить на коэффициент передачи узкополосного фильтра $\Phi_{0i}^2(j\omega_0)$ и энергетическую полосу пропускания $\Delta\omega_{\varepsilon i}$, далее результат возвести в квадрат и затем усреднить его на значительном интервале времени T (рисунок 6.4).

Перестраивая частоту фильтра ω_{0i} , можно определить значение спектральной плотности $G_{M_0}(\omega)$ во всем диапазоне интересующих нас частот.

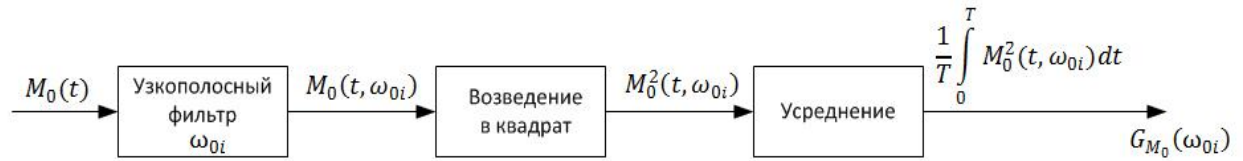


Рисунок 6.4- Схема, реализующая последовательность преобразования процесса $M_0(t)$, для экспериментального определения спектральной плотности $G_{M_0}(\omega)$

Операции, поясняющие этот процесс, приведены на рисунке 6.5.

В качестве узкополосного перенастраиваемого фильтра использовалась цифровая модель системы второго порядка с передаточной функцией вида

$$\Phi_{oi}(j\omega) = \frac{1}{\omega_{0i}^2 - \omega^2 + 2j\omega\omega_{0i}\beta}. \quad (6.7)$$

На рисунке 6.8 указаны основные характеристик перенастраиваемого узкополосного фильтра, используемого при определении значений спектральной плотности $G_{M_0}(\omega_{0i})$.

Для решения задач моделирования полученный в результате анализа вид спектральной плотности должен соответствовать теоретическому характеру ее изменения от частоты. Так, например, для принятого при анализе экспоненциально-коррелированного возмущающего момента со стороны горного массива M_0 с корреляционной функцией в виде

$$K_{M_0}(\tau) = K_{\Gamma M}(\tau)k_M^2 = \sigma_{M_0}^2 \exp[-(\alpha_{\Gamma M}/\tau)], \text{ Н}^2 \text{ м}^2, \quad (6.8)$$

где $\sigma_{M_0}^2 = \sigma_{\Gamma M}^2 k_M^2$, k_M – конструктивный коэффициент,

спектральная плотность момента $G_{M_0}(\omega)$ имеет следующую зависимость от частоты (рисунок 6.2,б):

$$G_{M_0}(\omega) = \frac{2\sigma_{\Gamma M}^2 k_M^2 \alpha_{\Gamma M}}{\pi(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega^2)} \quad (6.9)$$

и представляет собой монотонно убывающую функцию частоты ω .

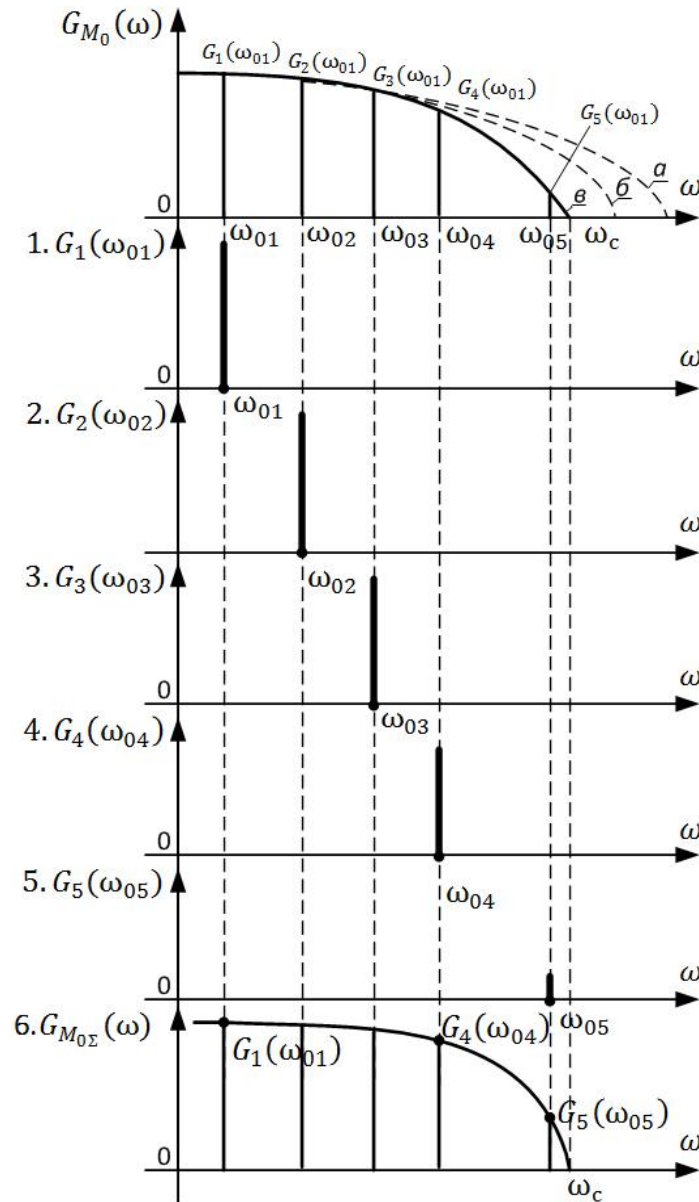


Рисунок 6.5 - Схема сканирования неизвестной спектральной плотности: $G_{M_0}(\omega)$ — анализируемая спектральная плотность, 1, 2, 3, 4, 5 — значения спектральной плотности $G_{M_{0i}}(\omega)$ на частотах ω_{0i} , 6 — полученное результирующее значение спектральной плотности:
а - исходная спектральная плотность, б - спектральная плотность после первой коррекции, в - после второй коррекции.

Для получения сигнала со спектральной плотностью, близкой к теоретической, сигнал, полученный на выходе схемы по рисунок 6.4, был пропущен через два перенастраиваемых апериодических низкочастотных фильтрас передаточной функцией:

$$\Phi_{\text{нч}}(j\omega) = \frac{1}{1 + j\omega\tau_c}, \quad (6.10)$$

где τ_c – константа, определяющая частоту среза, с.

На рисунке 6.6 показана реализация последовательно преобразованного сигнала, пропущенного через низкочастотные фильтры с различными частотами среза ω_c .

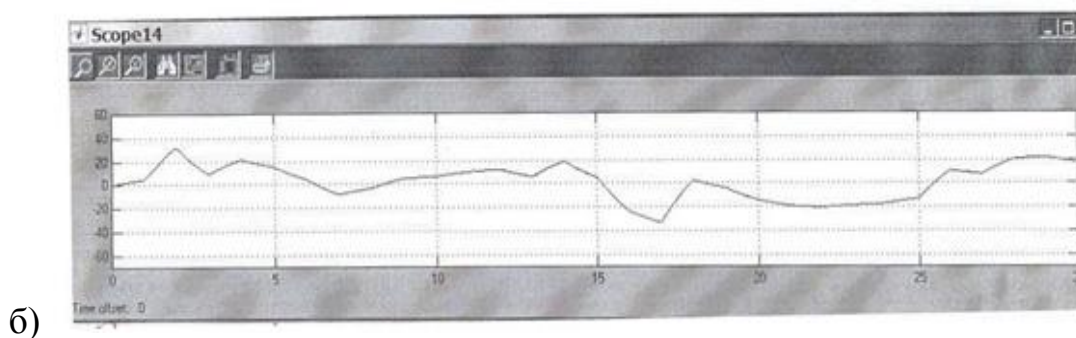
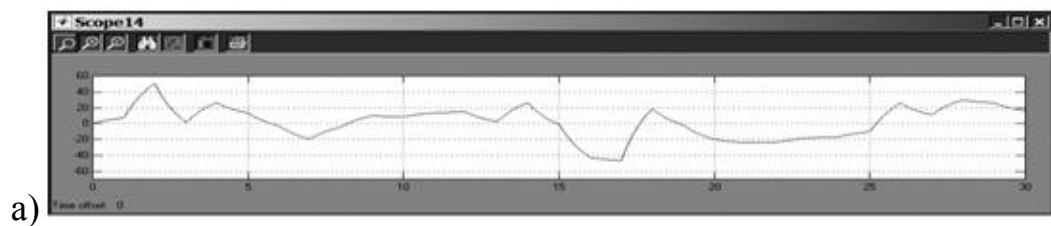


Рисунок 6.6 -Реализации случайных процессов с нулевым значением, $m_m = 0$ преобразованных низкочастотным фильтром с частотой $\omega_c = 30$ рад/с (а), и затем фильтром с частотой $\omega_c = 20$ рад/с (б)

Приведенные на рисунке 6.4 реализации являются центрированными, т.е. среднее значение m_{M_0} для них равно нулю, поэтому в реализацию введен сигнал со средним значением момента M_0 , в результате чего получен сигнал, изображенный на рисунке 6.7.

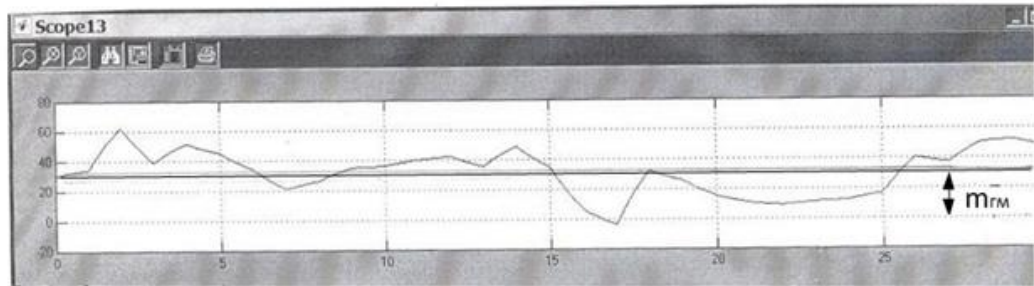


Рисунок 6.7 -Реализация момента сопротивления горного массива со средним значением $m_{ГМ}$

Как отмечалось выше, при моделировании процесса нагружения динамической системы привода внешним случайным моментом $M_0(t)$ необходимо, чтобы спектральная плотность моделируемого процесса возмущения со стороны горного массива имела тот же характер изменения от частоты, что и реальное возмущение.

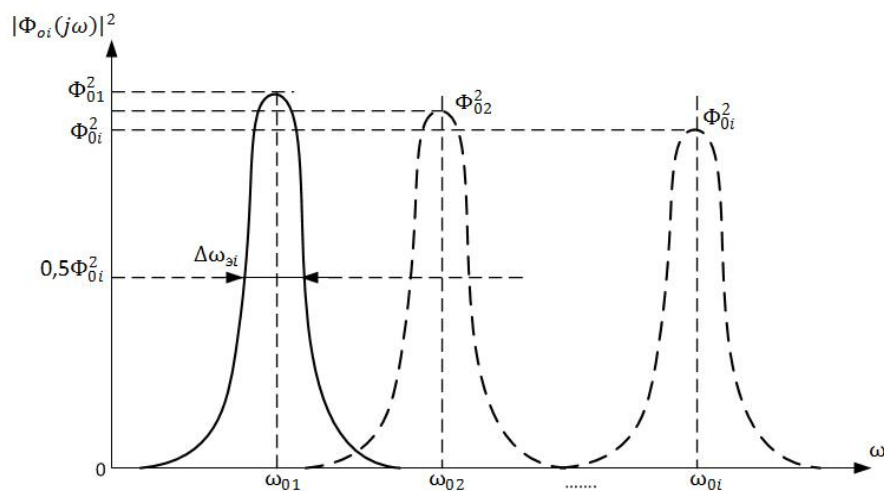


Рисунок 6.8 -Основные характеристики передаточной функции Φ_{oi} узкополосного фильтра, используемые в расчете по формуле (6.6)

Поэтому, подбирая постоянные времени различных дополнительных частотнозависимых фильтров, необходимо добиться достаточно хорошего совпадения требуемого изменения величины спектральной плотности $G(\omega)$ от частоты ω .

В работе для получения спектральной плотности процесса M_0 с заданными частотными зависимостями с учетом схемы по рисунку 6.4 была реализована цифровая модель по схеме согласно рисунку 6.9.

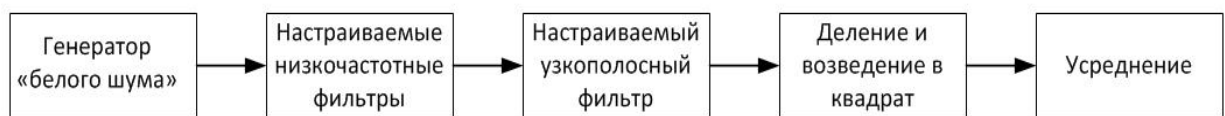


Рисунок 6.9 - Схема формирования случайного процесса с заданной спектральной плотностью

На рисунке 6.10 приведены сравнительные графики спектральных плотностей процесса M_0 , построенных на основании теоретической зависимости кривая 1 — $G_{M_0}(\omega)$ (6.5) и на основании экспериментальных данных с использованием разработанной схемы(2) и двух указанных выше фильтров.

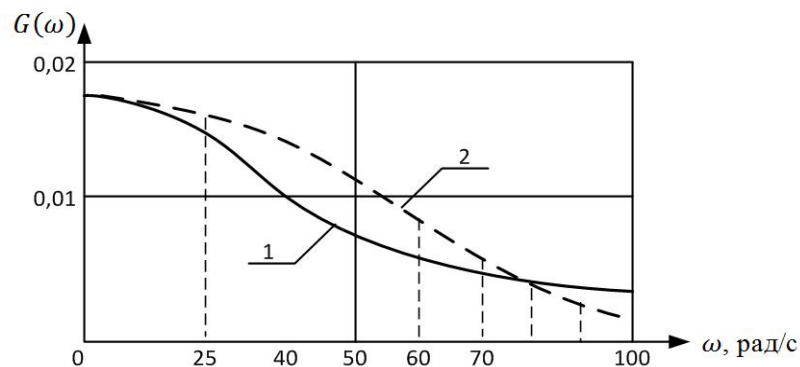


Рисунок 6.10 - Характер изменения спектральных плотностей процессов: 1 - теоретического — $G_T(\omega)$ по формуле (6.5), 2 - экспериментального — $G_3(\omega)$

Как видно из графиков усредненное отклонение экспериментальной кривой спектральной плотности $G_{M_0}(\omega)$ от теоретической кривой составляет не более 15%.

Выше отмечалось, что наряду со случайным внешним моментом, связанным с процессом разрушения горного массива, на шнек действует дополнительный случайный момент, вызывающий виброреологический эффект. Для моделирования этого момента использовался генератор гармонического сигнала со случайной фазой, при этом в разработанной модели возможно изменение частоты и амплитуды колебаний виброгенератора.

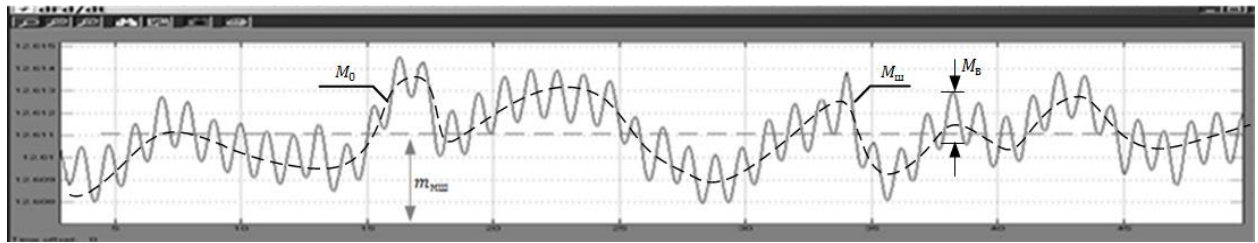


Рисунок 6.11 - Реализация процесса, моделирующего суммарный случайный момент сопротивления $M_{ш}(t)$, состоящий из внешнего момента сопротивления $M_0 = k_m M_{гм}$ со средним значением m_0 и момента от виброреологического генератора $M_в$

На рисунке 6.11 приведена одна из реализаций процесса, моделирующего суммарный внешний момент $M_{ш}$, состоящий из внешнего момента сопротивления $M_0 = k_m M_{гм}$ и высокочастотного гармонического вибромомента $M_в$.

С использованием разработанной цифровой модели динамической системы комбайна выше проанализированы различные детерминистические режимы его работы (см. гл.4,5).

В качестве примера в статистической постановке проанализируем влияние некоторых факторов на случайную амплитуду колебаний момента на валу дизеля — $M_{д'}$, влияющего на производительность комбайна, при случайном возмущающем моменте, действующем на шнек комбайна.

Выше отмечалось (гл.2), что одной из важных характеристик динамической системы является ее передаточная функция $\Phi(j\omega)$, поскольку она позволяет при известной входной спектральной плотности возмущения $G_{\text{вх}}(\omega)$ определить спектральную плотность реакции $G_{\text{вых}}(\omega)$:

$$G_{\text{вых}}(\omega) = G_{\text{вх}}(\omega) |\Phi(j\omega)|^2. \quad (6.11)$$

Из выражения (6.11) следует, что выходные характеристики реакции (например, амплитуда момента на валу дизеля $-M_{\text{Мд}}$) связаны с входным возмущающим суммарным моментом $M_{\text{ш}}$ следующими соотношениями: математическое ожидание амплитуды колебаний момента $M_{\text{Мд}}$ равно

$$m_{M_{\text{д}}} = m_{\text{мш}} \cdot \Phi_{M_{\text{д}}}(0),$$

а дисперсия амплитуды колебаний момента имеет вид:

$$D_{M_{\text{д}}} = \int_{-\infty}^{\infty} G_{M_{\text{д}}}(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} G_{M_{\text{ш}}}(\omega) |\Phi_{M_{\text{д}}}(j\omega)|^2 d\omega, \quad (6.12)$$

где $\Phi_{M_{\text{д}}}(j\omega)$ – соответствующая передаточная функция динамической системы комбайна (в данном случае по амплитуде колебаний момента дизеля $M_{\text{д}}$):

$$\Phi_{\text{мд}}(j\omega) = \frac{M_{\text{д}}(j\omega)}{M_{\text{ш}}(j\omega)},$$

$\Phi_{M_{\text{д}}}(0)$ – значение передаточной функции на нулевой частоте.

Для построения конкретной передаточной функции $\Phi_{M_{\text{д}}}(j\omega)$ в качестве входного возмущающего момента $M_{\text{ш}}$ использован синусоидальный сигнал с амплитудой A_0 и дискретно изменяемой частотой ω_i , т.е. $M_{\text{ш}i} = A_0 \sin \omega_i t$, спектральная плотность которого в соответствии с формулой (6.13) равна [75]:

$$G_{\text{м}}(\omega_i) = \frac{1}{2\pi} A_0^2 \delta(\omega - \omega_i). \quad (6.13)$$

На выходе динамической системы фиксировалась амплитуда A_1 , в данном случае амплитуда момента на валу дизеля $-M_{\text{д}}$, спектральная плотность которой равна $G_{M_{\text{д}}}(\omega) = \frac{1}{2\pi} A_1^2 \delta(\omega - \omega_i)$. На основании соотношения (6.11) имеем:

$$|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 = \frac{G_{M_d}(\omega)}{G_{M_0}(\omega)} = \frac{A_1^2(\omega)}{A_0^2(\omega)}, \quad (6.14)$$

или

$$\Phi_{M_d}(j\omega) = [A_1^2(\omega)/A_0^2(\omega_i)]^{1/2} \quad (6.15)$$

При моделировании случайный момент $M_{ш}$ подавался в точку B на общей схеме динамической системы, амплитуда момента дизеля фиксировалась в точке L . (рисунок 6.4).

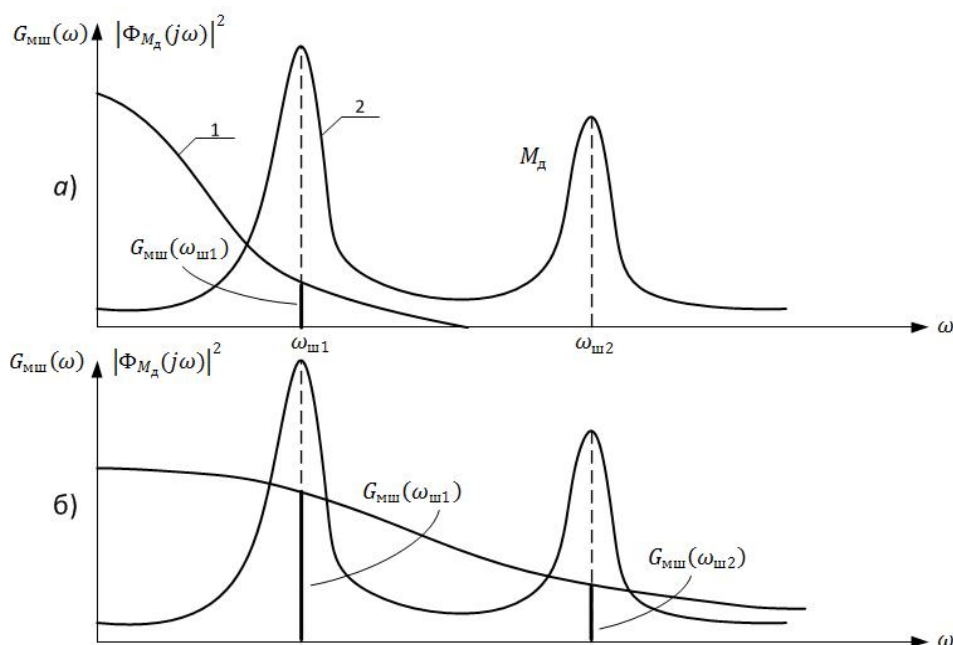


Рисунок 6.12 - Возможное расположение спектральной плотности возмущающего момента $G_{M_{ш}}(\omega)$ – (1) и передаточной функции динамической системы по амплитуде колебаний момента дизеля $|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2$ – (2)

Динамическая система комбайна является двухмассовой системой, в которой массы, обладающие определёнными моментами инерции, соединены друг с другом при помощи условной пружины с некоторой крутильной жесткостью K_{τ} . Подобная механическая система описывается нормальными координатами, в которых уравнения движения записываются в виде системы

линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами (типа 4.1-4.4.). Колебания, описываемые, только одной зависимой переменной (φ_d или φ_r), являются нормальной формой колебаний и характеризуются своей собственной нормальной частотой. При возбуждении такой частоты все элементы динамической системы колеблются с этой частотой.

Если рассмотреть в качестве возможного источника возбуждения динамической системы привода случайный внешний момент $M_{ш}$ со спектральной плотностью $G_{M_{ш}}(\omega)$ вида 1 (рисунок 6.12,а), которая характерна для вязких грунтов с невысоким разрушающим напряжением ξ_p , то видно, что спектральная плотность $G_{M_{ш}}(\omega)$ на частоте второй формы колебаний $\omega_{ш2}$ практически равна нулю и, следовательно, какой-либо источник возбуждения для второй формы колебаний полностью отсутствует; в этом случае в динамической системе привода на выходе отсутствуют колебания на частоте ω_2 . Тогда систему, находящуюся под таким видом случайного возбуждения, при анализе работы комбайна с вязкими грунтами допустимо рассматривать как одночастную с передаточной функцией, равной

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{M_d}(j\omega) &= \frac{1}{(\omega_{ш1}^2 - \omega^2 + 2j\beta_{M_d}\omega\omega_{ш1})}, \\ |\Phi_{M_d}(j\omega)|^2 &= \frac{1}{(\omega_{ш1}^2 - \omega^2)^2 + 4\beta_{M_d}^2\omega^2\omega_{ш1}^2} \end{aligned} \right\} \quad (6.16)$$

и тогда

где β_{M_d} – коэффициент диссипации динамической системы при колебаниях момента на валу дизеля $-M_d$; его целесообразно определять экспериментально на основании анализа графиков передаточной функции $|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2$.

Если спектральная плотность возмущающего момента $M_{ш}$ существенно отличается от нуля и на частоте ω_2 (рисунок 6.12, кривая 2), что соответствует разработке весьма крепких хрупких грунтов, то задача существенно усложняется, поскольку возбуждение двух форм одновременно ведёт к появлению дополнительных комбинационных частот (см.гл.4), среди которых наиболее

опасно низкочастотное биение, определяемое разностью $(\omega_{ш2} - \omega_{ш1})$, для которого затухание β_1 будет мало и в системе могут длительное время существовать низкочастотные колебания значительной амплитуды.

В дальнейшем в работе исследован только первый вариант (индекс «1» у частоты $\omega_{ш1}$ опускаем).

На основании результатов моделирования получен график изменения квадрата модуля передаточной функции динамической системы комбайна $|\Phi_{M_d}(j\omega)|^2$ по амплитуде момента на валу дизеля; её вид приведён на рисунке 6.13.

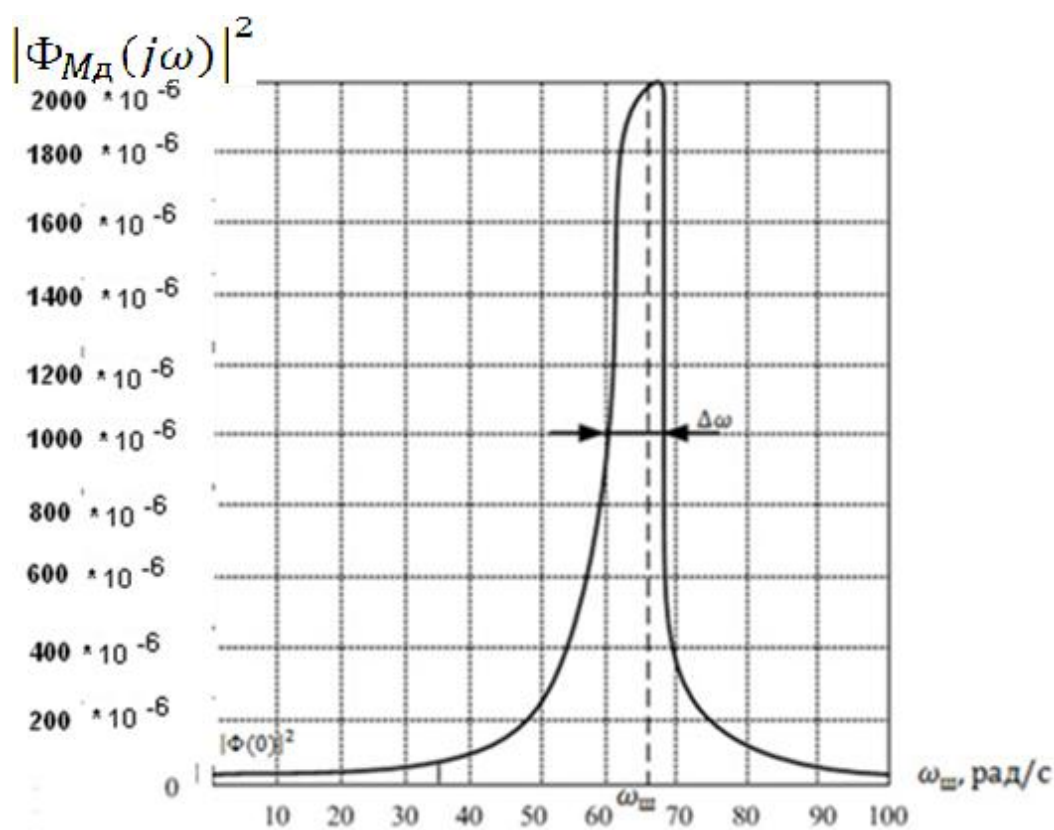


Рисунок 6.13 - Экспериментально полученная зависимость квадрата модуля передаточной функции динамической системы привода комбайна по амплитуде момента на валу дизеля - M_d

Далее определим основные статистические характеристики амплитуды момента дизеля, которые в дальнейшем могут быть использованы для оценки некоторых показателей комбайна.

При известных входном моменте возмущения $M_0 = M_{\text{ГМ}} k_{\text{М}}$, состоящем из внешнего момента со стороны горного массива со спектральной плотностью $G_{\text{ГМ}}(\omega)$, виброреологическом моменте со спектральной плотностью $G_{\text{МВ}}(\omega) = G_{\text{ГМ}}(\omega) k_{\text{М}}^2$, экспериментально полученной и аналитически описанной передаточной функции $\Phi_{\text{Мд}}(j\omega_{\text{ш}})$, по формуле (6.6) определим спектральную плотность на выходе динамической системы (в данном случае для амплитуды колебаний момента на валу дизеля $-M_{\text{д}}$):

$$G_{\text{Вых}} = [G_{M_0}(\omega) + G_{\text{В}}(\omega)] |\Phi_{\text{Мд}}(j\omega)|^2, \quad (6.17)$$

или, используя выражения для спектральных плотностей (6.3) и (6.4),

имеем:

$$G_{\text{Вых}} = \left[\frac{2D_{M_0}}{\pi} \frac{\alpha_{\text{ГМ}}}{\alpha_{\text{ГМ}}^2 + \omega^2} + \frac{1}{2} M_{\text{В}}^2 \delta(\omega_{\text{В}}) \right] |\Phi_{\text{Мд}}(j\omega)|^2, \quad (6.18)$$

откуда получаем следующие выражения для среднего значения и дисперсии амплитуды колебаний момента дизеля $-M_{\text{д}}$ (рисунок 6.15):

$$\begin{aligned} m_{M_{\text{д}}} &= m_{\text{ГМ}} \Phi_{\text{Мд}}(0), \\ D_{M_{\text{д}}} &= \int_{-\infty}^{\infty} G_{\text{Вых}}(\omega) d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{2D_{\text{ГМ}} k_{\text{М}}^2}{\pi} \frac{\alpha_{\text{ГМ}}}{\alpha_{\text{ГМ}}^2 + \omega^2} |\Phi_{\text{Мд}}(j\omega)|^2 d\omega + \\ &\quad + \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2\pi} M_{\text{В}}^2 k_{\text{М}}^2 \delta(\omega - \omega_{\text{В}}) |\Phi_{\text{Мд}}(j\omega)|^2 d\omega, \end{aligned} \quad (6.19)$$

где $\Phi(0)$ - значение передаточной функции на нулевой частоте: $\Phi(0) = \frac{1}{\omega_{\text{ш}}^2}$,

при этом среднее значение виброреологического момента $m_{\text{В}}$ равно нулю.

Первый интеграл в выражении (6.13) вычислен в гл.2 (см.формулу 2.64) и равен:

$$D_{M_0} = \frac{D_{\Gamma M}(\alpha_{\Gamma M} + 2\beta\omega_{\text{ш}})k_M^2}{2\pi\beta\omega_{\text{ш}}^3(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega_{\text{ш}}^2 + 2\beta\alpha_{\Gamma M}\omega_{\text{ш}})}; \quad (6.20)$$

где β — коэффициент диссипации колебаний момента дизеля в динамической системе привода.

Коэффициент диссипации β не равен коэффициенту диссипации β_1 в формуле (2.64), поскольку они определяются для разных передаточных функций динамической системы — $\Phi_{M_d}(j\omega)$ и $\Phi_{\varphi_{\text{ш}}}(j\omega)$.

Второй интеграл в выражении (6.19) с учётом фильтрующего действия δ -функции равен (рисунок 6.14):

$$D_{M_B} = \frac{1}{2} \frac{M_B^2}{\pi} |\Phi_{M_d}(j\omega_B)|^2 = \frac{1}{2} \frac{M_B^2 k_M^2}{\pi} \frac{1}{(\omega_{\text{ш}}^2 - \omega_B^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{ш}}^2 \omega_B^2}, (\text{Нм})^2, \quad (6.21)$$

где $|\Phi_{M_d}(j\omega_B)|^2$ — значение квадрата модуля передаточной функции на частоте виброреологического генератора ω_B (рисунок 6.14).

Тогда для суммарной дисперсии амплитуды колебаний момента $-M_d$ имеем:

$$\begin{aligned} D_{M_d} &= D_{M_0} + D_{M_B} = \\ &= \frac{D_{\Gamma M}(\alpha_{\Gamma M} + 2\beta_2\omega_{\text{ш}})k_M^2}{2\pi\beta_2\omega_{\text{ш}}^3(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega_{\text{ш}}^2 + 2\beta_2\alpha_{\Gamma M}\omega_{\text{ш}})} + \\ &+ \frac{M_B^2 k_M^2}{\pi} \frac{1}{(\omega_{\text{ш}}^2 - \omega_B^2)^2 + 4\beta_2^2 \omega_{\text{ш}}^2 \omega_B^2}, (\text{Нм})^2, \end{aligned} \quad (6.22)$$

и среднеквадратическое отклонение амплитуды колебаний момента $-M_d$ равно

$$\begin{aligned} \sigma_{M_d} &= \sqrt{D_{M_d}} = \sqrt{D_{\Gamma M} + D_{M_B}} = \\ &= \left(\frac{D_{\Gamma M}(\alpha_{\Gamma M} + 2\beta\omega_{\text{ш}})k_M^2}{2\pi\beta_2\omega_{\text{ш}}^3(\alpha_{\Gamma M}^2 + \omega_{\text{ш}}^2 + 2\beta_2\alpha_{\Gamma M}\omega_{\text{ш}})} + \frac{M_B^2 k_M^2}{2\pi(\omega_{\text{ш}}^2 - \omega_B^2)^2 + 4\beta_2^2 \omega_{\text{ш}}^2 \omega_B^2} \right)^{1/2}, \text{Нм}. \end{aligned} \quad (6.23)$$

Таким образом, определены статистические характеристики амплитуды колебаний момента на валу дизеля M_d : среднее значение m_{M_d} и среднеквадратическое отклонение σ_{M_d} . Учитывая, что рассмотренный здесь механизм воздействия случайного момента сопротивления $M_{ш}$ на динамическую систему привода аналогичен подробно рассмотренному в гл.2, можно считать, что амплитуда колебаний момента дизеля M_d также имеет нормальное распределение с параметрами m_{M_d} и σ_{M_d} . В этом случае с использованием правила "3 σ ", максимальное и минимальное значения амплитуды момента M_d равны: $M_{dmin} = m_{M_d} - 3\sigma_{M_d}$ и $M_{dmax} = m_{M_d} + 3\sigma_{M_d}$.

Из выполненного анализа следует вывод о том, что амплитуда колебаний момента M_d дизеля не остается постоянной во время работы комбайна, а случайно изменяется, например, с вероятностью 0,995 в пределах от M_{dmin} до M_{dmax} (рисунок 6.15).

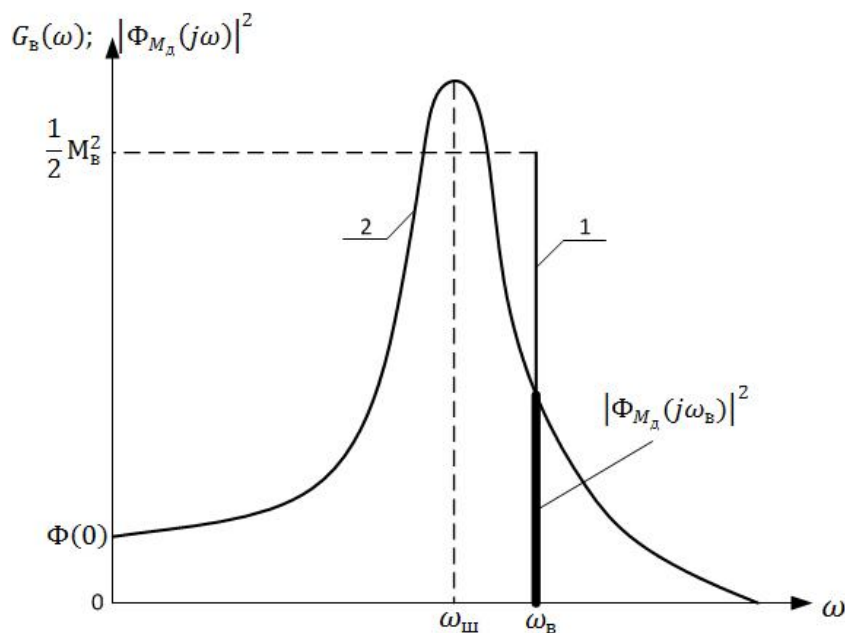


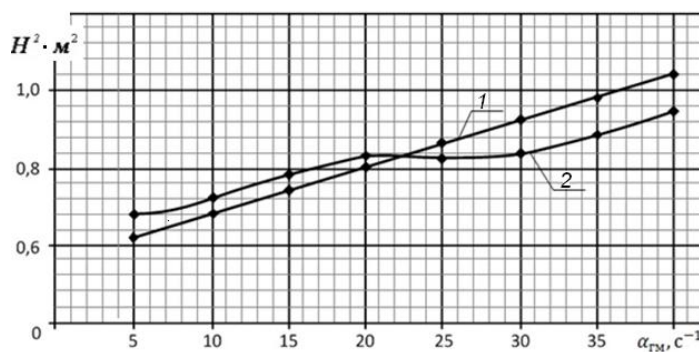
Рисунок 6.14 - Поясняющий рисунок к вычислению второго интеграла в выражении (6.21) для дисперсии D_{M_d} (1-спектральная плотность генератора, 2 - квадрат модуля передаточной функции)

Для числовой оценки амплитуды колебаний момента M_d выполнены расчёты величины дисперсии D_{M_d} и среднеквадратического отклонения σ_{M_d} (в долях от номинального момента M_0) по формуле (6.23) при изменении некоторых параметров, влияющих на его величину. Результаты числовых расчетов величины σ_{M_d} приведены на рисунках 6.15 ÷ 6.16.

На рисунке 6.15 приведен график изменения суммарной величины σ_{M_d} амплитуды колебаний момента $M_{дн}$ дизеля, где $M_{дн}$ — номинальный момента дизеля при переходе от резания мягких вязких пород ($\alpha_{гм} \approx 5 \div 20 \text{ с}^{-1}$) к крепким хрупким породам ($\alpha_{гм} \approx 20 \div 45 \text{ с}^{-1}$).

Как следует из рисунка 6.15 при увеличении коэффициента $\alpha_{гм}$, характеризующего физико-механические свойства горного массива, спектральная плотность случайного возмущающего момента обогащается высокочастотными составляющими, при этом среднеквадратическое отклонение амплитуды колебаний момента M_d возрастает. Несмотря на незначительные амплитуды случайных колебаний момента M_d (в среднем около 10% от номинального момента дизеля - Мн), они при длительном воздействии могут вызвать усталостные явления в элементах дизеля.

а) D_{M_d}



б) D_{M_d}

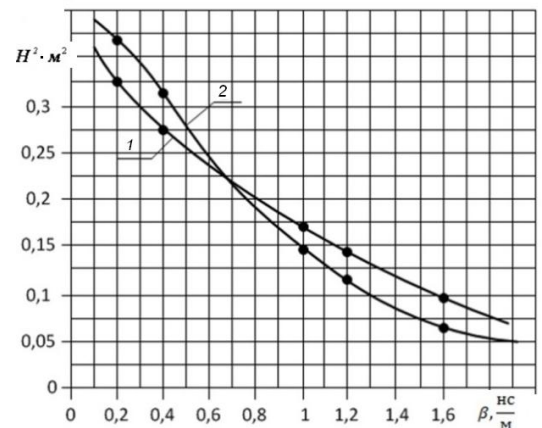


Рисунок 6.15 - Характер изменения суммарной дисперсии амплитуды колебаний момента дизеля $D_{M_d} = D_{M_n}$ в зависимости от прочностных свойств горного массива (а) и коэффициента диссипации колебаний (б):

1- теоретическая зависимость, 2- результаты моделирования

Коэффициент диссипации случайных колебаний амплитуды момента дизеля также весьма существенно влияет на амплитуду (рисунок 6.15 и рисунок 6.16). При малом коэффициенте диссипации величина σ_{M_d} существенно возрастает (рисунок 6.15,б). Так на частоте $\omega_d \approx 65 \text{ рад/с}$, когда коэффициенте диссипации $\beta = 0,01$ суммарное среднеквадратическое отклонение σ_{M_d} будет равно примерно $3,5\% M_n$. При этом максимально возможное отклонение равно $3\sigma_{M_d} = 9\% M_n$. Такие случайные колебания амплитуды момента дизеля могут привести к неравномерному высокочастотному колебательному режиму работы гидронасосов и неустойчивой работе динамической системы привода в целом; кроме того, подобного рода колебания могут вызвать усталостные явления в элементах самого дизеля и понизить его надежность.

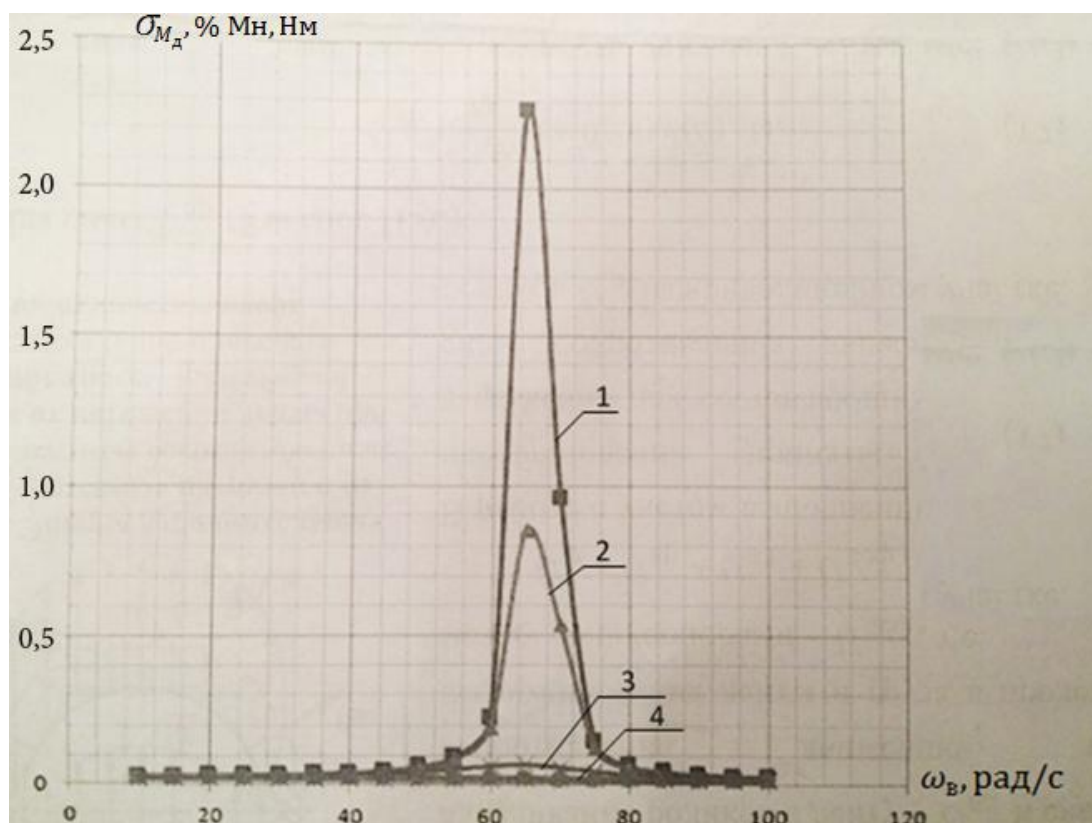


Рисунок 6.16 - Зависимость суммарного среднеквадратического отклонения амплитуды колебаний момента дизеля $D_{\Sigma M_d}$ от частоты виброреологического генератора при различных коэффициентах диссипации β (1 – $\beta = 0,01$; 2 – $\beta = 0,1$; 3 – $\beta = 0,5$; 4 – $\beta = 1,5$).

Аналогичные исследования динамических процессов могут быть выполнены и в других элементах системы привода шнекофрезерного рабочего органа комбайна, (например, колебания моментов гидромоторов, колебания давления рабочей жидкости на выходе насоса, изменение расхода гидропульсатора и др) для чего необходимо получить соответствующие передаточные функции динамической системы.

6.2. Уточненный анализ угловых колебаний шнека комбайна MTS-250

Динамическая система привода комбайна, описываемая полученными в гл.4 уравнениями (4.1) ÷ (4.4), является нелинейной системой с постоянными коэффициентами, т.е. стационарной. Параметры этой системы получены при возмущениях в виде математических ожиданий случайных возмущений (см. гл.4). Экспериментально полученная на модели передаточная функция этой системы изображена на рисунке 6.13. Эта передаточная функция является типичной функцией узкополосной слабонелинейной механической системы с собственной частотой колебаний, слабоизменяющейся в зависимости от амплитуды возмущения в пределах $\Delta\omega \cong 5$ рад/с.

Однако более детальное рассмотрение показывает, что данная система не является стационарной. Одна из причин, приводящая к этому, состоит в непостоянстве массы транспортируемого груза $f(t)$, находящегося внутри шнека (рисунок 6.17).

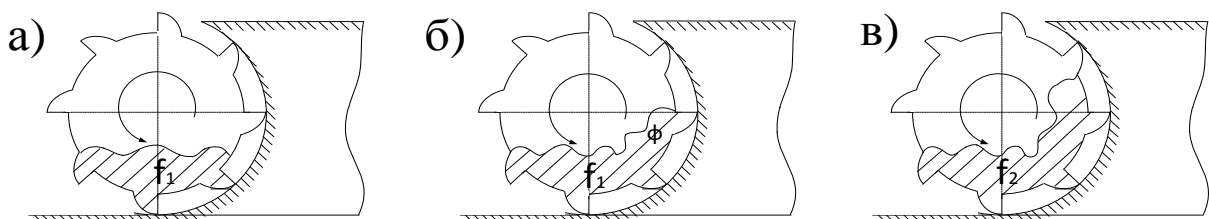


Рисунок 6.17 - Различные варианты заполнения внутреннего объема шнека

Это количество груза является случайным и изменяется во времени от нуля при холостом ходе комбайна до некоторого максимального значения, определяемого, в частности, случайными физико-механическими

характеристиками горного массива, например, обрушением случайного объема хрупкого массива.

Случайная масса груза $f_c(t)$, находящаяся внутри шнека, при работе создает случайный момент инерции $J_r(t)$, который, суммируясь с постоянным моментом инерции J_0 (шнека, гидромоторов и других элементов), создает случайный результирующий момент $J_\Sigma(t)$. А случайный момент инерции $J_r(t)$ вызывает при работе комбайна случайные колебания угла φ_n , а, следовательно, и случайное изменение частоты собственных динамических колебаний $\omega_{ш} = d\varphi_n/dt$. Из выполненного в главе 5 анализа следует, что минимальное значение коэффициента снижения момента сопротивления вращению вследствие проявления виброреологического эффекта составляет величину $k_2 = 0,2$ (точка А) и достигается при частоте виброреологического генератора $\omega_b \cong 1,25\omega_{ш}$. Предположим, что при некотором режиме работы, соответствующем указанному соотношению, масса груза внутри шнека увеличилась, увеличилась и величина его момента инерции J_r , а следовательно, собственная частота колебаний шнека $\omega_{ш1}$ снизилась до значения $\omega_{ш2}$ (рисунок 6.18,в). Поскольку в современной конструкции комбайна изменение частоты виброреологического генератора ω_b не предусмотрено, т.е. $\omega_b = const$, то соотношение $\omega_b = 1,25\omega_{ш}$ нарушается и коэффициент k_2 возрастает (в данном случае от значения 0,2 до значения $K_2 = 0,5$ (точка В), т.е. происходит существенное снижение виброреологического эффекта).

При разрушении хрупких горных пород вполне возможны случаи, когда шнек заполнится обрушившимся грузом до уровня, при котором суммарный момент инерции J_Σ возрастает до значения, при котором виброреологический эффект прекратится полностью; при этом возможно стопорение шнека из-за возросшего момента сопротивления.

Для более детального анализа этого процесса в суммарном моменте инерции J_Σ выделим постоянную величину, J_0 соответствующую движению

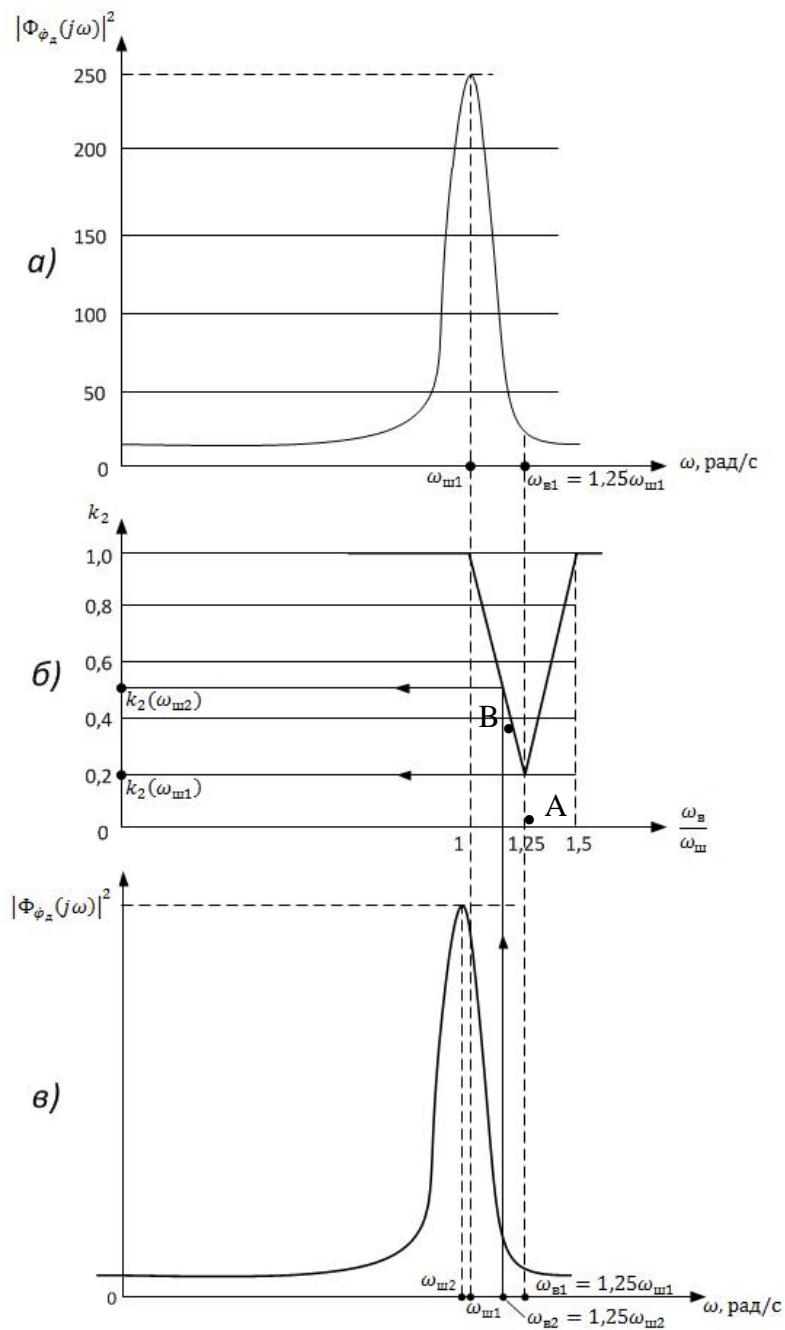


Рисунок 6.18 - Характер изменения коэффициента k_2 при изменении собственной частоты динамической системы $\omega_{ш}$

без загрузки, и переменную величину $J_r(t)$, связанную с присутствием в шнеке случайной массы груза, т.е. запишем:

$$J_{\Sigma} = J_0 + J_r(t), \quad (6.24)$$

При этом в соответствии с выполненными ранее расчетами (М.Р. Хромой, 2009г) величина момента $J_r(t)$ колеблется примерно в пределах $5 \div 15\%$ от момента J_o . Тогда первое дифференциальное уравнение, описывающее совместное движение гидромоторов и шнека с грузом (уравнение (4.1)), принимает вид:

$$[J_o + J_r(t)] \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} + K \sin(2z\varphi_m) - v \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_d}{dt} \right) - K_2(\varphi_m - \varphi_d) = \frac{M_{ш}(t)}{i_{тр}}, \quad (6.25)$$

или

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} + \frac{K}{J_o + J_r(t)} \sin(2z\varphi_m) - \frac{v}{J_o + J_2(t)} \left(\frac{d\varphi_m}{dt} - \frac{d\varphi_d}{dt} \right) - \\ - \frac{K_2}{J_o + J_2(t)} (J_m - J_d) = \frac{M_{ш}(t)}{(J_o + J_r) i_{тр}}. \end{aligned} \quad (6.26)$$

Уравнение (6.26) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка со случайными коэффициентами, содержащее в правой части случайное возмущение в виде момента сопротивления $M_{ш}(t)$. Кроме того, данное уравнение является только частью системы уравнений (4.1 ÷ 4.4), описывающих динамическую систему привода. Получить аналитическое решение системы уравнений (4.1 ÷ 4.4) с переменными случайными коэффициентами крайне сложно, поэтому решение этой системы с видоизмененным первым уравнением в виде (6.26) найдем, как и ранее, путем моделирования на ЭВМ.

На рисунке 6.19 приведена схема динамической системы с дополнительным блоком, в который отдельно введены постоянный момент инерции незагруженного шнека J_o и случайный момент инерции $J_r(t)$, создаваемый грузом.

Для количественной оценки влияния изменяющегося момента инерции из общей схемы динамической системы был выделен суммарный момент инерции,

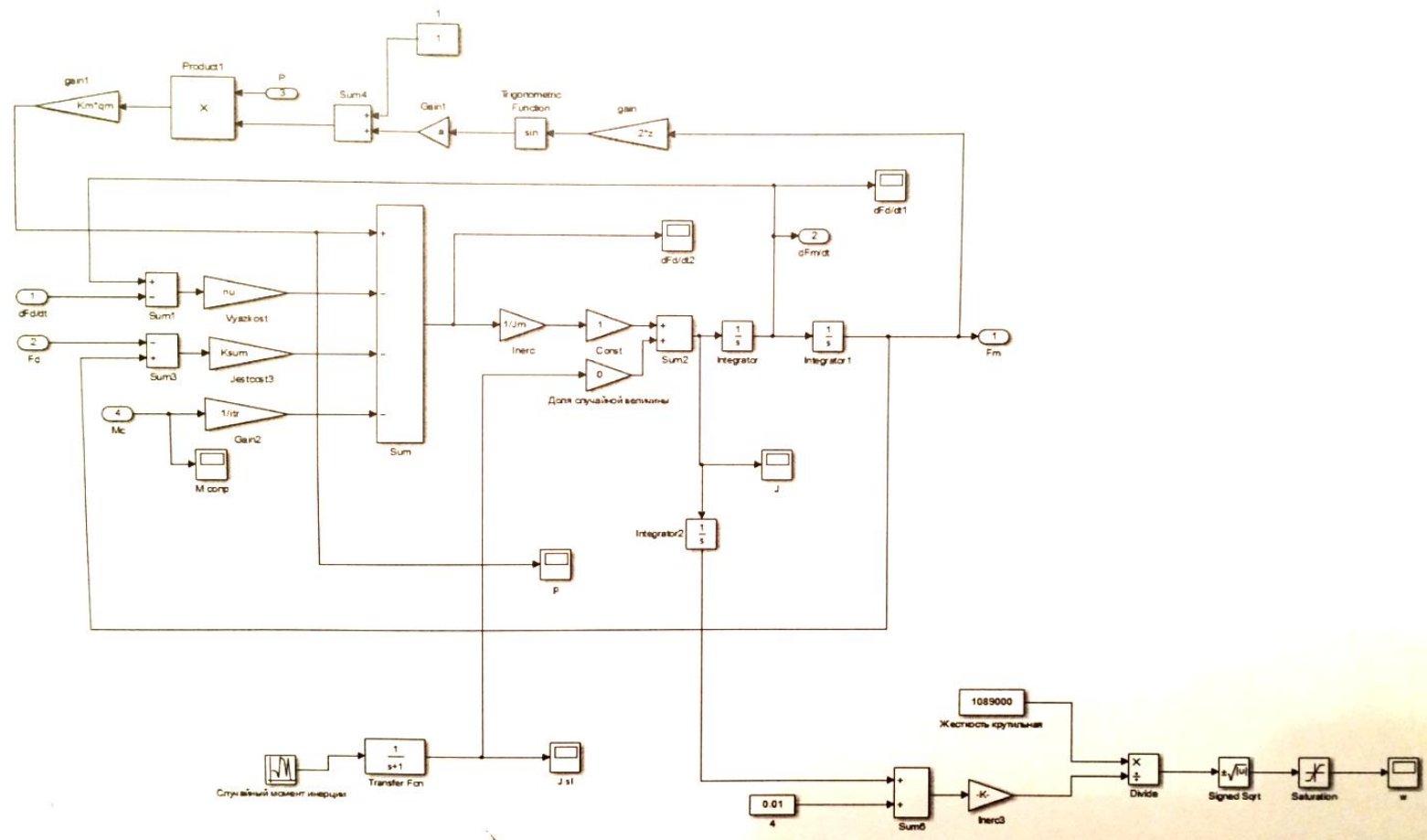


Рисунок 6.19 - Цифровая модель блока из динамической системы с раздельным введением постоянного J_0 и случайного $J_r(t)$ моментов инерции.

сформированный с использованием суммарного коэффициента крутильной жесткости K_{Σ} , и определялась случайная собственная частота колебаний шнека, равная

$$\omega_{\text{ш}}(t) = \sqrt{\frac{K_{\Sigma}}{J_{\Sigma}(t)}}, \text{ рад/с.} \quad (6.27)$$

При этом при холостом ходе комбайна ($M_{\text{ш}} = 0$) на вход динамической системы подавался случайный ступенчато изменяющийся момент инерции $J_r(t)$ и постоянный момент инерции J_0 . Доля момента $J_r(t)$ изменялась в пределах от $0,05 J_0$ до $0,2 J_0$ (рисунок 6.20).

$$J_r: \left(\text{точка A} - \frac{J_r(t)}{J_0} = 0,05, \quad \text{точка B} - \frac{J_r(t)}{J_0} = 0,2 \right)$$

На основании обработки полученных осциллограмм построен график изменения частоты собственных колебаний динамической системы $\omega_{\text{ш}}$ (рисунок 6.21).

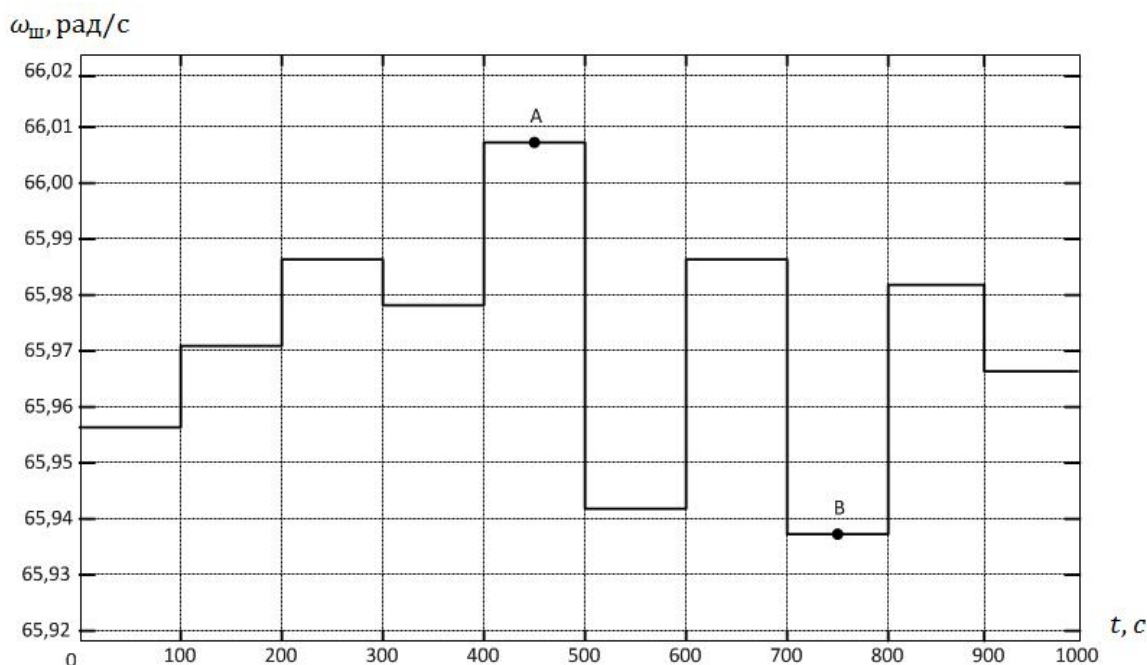


Рисунок 6.20 - Осциллограмма изменения во времени частоты собственных колебаний системы $\omega_{\text{ш}}$ при дискретном случайном изменении момента инерции

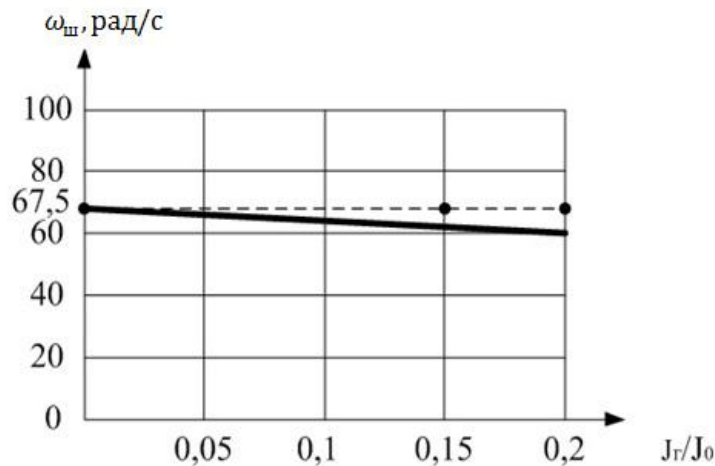


Рисунок 6.21 - Экспериментально полученный график изменения собственной частоты колебаний динамической системы $\omega_{\text{ш}}$ при изменении доли момента инерции груза, находящегося внутри шнека

Из графика рисунка 6.21 следует, что при изменении массы груза в шнеке, соответствующей возрастанию суммарного момента инерции шнека J_{Σ} на 20%, собственная частота колебаний динамической системы уменьшилась с $\omega_{\text{ш}1} = 67,5 \text{ рад/с}$, до $\omega_{\text{ш}2} = 62 \text{ рад/с}$. При этом частота колебаний виброреологического генератора $\omega_{\text{в}} = 1,25\omega_{\text{ш}}$, при которой наблюдается минимум коэффициента снижения момента сопротивления при виброреологическом эффекте - k_2 , должна измениться от значения $\omega_{\text{в}1} = 1,25\omega_{\text{ш}1} = 83 \text{ рад/с}$ до значения $\omega_{\text{в}2} = 1,25\omega_{\text{ш}2} = 78 \text{ рад/с}$, однако этого не происходит, поскольку частота $\omega_{\text{в}} = \text{const}$ и поэтому коэффициент k_2 увеличивается от значения 0,2 до значения 0,35, т.е. более, чем в 2,5 раза (рисунок 6.22). Примерно во столько же раз изменится и потребляемая мощность, расходуемая на вращение шнека.

Таким образом, предварительный анализ рассмотренного идеализированного процесса изменения частоты собственных колебаний показывает, что при принятом в настоящее время способе создания виброреологического эффекта в динамической системе привода комбайна при помощи генератора с постоянной частотой колебаний, равной примерно $\omega_{\text{в}} \cong 1,25\omega_{\text{ш}}$, практически всегда ухудшается и эффект может исчезнуть.

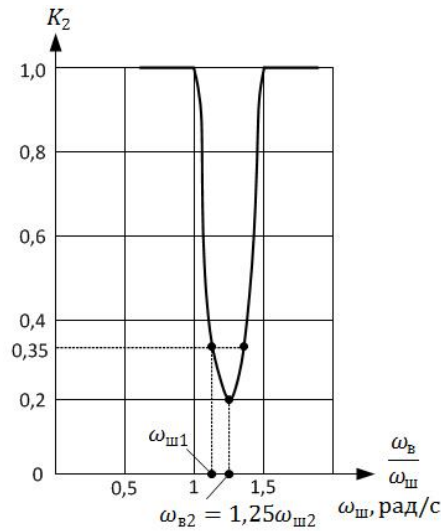


Рисунок 6.22 - Характер изменения коэффициента k_2 при изменении собственной частоты динамической системы привода комбайна

Поскольку количество груза на шнеке является случайной величиной, то остается открытым вопрос и о назначении частоты виброгенератора ω_B .

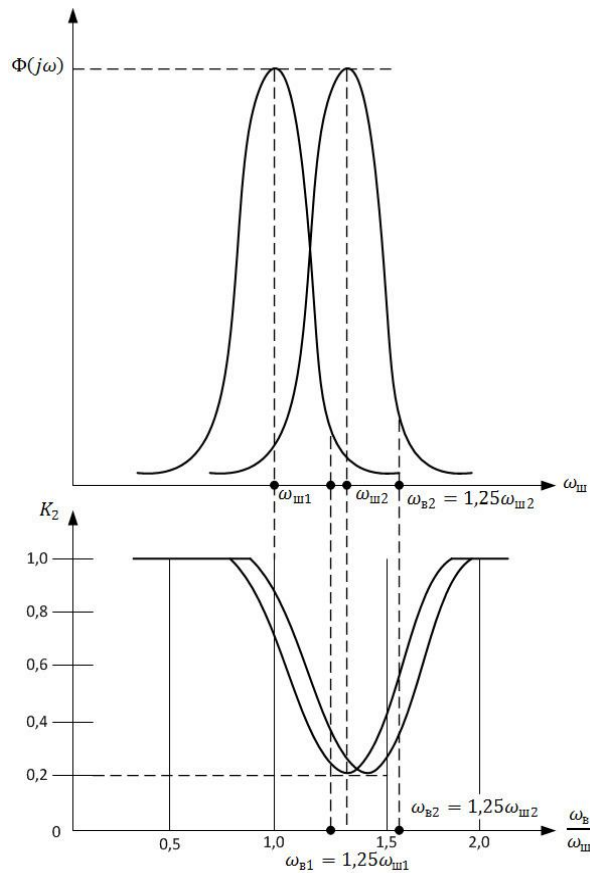


Рисунок 6.23 - Принцип отслеживания следящей системой виброгенератора изменений собственной частоты динамической системы

В качестве одного из возможных вариантов улучшения режима работы виброгенератора может быть предложен вариант со следящей системой, в которой частота виброгенератора автоматически изменяется пропорционально изменению собственной частоты динамической системы. При этом отношение $\frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}} = 1,25$ остается постоянным и система всё время функционирует при минимальном коэффициенте снижения момента сопротивления $k_2 = 0,2$, при этом потребляемая системой привода шнека мощность остается минимально возможной (рисунок 6.24).

6.3. Статистическая оценка энергетических показателей процесса разрушения горного массива комбайна MTS-250

Рассмотрим вопрос статистической оценки энергетических показателей комбайна MTS-250 при разрушении горного массива.

Энергопотребление шнекофрезерного комбайна является его одним из основных показателей, а снижение этого показателя - важной технической задачей. В общем случае расход энергии E на процесс разрушения горного массива определяется внешним моментом сопротивления, действующим на шнекофрезерный исполнительный орган $M_{\text{ш}}$, и угловой скоростью гидромотора:

$$E = k M_{\text{ш}} \omega_r t, \text{кВтч}, \quad (6.28)$$

где k — конструктивный коэффициент;

t — время, за которое определяется расход энергии, ч.

Выше показано, что внешний момент сопротивления $M_{\text{ш}}$ является случайной величиной и может быть описан как стационарный случайный процесс, представляющий собой сумму нормального случайного процесса, характеристики которого зависят от физико-механических свойств горного массива M_0 и случайного периодического процесса с равномерно распределенной в интервале $[-\pi, \pi]$ фазой, параметры которого

определяются настройкой виброреологического генератора — M_B , т.е. $M_{ш} = M_0 + M_B$. Дифференциальный закон распределения внешнего момента $p(M_{ш})$ получен в виде распределения В.И. Тихонова (формула 2.42).

Второй сомножитель в выражении (6.28) - угловая скорость гидромотора ω_r также претерпевает различные случайные изменения при работе комбайне, которые из-за нелинейности динамической системы определить теоретически достаточно сложно.

Для определения статистических характеристик величины $\omega_r = d\varphi_r/dt$ использована разработанная и описанная выше цифровая модель динамической системы комбайна MTS-250, осуществляющая управление работой шнека и виброреологического гидропульсатора. При моделировании задачи из этой модели использовались два сигнала: внешний момент сопротивления $M_{ш}$ (точка А на общей схеме рисунок 6.4) и угловая скорость гидромотора $d\varphi_r/dt$ (точка В).

Эти сигналы подаются на специально разработанную дополнительную цифровую модель, изображенную на рисунке 6.24.

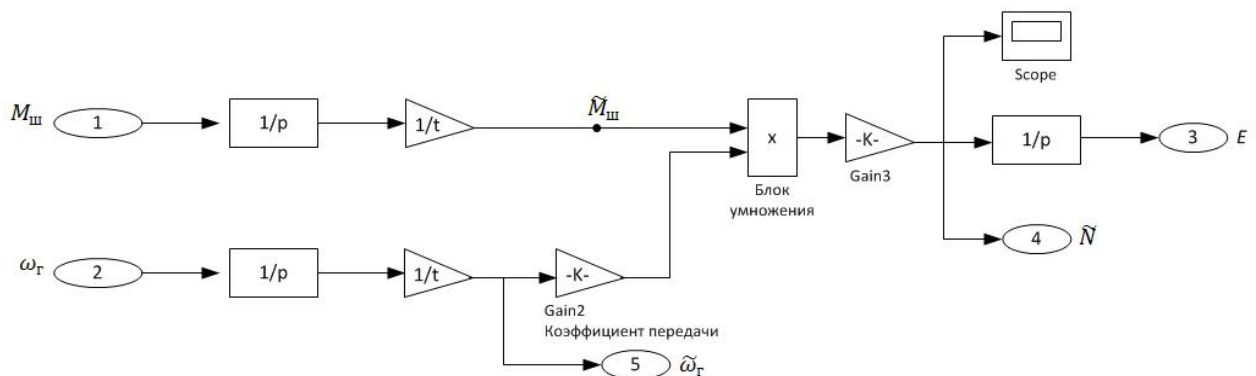


Рисунок 6.24 - Дополнительная цифровая модель для расчета усредненной мощности N и усредненного расхода энергии E

В модели для расчета потребляемой энергии имеются два входа, на которые подаются значения момента $M_{ш}$ (вход 1), и угловой скорости ω_r (вход 2), которые формируются в общей модели. Далее эти величины поступают на интеграторы, где они интегрируются на определенном

интервале времени Δt (час, смена, сутки и т.д.), а затем делятся на это время, тем самым находятся усредненные среднеинтегральные на интервале Δt величины момента $\bar{M}_{\text{ш}}$ и скорости $\bar{\omega}_r = \frac{d\varphi_r}{dt}$ (выход 5):

$$\bar{M}_{\text{ш}} = \left[\int_0^{\Delta t} M_{\text{ш}}(t) dt \right] / \Delta t, \text{ Нм}; \quad (6.29)$$

$$\bar{\omega}_r = \left[\int_0^{\Delta t} \dot{\varphi}_r(t) dt \right] / \Delta t, \text{ рад/с}. \quad (6.30)$$

Затем усредненные величины перемножаются, учитываются различные коэффициенты k_i и получается усредненная на интервале Δt мощность комбайна,

затрачиваемая на разрушение (выход 4):

$$\tilde{N} = \bar{M}_{\text{ш}} \bar{\omega}_r k_i, \text{ кВт}. \quad (6.31)$$

Если не осуществлять деления на временной интервал Δt , то можно получить расход энергии $E(t)$ (за час, смену, сутки соответственно) (выход 3):

$$E(t) = k \int_0^{\Delta t} M_{\text{ш}}(t) \omega_r(t) dt, \text{ кВтч}. \quad (6.32)$$

Если же разделить расход энергии E за время T на объем горной массы $V = QT$ (с использованием специального датчика объема), где Q — объемная производительность комбайна ($\text{м}^3/\text{ч}$), то можно получить удельный показатель e , равный

$$e = \frac{NT}{QT}, \frac{\text{кВтч}}{\text{м}^3}, \quad (6.33)$$

т.е. часовой расход энергии на кубометр произведенной продукции. В зависимости от того, как получен расход энергии этот показатель может быть усредненным или вероятностным; в результате моделирования [52, 37] получается среднее значение расхода энергии m_e , его дисперсия D_e и закон распределения удельного расхода энергии $p(e)$.

Выводы по главе

1. Для получения дополнительных практических результатов, которые крайне сложно получить при помощи теоретического анализа, в работе выполнено в статистической постановке моделирование задачи о поведении динамической системы привода при воздействии на неё внешнего момента, описываемого как стационарный случайный процесс с заданными характеристиками. Для этих целей, создана цифровая модель, реализующая на базе генератора "белого шума", случайный процесс, эквивалентный по своим статистическим характеристикам внешнему случайному моменту. Цифровая модель может перенастраиваться, моделируя режимы работы комбайна с горными породами, обладающими различными физико-механическими свойствами (вязкие, хрупкие и т.д.).

2. Определена одна из передаточных функций динамической системы комбайна, устанавливающая связь между возмущением в виде внешнего суммарного случайного момента и амплитудой колебаний момента дизеля; передаточная функция соответствует узкополосной динамической системе с собственной частотой 65 рад/с и полосой пропускания не более 7,5 рад/с. Из-за вида передаточной функции низкочастотные дорезонансные составляющие спектральной плотности внешнего возмущающего момента несущественно воздействуют на динамическую систему, тогда как высокочастотные резонансные составляющие спектральной плотности возмущающего момента вызывают увеличение высокочастотных составляющих спектральной плотности реакции системы.

3. Предложен аналитический метод расчета нагрузок на элементы привода силовой установки карьерного комбайна при статистическом характере возмущающей нагрузки. В рамках принятой для анализа корреляционной теории статистические характеристики реакции определены при помощи соответствующих передаточных функций, получаемых с использованием разработанной цифровой модели динамической системы, спектральной плотности и математического ожидания возмущения. С

использованием разработанной цифровой модели установлено, что передаточная функция динамической системы комбайна MTS-250 по амплитуде колебаний момента дизеля является узкополосной и слабонелинейной с полосой пропускания $\Delta\omega \approx 7,5 \text{ рад/с}$ и собственной частотой $\omega_{\text{ш}} \approx 65 \text{ рад/с}$. Получены и проанализированы зависимости вероятностных характеристик (математического ожидания и среднеквадратического отклонения) случайной амплитуды колебаний момента дизеля от физико-механических свойств разрабатываемого горного массива, его напряжения разрушения, временного характера изменения этого напряжения по углу зоны резания, а также параметров комбайна: момента инерции шнека, крутильной жесткости элементов системы, общей жесткостной и демпфирующей характеристик динамической системы привода. Показано, что при увеличении крепости горных пород случайный возмущающий момент, обогащающийся высокочастотными составляющими, вызывает рост среднеквадратического отклонения амплитуды колебаний момента дизеля. Так при изменении физико-механической характеристики горного массива $\alpha_{\text{гм}}$ от значения $5,0 \text{ с}^{-1}$ до значения $45,0 \text{ с}^{-1}$ среднеквадратическое отклонение момента дизеля возросло от величины 15% от номинального момента дизеля $M_{\text{дн}}$ до 2,5% $M_{\text{дн}}$.

4. Разработана специальная дополнительная цифровая модель для статистического моделирования процесса нагружения динамической системы привода комбайна, позволяющая создавать случайный возмущающий момент, анализировать его спектральную плотность, а также корректировать ее в соответствии с задаваемыми зависимостями; возможно использование этой цифровой модели и для статистического анализа выходных реакций динамической системы, различных по физической природе. Моделированием установлено, что для крепких горных пород, характеризующихся экспоненциально-коррелированным возмущением с коэффициентом $\alpha_{\text{гм}} > 25 \text{ с}^{-1}$, более существенное значение приобретают амплитуды колебаний, определяемые резонансными высокочастотными

составляющими спектральной плотности возмущения динамической системы. На основании числовых расчетов и выполненного статистического моделирования сделано заключение, что колебания возмущающего момента на входе динамической системы не оказывают существенного влияния на амплитуду колебаний момента дизеля, а следовательно, и производительность комбайна.

5. Случайная переменная массы груза, находящаяся внутри шнека, изменяет случайным образом собственную частоту колебаний динамической системы комбайна $\omega_{ш}$, что при постоянной частоте виброреологического генератора $\omega_{в}$ приводит к нарушению полученного в работе рационального соотношения между собственной частотой системы $\omega_{ш}$ и частотой виброреологического генератора $\omega_{в}$, равного $\omega_{в} \cong 1,25\omega_{ш}$. Это повышает теоретически обоснованный в работе рациональный коэффициент трения, достигаемый при виброреологическом эффекте. С использованием специально разработанной дополнительной цифровой модели установлено, что при заполнении грузом внутреннего объема шнека на 20% собственная частота динамической системы изменяется на 5,5 рад/с, что приводит к увеличению коэффициента трения шнека с породой от величины 0,2 до величины 0,45, т.е. влияние виброреологического эффекта уменьшается.

6. Существующая на комбайне система задания частоты виброреологического генератора $\omega_{в}$ постоянной во времени является неэффективной. Одним из возможных способов стабилизации виброреологического эффекта – это создание генератора, автоматически отслеживающего изменение собственной частоты динамической системы при работе комбайна и сохраняющего полученное рациональное соотношение между собственной частотой системы и частотой виброреологического генератора.

7. Предложен метод расчета статистической реакции элементов привода силовой установки карьерного комбайна при случайном характере возмущающей нагрузки. В рамках корреляционной теории статистические

характеристики реакции (математическое ожидание, дисперсия и выходная спектральная плотность) предлагается определять при помощи соответствующих передаточных функций динамической системы, получаемых с использованием разработанной цифровой модели, и спектральной плотности возмущения и математического ожидания нагрузки.

8. Разработана цифровая модель, позволяющая дать текущую статистическую оценку различных энергетических показателей процесса разрушения горного массива комбайном MTS-250.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований 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 от разрушения 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 $\omega_{ш}$ и частотой гидроимпульсатора $\omega_{в}$, равной $\omega_{в} = 1,25\omega_{ш}$ 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 $0,5\omega_{ш}$, также имеет место проявление виброреологического эффекта, но в значительно меньшей степени. При частотах импульсов генератора более $1,5\omega_{ш}$ 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 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 α 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 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 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 Tenova» для совершенствования конструкции карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом TSM 300.

Рекомендация и перспективы дальнейшей разработки темы: использование разработанной теории динамических процессов в системе гидрообъемной силовой 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 комбайна 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 при добычи алмазов, бокситов, фосфоритов, строительных материалов и угля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абдуазизов Н.А. Обоснование и выбор параметров системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. Канд. дисс., М., МГГУ, 2008, 141 с. с ил.
2. Алифов А.А. Об автоколебательной системе, взаимодействующей с источником энергии. - «Известия АН СССР. Сер. МТТ», 1977, № 1, с. 36-42.
3. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Л., «Машиностроение», 1975, 481 стр. с ил.
4. Баранов В.Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы / Баранов В.Н. Захаров Ю.Е. // М.: «Машиностроение», 1977. 325с.
5. Барон Л.И. Методика определения контактной прочности горных пород. / Барон Л.И., Глатман Л.Б., Мельников А.Н. // -М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1976.
6. Барон Л.И. Разрушение горных пород механическими способами.; – М.: Издательство «Наука», 1966. – 278 с.
7. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы./ Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.// 2-е изд. Перераб., М., «Машиностроение», 1982, 423с. с ил.
8. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика, М., Машиностроение, 1972, 320с. с ил.
9. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие, М., ГНТИ «Машиностроительной литературы», 1963, 523с. с ил.
10. Беленков Ю.А. Надежность объемных гидроприводов и их элементов./ Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П. и др. // М., Машиностроение, 1977, 167с. с ил.
11. Белич Е.В. Испытание нового горно-режущего инструмента в шахтах Воркуты / Белич Е.В., Гусельников Л.М., Задков Д.А., Подосенов

А.А. // Горное оборудование и электромеханика №8, ООО «Издательство «Новые технологии», 2007, С 2-5.

12. Беляков Ю.И. Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах. М., «Недра», 1977. 295 с.

13. Берман В.М. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин. / Берман В.М., Берескунов В.Н., Цетнарский И.А. // М., Недра, 1982, 224с. с ил.

14. Берман В.М. Исследование и создание систем привода горных машин с турбомуфтами и объемными гидropередачами. Докт. дисс., М. ИГД им. А.А. Скочинского, 1971, 443с. с ил.

15. Блехман И.И. Метод прямого разделения движений в задачах о действии вибрации на нелинейные механические системы. – «Известия СССР. Серия Механика твердого тела», 1976, №6, с. 13-27.

16. Блехман И.И. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей поверхностью./ Блехман И.И., Молясян С.А. // – «Известия АН СССР. Серия Механика твердого тела», 1970, №4, с.4- 10.

17. Блехман И.И. Что может вибрация? О вибрационной механике и вибрационной технике.- М.: Наука, 1988.- 208 с.

18. Блюмин С.В. Исследование влияния гидравлических сопротивлений и тепловых режимов на параметры объемных гидроприводов горных машин для открытых работ, Канд. дисс, М., 1980, 179с. с ил.

19. Богданович П.Н. Трение и износ в машинах: Учебник для вузов./ Богданович П.Н., Прушак В.Я. // Мн.: Высшая школа, 1999.- 374с.: ил.

20. Бреннер В.А. Повышение эффективности работы гидромеханических исполнительных органов проходческих комбайнов [Текст] : В.А. Бреннер, А.Б. Жабин. Ан.В. Поляков [и др.] // Гидроструйные технологии – оборудование и опыт применения: Тез. докл. 2-ого междунар. семинара. - Москва. 2009. – С. 21-22.

21. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. Государственное издательство физико-математической литературы. М.: 1962. 564 с.
22. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ./ Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевский В.П. // Издательское объединение «Высшая школа», 1976, 368 с.
23. Владимиров В.М. Повышение производительности карьерных многоковшовых экскаваторов. / Владимиров В.М., Трофимов В.К. // М.: Недра, 1980, 312 с.
24. Волков Д.П. Машины для земляных работ: Учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / Волков Д.П., Крикун В.Я., Тотолин П.Е. и др. // - М.: Машиностроение, 1992-448с.:ил.
25. Гавриленко Б.А. Гидравлический привод. / Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. // М., «Машиностроение», 1968, 502с. с ил.
26. Генералов М.Б. Механика твердых дисперсных сред в процессах химической технологии.- Калуга, 2002.- 592 с.
27. Герике П.В. Разрушение горных пород дисковым инструментом машин для послойного фрезерования. Автореферат канд. дисс., Кемерово, Институт угля и углехимии СО РАН, 2005, 20 с.
28. Губенко А.А. Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна: диссертация кандидата технических наук: 05.05.06 / Губенко Антон Анатольевич.- Москва, 2011.- 137 с.
29. Глухарев К.К. Взаимодействия колебательной системы с двумя источниками энергии. / Глухарев К.К., Фролов К.В // – «Известия АН СССР. Сер. МТТ», 1971, №4, с. 65-71.
30. Гмурман В.Е. «Теория вероятностей и математическая статистика». — М.: «Высшая школа», 1977. 478 с.

31. Гончаревич И.Ф. Динамика горных машин с упругими связями. / Гончаревич И.Ф., Докукин А.В. // М.: «Наука», 1975. 212с.
32. Горовой А.И. Справочник по горнотранспортным машинам непрерывного действия. М.: «Недра», 1982, 191с. с ил.
33. ГОСТ Р 51047-97. Резцы для очистных и проходческих комбайнов. Общие технические условия. -М.: Госстандарт России, 1997. 20 с.
34. ГОСТ 27502-83. Надежность в технике. Система сбора и обработки информации. Планирование наблюдений, М., Изд-во стандартов, 1984.
35. Грабский А.А. Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна / А.А. Грабский // – М.: МГГУ, 2011.- 204 с..
36. Грабский А.А. Методологический подход к обеспечению безопасности по фактору пылегазовыделения при механическом разупрочнении углепородного массива. // ГИАБ, - МГГУ (Тематическое приложение - Безопасность), 2006. С 78-81.
37. 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.
38. 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. – С. 202-210.
39. Грабский А.А. Статистическое моделирование динамических процессов в шнекофрезерном комбайне MTS-250 // Научно практический журнал "Перспективы науки". Тамбов 2013. №1(40) - 125с. С.73-78.

40. Грабский А.А. Перспективы развития технологии горных работ карьерными комбайнами нового технического уровня // Строительные материалы. 2011. № 11. С. 73—75.

41. Грабский А.А., Анализ кинематических и силовых параметров транспортной системы карьерного комбайна // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), выпуск 11. – М., 2009. С 214-217.

42. Грабский А.А. Аналитическая модель производительности карьерного комбайна со шнеко-фрезерным рабочим органом. // 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.

43. 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.

44. Грабский А.А. Исследование динамических и тепловых процессов в системах гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с шнекофрезерным рабочим органом. Сборник статей. – М.: Отдел печати МГГУ, 2010. – 90 с.

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

46. 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 исследованию, обработке и получению

современных материалов и сплавов". Оренбург 3-5 февраля 2014г. ООО "Университет" - 347с. С.222-239.

47. Грабский А.А. Современное состояние и перспективы развития конструкций карьерных комбайнов. // Горная промышленность (научно-технический журнал), №4 (92). – М.: Издательство ООО НПК «Гемос Лимитед», 2010, С. 60-62.

48. Грабский А.А. Основные факторы, определяющие уровень технической производительности карьерного комбайна. // Горный журнал № 7 – М.: Изд-во «Руда и металлы» 2010. С. 70-74.

49. Грабский А.А. Обоснование параметров вооружения рабочих органов карьерного оборудования. / Грабский А.А., Свиначук В.П. // Уголь № 10 – М.: Издательство ООО «Редакция журнала «Уголь» 2010. С. 29-31.

50. Грабский А.А. Техническая производительность карьерного комбайна. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), выпуск 10. – М.: Изд-во МГГУ, 2010. С. 206-210.

51. Грабский А.А. Анализ параметров технологического нагружения основных механизмов карьерного комбайна за цикл его работы. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), выпуск 10. – М.: Изд-во МГГУ, 2010. С. 211-219.

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

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

54. Грабский А.А. Динамика взаимодействия шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с породным массивом/ А.А. Грабский // Уголь. № 12 – М.: Изд-во МГГУ, 2012. - С. 54.

55. Грабский А.А. Карьерный комбайн как динамическая система с обратной связью/ А.А. Грабский // Уголь. № 9 – М.: Изд-во МГГУ, 2012. - С. 43.

56. 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». – М.: Изд-во МГГУ, 2012 – С. 484-500.

57. Грабский А.А. Установление дифференциального закона распределения полного момента сопротивления на шнекофрезерном рабочем органе карьерного комбайна / А.А. Грабский// Горная промышленность №5 (105). – М.: Изд-во МГГУ, 2012 – с.91-95.

58. Грабский А.А. Анализ динамического нагружения шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна статистическим методом/ А.А. Грабский // Горная промышленность № 4 (104). – М.: Изд-во МГГУ, 2012 – с.158-160.

59. Григорьев А.С. Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций. Автореферат Канд. дисс. М.: МГГУ, 2005, 23с.

60. Докукин А.В. Исследования и оптимизация гидропередач горных машин. / Докукин А.В., Берман В.М., Рогов А.Я. и др. // М.: «Наука», 1978, 196 с., с илл.

61. Докукин А.В. Динамические процессы горных машин. / Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. и др. //-М.: «Наука», 1972, 212с.

62. Жабин А.Б. Гидромеханические исполнительные органы проходческих комбайнов [Текст] : А.Б. Жабин, А.В. Поляков, В.В. Антипов [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. - №4. – С. 12 - 16.

63. Замышляев В.Ф. Сравнительный анализ результатов аналитических и экспериментальных исследований момента сопротивления

вращению шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна./ Замышляев В.Ф., Грабский А.А., Кузиев Д.А., Абдуазизов Н.А. //Горный информационно-аналитический бюллетень, выпуск 11. – М.: Изд-во МГГУ, 2007, С.15-23.

64. Захаров Ю.Н. Физико-технические основы высокочастотного контактного способа разрушения горных пород. Автореферат Докторской Диссертации / Захаров Ю.Н. // - М., 1993.- 35с.

65. Кантович Л.И. Влияние конструктивных, технологических и виброреологических параметров на производительность карьерного комбайна со шнеко-фрезерным рабочим органом / Кантович Л.И., Грабский А.А. // Горное оборудование и электромеханика №1, ООО «Издательство «Новые технологии», 2009, С 5-11.

66. Кантович Л.И. Устройство для прогнозирования остаточного ресурса и физико-механических свойств материала при неразрушающем контроле, / Кантович Л.И., Александров В.Е., Грабский А.А. и др. // Патент РФ №2338177, Гос. Реестр изобретений РФ, 10.11.2008.

67. Кантович Л.И. Резец горной машины, / Кантович Л.И., Первов К.М., Грабский А.А. и др. // Авт. свид. СССР №1704518, Бюл. изобр. № 9, 1991.

68. Кантович Л.И. Определение физико-механических свойств горных пород по параметрам разрушения / Кантович Л.И., Первов К.М., Грабский А.А. // Комплексные исследования физических свойств горных пород и процессов: Тезисы докладов IX Всесоюзной научно-технической конференции. –М., 1987, -С. 11.

69. Квагинидзе В.С. Ремонтная технологичность металлоконструкций карьерных механических лопат на угольных разрезах Севера. / Квагинидзе В.С., Радкевич Я.М., Русихин В.И. // М.: Изд-во МГГУ, 1997, 224 с.

70. Квагинидзе В.С. Эксплуатация карьерного оборудования. / Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б. // М.: Изд-во МГГУ «Горная книга», 2007, 587 с. с ил. (ОСВОЕНИЕ СЕВЕРНЫХ ТЕРРИТОРИЙ).
71. Кекелидзе З.Ш. Определение рациональных геометрических параметров и углов установки поворотных резцов для проходческих комбайнов. Канд. дисс., Тбилиси, 1981, 211 с.
72. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин. / Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Б. // М.: «Недра», 1973, 504с. с ил.
73. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы», - М.: «Машиностроение», 1979.- 319с., ил.
74. Койфман М.И. Скоростной комплексный метод определения механических свойств горных пород // Механические свойства горных пород. –М.: Изд-во АН СССР, 1963.
75. Кокс Д. Статистический анализ последовательностей событий. / Кокс Д., Льюис П. Пер. с англ., под. ред. Н.П. Бусленко. //М.: «Мир», 1969, 312 с. ил.
76. Кондаков Л.А. Машиностроительный гидропривод. / Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. и др. //Под ред. В.Н. Прокофьева, М.: «Машиностроение», 1978, 495с. с ил.
77. Комаров Е.И. Разработка эффективной техники и безопасной технологии послойной выемки скальных пород на карьерах. Автореферат докт. дисс., М., МГОУ, 2003, 32 с.
78. Кох П.И. Надежность и долговечность одноковшовых экскаваторов. М.: Изд-во «Машиностроение», 1966, 136 с. с ил.
79. Крагельский И.В. Узлы трения машин. Справочник. / Крагельский И.В., Михин Н.М. // - М.: Машиностроение, 1984.- 280с. ил.
80. Крамер Г. Математические методы статистики.- М.: Мир, 1975.

81. Красников Ю.Д. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. / Красников Ю.Д., Хургин З.Я., Нечаевский В.М. //Под ред. чл.-кор. АН СССР А.В. Докукина. М., «Недра», 1983. 264 с.

82. Кузиев Д.А. Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна. Канд. дисс., М., МГГУ, 2007, 111 с. с ил.

83. Курбатов В.М. Прибор для определения износа резцов // Науч. сообщ. ИГД им. А.А. Скочинского. –М., 1979. – Вып. 179. – С. 35-38

84. Кучерский Н.И. Технология разработки Джерой-Сардаринского месторождения фосфоритов открытым способом. / Кучерский Н.И., Толстов Е.А., Мазуркевич А.П. и др. // Горный журнал.-2001.-№ 9, С 17-20.

85. Кучерский Н.И. Кызылкумский фосфоритный комплекс: поэтапное освоение месторождения фосфоритов. / Кучерский Н.И., Толстов Е.А., Михин О.А., Мазуркевич А.П., Иноземцев С.Б. // Горный вестник Узбекистана.-2001.-№ 1, С 4-9.

86. Лазариди А.П. Исследование надежности гидропривода некоторых экскаваторов в условиях Туркменской ССР. Автореферат канд. дисс., Ташкент, ТИИИМСХ, 1975, 26 с. с ил.

87. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники, т.1.- М.: Сов радио, 1969.- 752 с.

88. Линник В.Ю. Повышение эффективности функционирования шнековых исполнительных органов очистных комбайнов в различных условиях применения. Автореферат канд. дисс., М., МГГУ, 2004, 20 с.

89. Малиновский Е. Ю. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Малиновский Е. Ю., Зарецкий Л.Б., Беренгард Ю.Г. и др. // Под ред. Е. Ю. Малиновского.-М.: «Машиностроение», 1980. 216с., ил.

90. Матвеев С.В. Упругопластическое состояние тяжелых тел, ослабленных отверстиями. Автореферат канд. дисс., Чебоксары, ЧГПУ, 2007, 16 с.

91. Махно Д.Е. Техническое обслуживание и ремонт экскаваторов на карьерах Севера. / Махно Д.Е., Шадрин А.И., Макаров А.П., и др. // г.Иркутск. Изд-во Иркутского университета, 1993, 200 с.
92. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-3. Надежность машин / В.В. Ключев, В.В. Болотин, Ф.Р. Соснин и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. 2001. – 592 с., ил.
93. Медников Н.Н. Методика расчета производительности роторных экскаваторов и фрезерных комбайнов применительно к технологическим схемам разработки вскрышных пород фосфоритного карьера. Навои НГГИ / Медников Н.Н., Сытенков В.Н. // Горный вестник Узбекистана №1, 2001. С. 88-91.
94. Морозов В.И. Очистные комбайны: Справочник / Морозов В.И., Чуденков В.И., Сурина Н.В. // Под общей ред. В.И. Морозова. –М.: Издательство МГГУ, 2006. – 650 с.: ил.
95. Муминов Р. О. Обоснование и выбор динамических параметров вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка: диссертация кандидата технических наук / Муминов Р. О.- Москва, 2012.- 115с.
96. Образцов А.И. Горно-геологические особенности разработки участка Ташкура Джерой-Сардаринского фосфоритового месторождения. / Образцов А.И., Норкин Н.А., и др. // Горный вестник Узбекистана.-2001.-№ 1, С 17-19.
97. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. Под ред. А.В. Докукина.- М.: Недра, 1983.-264 с.
98. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. М.: «Машиностроение», 1966, 160 стр. с ил.
99. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. – М.: МГИ, 1992, 160 с.

100. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Учебное пособие. Часть II. Разделы 4, 5, 6 и 7 – М.: МГГУ, 1993, 229 с.

101. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. / Пановко Я.Г., Губанова И.И. // - М.: «Нука», 1967, 420с., с ил.

102. Первов К.М. К вопросу оценки эффективности разрушения горных пород // Научные основы создания высокопроизводительных комплексно-механизированных и автоматизированных шахт. –М.: МГИ, 1978. – Вып. 12. – С. 116-117.

103. Первов К.М. Ресурсосберегающая технология в производстве горнорезущего инструмента / Первов К.М., Антонов В.П., Грабский А.А. // Малооперационная технология разработки угольных месторождений с применением комплексов агрегатов и автоматических манипуляторов: Сб. науч. тр. МГИ. –М.: 1986. С. 56-58.

104. Первов К.М. Выбор и обоснование параметров поворотных резцов для разрушения крепких горных пород / Первов К.М., Грабский А.А. // Тезисы докладов VIII Республиканской научно-технической конференции молодых специалистов и ученых. – Кохтла-Ярве, 1986, -С. 12.

105. Пихлер М. Расширение производства – фактор, стимулирующий применение новой горной техники. / Пихлер М., Гуськов В.А., Панкевич Ю.Б., Иванов Ю.Н. // Горноая промышленность №2 (78), ООО НПК «Гемос Лимитед», 2008, С 93-96.

106. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: (ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ). Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МГГУ, 2007. – 680 с.: ил.

107. Подэрни Р.Ю. Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса (на примере роторного экскаватора). - Докт. дисс. М.: МГИ, 1972, 351с.

108. Подэрни Р.Ю. Определение полей вариации относительных параметров режимов бурения горных пород. / Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р., Сайдаминов И.А. // В кн. Проблемы и перспективы развития горной техники,- М., МГГУ, 1995, с.44-49.

109. Подэрни Р.Ю. Влияние эффективного коэффициента трения породы о шнек на техническую производительность карьерного комбайна с шнекофрезерным рабочим органом. / Подэрни Р.Ю., Грабский А.А., Кузиев Д.А. // Горный информационно-аналитический бюллетень, выпуск 7.- М.: Изд-во МГГУ, 2007, стр. 5-10.

110. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., стер.- М.: Изд-во МГГУ, 2002.- 453с.

111. Райханова Г.Е. Обоснование и выбор параметров силовой установки механизированного комплекса для измельчения смерзшегося угля: диссертация кандидата технических наук. / Райханова Г.Е.- Москва, 2011.- 125с.

112. Роштова А.Н. Предельное и упругопластическое состояние тел при отрыве. Автореферат канд. дисс., Чебоксары, ЧГПУ, 2007, 16 с.

113. Рудольф В. Успешное испытание комбайна KSM 2000 R фирмы KRUPP на разрезе «Талдинский». / Рудольф В., Вилнауэр Х., Штейнцайг Р.М., и др. // Горная промышленность №4, 1996. С. 9-11.

114. Рыльникова М.В. Геомеханика: Учебное пособие. / Рыльникова М.В., Зотеев О.В. // -М.: Издательский дом «Руда и Металлы», 2003.-140с.

115. Рязанцев С.Н. Исследование и выбор параметров шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для конкретных условий эксплуатации. Автореферат канд. дисс., М., ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, 2004, 24 с.

116. Сайдаминов И.А. Обоснование и выбор параметров и средств температурной адаптации гидрообъемных трансмиссий карьерного оборудования. Докт. дисс., М., МГГУ, 2003, 319с. с ил.

117. Сайдаминов И.А. Элементарные циклы работы основных механизмов бурового станка. // Социальн. и экономич. проблемы развит. Таджикистана, Матер. республик. научно-практич. конференц. Душанбе, 1998, с.80 - 82.

118. Сайдаминов И.А. Совершенствование кинематики и статики гидрообъемной силовой установки бурового станка //г. Душанбе, НПИЦентр Таджикистана, 2001, №14, серия 55.33.29.

119. Сандалов В.Ф. Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Канд. дисс. М.: МГИ, 1977, 143 с.

120. Скурыдин Б.И. Установление параметров инерционнго импульсного привода исполнительного органа роторного экскаватора. Автореферат Канд. дисс. М.: МГИ, 1985, 15с.

121. Слесарев Б.В. Обоснование параметров и разработка средств повышения эффективности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов. Автореферат канд. дисс. ИГД им. А.А. Скочинского 2005, 24 с., ил.

122. Солод В.И. Расчет и конструирование горных машин и комплексов. Учебное пособие. / Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. //- М.: МГИ, 1975, 160с.

123. Солод В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебник для вузов. / Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. //- М.: «Недра», 1982, 350с.

124. Солод В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. / Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. // –М., Недра, 1981, 503 с.

125. Справочник конструктора дорожных машин. Под редакцией И.П. Бородичева, М., «Машиностроение», 1973, 504с. с ил.

126. Супрун В.И. и др. Перспективная техника и технология для производства открытых горных работ. Учебное пособие, М.: МГГУ, 1996, 222 с ил.

127. Суровов А.В. Машины и оборудование для погружения свай: Учебник. / Суровов А.В., Лубнин В.В., Заикина В.З. // – М.: «Высшая школа», 1984. – 176 с., с ил.

128. Сысоев Н.И. Научные основы выбора параметров высокоэффективных режущих инструментов горных машин / Сысоев Н.И., Буренков Н.Н., Раков И.Я., Мирный С.Г. // Горное оборудование и электромеханика №10, ООО «Издательство «Новые технологии», 2007, С 13-20.

129. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника.- М.: Сов. радио, 1966.- 680 с.

130. Толстов Е.А. Технологические схемы открытой разработки Джерой-Сардаринского месторождения фосфоритов. / Толстов Е.А., Мальгин О.Н., Рубцов С.К. и др. // Горный журнал.-2003.-№ 8, С 40-44.

131. Толстой Д.М. К вопросу о роли нормальных перемещений при внешнем трении. / Толстой Д.М., Каплан Р.Л. // – В сб.: Новое в теории трения. М., «Наука», 1966, с. 42-59.

132. Толстой Д.М. Собственные колебания ползуна, зависящие от контактной жесткости и их влияние на трение. ДАН СССР, т.153, №4, 1963. 820 с.

133. Толстой Д.М. Роль собственных контактных колебаний нормального направления при трении. / Толстой Д.М., Борисова Г.А., Григорьева С.Р. // –В сб.: О природе трения твердых тел. Минск, «Техника», 1971, С. 116.

134. Трубецкой К.Н. Справочник открытые горные работы./ Трубецкой К.Н., Потапов М.Г., Веницкий К.Б., Мельников Н.Н. и др. // М.: Горное бюро, 1994, 590 с. с ил.

135. Трумбачев В.Ф. Методика моделирования массива горных пород методами фотомеханики. Ч. 1. Моделирование краевых задач механики сплошной среды. / Трумбачев В.Ф., Славин С.А. // –М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1974.
136. Ушаков Л.С. Математическая модель гидропневматической силовой импульсной системы на основе метода объектно-ориентированного моделирования [Текст] / Л.С. Ушаков, А.В. Щекочихин // Мир транспорта и технологических машин. 2012. № 1 (36). С. 64-70.
137. Филимонов Н.А. Выемочные и проходческие горные машины: Учебник для вузов. –М., Недра, 1958, 428 с.
138. Франкфурт М.М. Трехкомпонентный динамометр на тензометрических столбах / Франкфурт М.М., Лелека В.И., Глущенко В.С. // Горные машины и автоматика. – 1974. - №8. – С. 23-24.
139. Черненко Ж.С. Гидравлические системы транспортных самолетов. / Черненко Ж.С., Лаюсюк Г.С., Никулинский Г.Н., Швец Б.Я. // М., «Транспорт», 1975, 184с. с ил.
140. Штейнцайг Р.М. Фрезерные комбайны – эффективное оборудование для открытой разработки скальных пород. Мировая горная промышленность 2004-2005: история достижения, перспективы.- М.: НТЦ «Горное дело», 2005, С 296-318.
141. Frenyo P., Lange W. Die Auslegung von Schneidkopfen für optimale Leistung // Glückauf. – 1993. -№37. – С. 524-532
142. Kruppa V. Hypothesis, Models, and Theories and Verification Thereof in full profile Driving. Summary of the Thesis Towards the Degree of Doctor of technical Science. –Cosice., 1998. –С.47
143. Tokaoka S., Hayamizu., Misawa S. Studies on the fracture of rock by rotary cutters. Pt. I. Rock fracturing by disc cutter // Huxon korē kaūcu. I. of the Mining and Metallurg Institute of Japan, 1968, 84. - №960.-p. 427-432.

144. Untersuchungsbericht №262/93 Vergleichende Untersuchung von zwei russischen Kegelmeißeln (Fa. Pigma) und einem deutschen Standardmeißel für Schneidköpfe von Teilschnitt – Vortriebsmaschinen. – Essen, DMT, -1993. -23 s.

145. Verschleißprüfung an Rundschaftmeißeln. – Essen.: DMT, 1994. -28 s.

Wihgquist C., Hanson B., Roepke W., Myren T. Bureau of Mines Report of investigation // United States Department of the interior. -1985 – 17 c.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

TAKRAF GmbH
Представительство в Российской Федерации
105082 Москва/Россия
ул. Большая Почтовая 26 В, стр. 2, офис 515
Телефон +7 495 787 43 36
Факс +7 495 787 43 37
alexander.welikanow@takraf.com



TAKRAF GmbH - Представительство в Российской Федерации -
- 105082 Москва/Россия - ул. Большая Почтовая 26 В, стр. 2, офис 515

Ваш номер

Ваше письмо от

Наш номер, E-Mail
+7. 495. 787 4336
info@takraf.com

Наше письмо от
615-34/7-3

Дата
09.10.2011

Акт

**обсуждения развития теории
динамических и тепловых процессов
применительно к комбайну TSM 300.**

Акт презентации и обсуждения в г. Лауххаммер Германии научно-практических результатов диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича «Развитие теории динамических и тепловых процессов в системах силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна» на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – «Горные машины».

Der Akt

**der Diskussion über die Entwicklung der
Theorie der dynamischen und
thermischen Prozessen eingesetzt, um
TSM 300 kombinieren.**

Der Akt der Präsentation und der Erörterung in Lauchhammer Deutschlands der Wissenschaft-praktischen Ergebnisse der Dissertationsarbeit Herrn Grabski Alexanders «die Entwicklung der Theorie der dynamischen und thermischen Prozesse in den Systemen der hydroräumlichen Förderanlagen der Surface Miner» für die Bewerbung der akademischen Würde des Doktors der technischen Wissenschaften nach dem Beruf 05.05.06 – „die Bergmaschine“

F:\протокол Грабского\Brief.docx

Руководство фирмы:
Валтер Конг (Председатель правления)
Герт Фальбе

Местонахождение фирмы:
г. Лейпциг
Суд низшей инстанции г. Лейпциг, HRB 5836

ИНН: DE 152 465 437
Банковские реквизиты:
UniCredit Bank AG
Код банка: 880 200 86
Счет №: 8 446 776
IBAN: DE27 8802 0086 0008 4467 76
BIC: HYVEDE33M495



письмо от
09.10.2011

адрес

страница
2



Научно-практические результаты диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича рассмотрены и обсуждены 15 августа 2011 г. на машиностроительном предприятии «TAKRAF GmbH» tenova в г. Лауххаммер Германии.

Особенно актуальными признаются следующие результаты исследований по совершенствованию конструкций карьерных комбайнов со шнекофрезерным рабочим органом фирмы «TAKRAF GmbH» изложенные в диссертационной работе:

- **технические требования на модернизацию** привода рабочего органа и системы кондиционирования карьерных комбайнов, при эксплуатации на породах прочность более 50 МПа и диапазоне температуры окружающей среды (-40 C) – (+45 C);
- **методику статического и динамического расчета** гидроимпульсного привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна с оперативным регулированием частоты и амплитуды движущего крутящего момента;

Die wissenschaftlichen-praktischen Ergebnisse der Dissertationsarbeit Herrn Grabski Alexanders sind am 15. August 2011 auf dem Maschinenbauunternehmen "TAKRAF GmbH" Tenova in Lauchhammer Deutschlands betrachtet und besprochen.

Besonders aktuell anerkannt die folgenden Ergebnisse der Forschungen nach der Ausbau der Konstruktionen der Surface Miner mit dem Frästrommel der Firma "TAKRAF GmbH" dargelegt in der Dissertationsarbeit:

- **Die technischen Forderungen für die Modernisierung** des Antriebes der Frästrommel und des Systems der Konditionierung der Surface Miner, beim Arbeit mit der Gütern mit Festigkeit von mehr als 50 MPa und der Umwelttemperatur (-40C) - (+45C);
- **Die Methodik der statischen und dynamischen Berechnung** des Hydroimpulsantriebes der Frästrommel mit der operativen Regulierung der Frequenz und der Amplitude des bewegenden Drehmoments;



письмо от
09.10.2011

адрес

страница
3



- методику расчета и выбора рациональных параметров системы кондиционирования гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с охладителем в нагнетательной линии насоса подпитки; дренажной линии или с охладителем в линии параллельной гидробаку;
- математические модели взаимодействия шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна со слоем породы в зависимости от скорости фрезерования, геометрических параметров фрезерного барабана, силовых и кинематических параметров привода рабочего органа и мощности угольного пласта, а так же параметров рабочей жидкости гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна;
- математические модели температурного режима потока рабочей жидкости в нагнетательном коллекторе гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с охладителем в линии параллельной гидробаку, в зависимости от температуры окружающей среды
- Die Methodik der Berechnung und der Auswahl der rationalen Parameter des Systems der Konditionierung der hydroräumlichen Kraftanlage der Surface Miners mit dem Kühler in die Drucklinien der Einspeisungspumpe; der Dränagelinie oder mit dem Kühler in der Linie parallel dem Hydrotank;
- Die mathematischen Modelle der Wechselwirkung der Frästrommel der Surface Miner mit der Güterschicht je nach der Geschwindigkeit des Fräsens, der geometrischen Parameter der Frästrommel, der Kraft- und kinematischen Parameter des Antriebes der Frästrommel und die Schichtmächtigkeit, und ebenso der Parameter der Arbeitsflüssigkeit der hydroräumlichen Kraftanlage der Surface Miner;
- Die mathematischen Modelle des Temperaturregimes des Stroms der Arbeitsflüssigkeit in Druckkollektor der hydroräumlichen Kraftanlage der Surface Miner mit dem Kühler in der Linie parallel dem Hydrotank, je nach der Temperatur der Umwelt und

письмо от
09.10.2011

адрес

страница
4



и максимально допустимой температуры
рабочей жидкости дренажного потока.

der höchstzulässigen Temperatur der
Arbeitsflüssigkeit des Dränagestroms.

Руководитель подразделения
«TAKRAF GmbH» г. Лауххаммер,
дипломированный инженер

Г-н Гнилке М.

Leiter des Werkes in Lauchhammer
TAKRAF GmbH
Diplom Ingenieur

Gnille M.

Горный технолог фирмы
«TAKRAF GmbH» г. Лауххаммер,
дипломированный инженер

Г-н Неуманн Р.

Bergtechnologe
TAKRAF GmbH in Lauchhammer
Diplom Ingenieur

Neumann R.

Директор Представительства фирмы
«TAKRAF GmbH» в РФ,
кандидат экономических наук

Direktor der Vertretung
TAKRAF GmbH in Russland
Kandidat der Bergwissenschaft



Welikanow A.



tenova
TAKRAF

Приложение Б

«УТВЕРЖДАЮ»

Президент

ЗАО «Евроцемент групп»

Докт. экон. наук, проф.

Скороход М. А.

«03» октября 2011 г.



Акт внедрения

Научно-практических результатов диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича «Развитие теории динамических и тепловых процессов в системах силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна» на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – Горные машины.

Научно-практические результаты диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича рассмотрены и обсуждены 09 сентября 2011 г. на Научно-техническом Совете ЗАО «Евроцемент групп» г. Москва.

Научно-практические результаты диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича использованы при формировании плана научно-технических разработок производства строительных материалов на предприятиях ЗАО «Евроцемент групп». В приоритетных научно-технических разработках по эксплуатации карьерных комбайнов со шнекофрезерным рабочим органом были использованы следующие результаты диссертационной работы:

технические требования на модернизацию привода рабочего органа и системы кондиционирования карьерных комбайнов, при эксплуатации на предприятиях ЗАО «Евроцемент групп»;

методику статического и динамического расчета гидроимпульсного привода шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна с оперативным регулированием частоты и амплитуды движущего крутящего момента;

методику расчета и выбора рациональных параметров системы кондиционирования гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с охладителем в нагнетательной линии насоса подпитки; дренажной линии или с охладителем в линии параллельной гидробаку;

программное обеспечение для моделирования взаимодействия шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна со слоем породы в

зависимости от скорости фрезерования, геометрических параметров фрезерного барабана, силовых и кинематических параметров привода рабочего органа и мощности угольного пласта, а так же параметров рабочей жидкости гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна;

программное обеспечение для моделирования температурного режима потока рабочей жидкости в нагнетательном коллекторе гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна с охладителем в линии параллельной гидробаку, в зависимости от температуры окружающей среды и максимально допустимой температуры рабочей жидкости дренажного потока.

Расчетный годовой экономический эффект от применения систем модернизации карьерного комбайна обеспечивающих улучшение технико-экономических показателей повышения эффективности работы карьерного комбайна согласно таблице 1 и приведенного приложения 1 составит:

при выработке пластичных пород - 22,67 [млн.руб.],

при выработке хрупких пород - 32,7 [млн.руб.].

Таблица 1

Технико-экономические показатели повышения эффективности карьерного комбайна

№ п/п	Показатели	Единица измерения	Сравнительная оценка с базовым значением	Примечание
Конструкторско-технологические показатели				
1	Система генерирования колебаний вращения на шнекофрезерном рабочем органе	Амплитуда, частота Гц импульсов ($\omega \pm \Delta \omega, f$)	В базовой конструкции отсутствует. ($f_i=7,21$ Гц)	Для интенсификации виброреологического эффекта
2	Снижением эффективного коэффициента трения породы о шнек	f_z	на 68% с 0,55 до 0,16	Для пластичных и крепких хрупких пород при $1 \leq \nu_{отн} / \nu_n \leq 3$.
3	Увеличение удельной технической производительности	$\frac{П_{Т\gamma}}{\frac{м^3}{с} \cdot \frac{Ватт}{м^3}}$	в 2,15...3,2 раза в 1,6...2,4 раза	Для пластичных для хрупких пород
4	Возможность выемки породы более высокой прочности	σ (МПа)	$\sigma \geq 50$ МПа	Для крепких и хрупких пород
5	Уменьшение момента сопротивления при разрушении породы шнекофрезерным рабочим органом	(Н·м)	1,3 раза	При выемке различных пород

6	Уменьшение силы сопротивления движению карьерного комбайна – F_x	F_x (Н)	1,2 раза	При выемке различных пород
7	Снижение суммарной энергоемкости комбайна	(Н/м ²)	до 3,4 раза	При выемке различных пород
8	Увеличение ресурса элементов гидропривода без снижения его производительности	(час.)	Более чем в 2 раза	При выемке различных пород
Экономические показатели				
9	Увеличение часовой производительности до	(м ³ /час)	2811 2100	Для пластичных для хрупких пород
10	Увеличение годовой эксплуатационной производительности до	(млн. м ³)	3,4 2,03	Для пластичных для хрупких пород
11	Уменьшение расходов на ремонт гидропривода оборудования	(руб.)	в 2 и более раза	При выемке различных пород
12	Снижение себестоимости выемки м ³ горной породы	в %	на 30% на 27%	Для пластичных для хрупких пород
13	Годовой экономический эффект от применения систем модернизации	(млн. руб.)	22,67 32,7	Для пластичных для хрупких пород
14	Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений	(год)	Менее трех месяцев	При выемке различных пород

Приложение 1

Количество машино-часов работы комбайна в году определяется по формуле:

$$T_{\Gamma} = \frac{T_{\phi}}{1/t_{cm} \cdot k_{cm} + D_p + d_n/T_{ob}}, \quad (1)$$

где T_{ϕ} - годовой фонд рабочего времени;

t_{cm} - средняя продолжительность смены в машино-часах;

k_{cm} - коэффициент сменности работы оборудования;

D_p - простои во всех видах технического обслуживания и ремонта;

T_{ob} - продолжительность работы техники на одном объекте;

d_n - продолжительность одной перебазировки.

С учетом принятых условий эксплуатации количество машино-часов работы карьерного комбайна в год составляет $T_r = 1932$ машино-часа/в год.

Согласно технической документации наибольшая часовая производительность карьерного комбайна составляет $\Pi_{нб} = 2000$ м³/час, а наименьшая $\Pi_{нм} = 100$ м³/час. Т.о. средняя производительность составляет:

$$\Pi_{ср} = 0,5(\Pi_{нб} + \Pi_{нм}) = 1050 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Среднее значение увеличения удельной технической производительности составляет:

$$\text{для пластичных пород } \Delta_{T_{уср}} = 0,5(2,15 + 3,2) = 2,67;$$

$$\text{для хрупких пород } \Delta'_{T_{уср}} = 0,5(1,6 + 2,4) = 2.$$

Увеличенная часовая производительность карьерного комбайна, достигаемая при использовании разработанных систем, в среднем составит:

для пластичных пород	для хрупких пород
$\Delta\Pi_{ср} = \Delta_{T_{уср}} \cdot \Pi_{ср} = 2811 \text{ м}^3/\text{час};$	$\Delta\Pi'_{ср} = \Delta'_{T_{уср}} \cdot \Pi_{ср} = 2100 \text{ м}^3/\text{час}.$

В результате годовая эксплуатационная производительность комбайна (выработка «В» породы в миллионах м³) после его модернизации, при работе с использованием разработанных систем составит:

для пластичных пород,	для хрупких пород
$B = T_r \cdot \Delta\Pi_{ср} = 5.41 \text{ млн. м}^3;$	$B' = T_r \cdot \Delta\Pi'_{ср} = 4.06 \text{ млн. м}^3.$

Коэффициент изменения (увеличения) годовой эксплуатационной производительности $k_n = B / T_r \cdot \Pi_{ср}$ составит:

$$\text{для пластичных пород } k_n = 2,81,$$

$$\text{для хрупких пород } k_n = 2,09.$$

Т.о., увеличение годовой эксплуатационной производительности карьерного комбайна при добыче полезных ископаемых ΔB (в миллионах м³ породы), определяемое по формуле:

$$\Delta B = T_r \cdot (\Delta \Pi_{cp} - \Pi_{cp}) \text{ составит:}$$

для пластичных пород

$$\Delta B = 1932 \cdot 1761 = 3,4 \text{ млн. м}^3$$

для хрупких пород

$$\Delta B = 1932 \cdot 1050 = 2,03 \text{ млн. м}^3.$$

Расчет годового экономического эффекта «Э» от применения систем модернизации карьерного комбайна со шнекофрезерным рабочим органом выполнен в соответствии с отраслевой инструкцией по определению экономической эффективности новой техники и изобретений:

$$\mathcal{E} = (C_0 - C_1) \cdot V - E \cdot K_{\text{доп}}, \quad (2)$$

где C_0, C_1 – себестоимость горной породы соответственно до и после внедрения систем модернизации [руб/м³];

V – Объем вырабатываемой породы после внедрения систем модернизации [м³];

E – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, принимаемый равным $E = 0,15$;

$K_{\text{доп}}$ – дополнительные капитальные вложения на внедрения систем модернизации карьерного комбайна, которые согласно опыта внедрения не превышают 1% от балансовой стоимости комбайна.

Себестоимость горной породы после внедрения систем модернизации карьерного комбайна определяется по формуле:

$$C_1 = C_0 \cdot D \cdot Q_0 / Q_1 + C_0(1 - D) \text{ [руб/м}^3\text{]}; \quad (3)$$

где D – доля условно-постоянных затрат в себестоимости горной породы (горной массы), $D = 0,67$.

Q_0 и Q_1 – производительность комбайна непрерывного действия соответственно до и после его модернизации [м³/час].

С учетом полученных значений: $Q_0 = \Pi_{cp} = 1050 \text{ м}^3/\text{час}$ и Q_1

для пластичных пород,

$$Q_1 = \Delta \Pi_{cp} = 2811 \text{ м}^3/\text{час};$$

для хрупких пород

$$Q_1' = \Delta \Pi_{cp}' = 2100 \text{ м}^3/\text{час},$$

При начальной себестоимости горной породы $C_0 = 15,2 \text{ [руб/м}^3\text{]}$ получим согласно (3) себестоимость породы после внедрения систем модернизации:

для пластичных пород

$$C_1 = 15,2 \cdot 0,67 \cdot 1050/2811 + 15,2 \cdot (1 - 0,67) = 10,63 \text{ [руб/м}^3\text{]},$$

для хрупких пород

$$C_1 = 15,2 \cdot 0,67 \cdot 1050/2100 + 15,2 \cdot (1 - 0,67) = 11,0 \text{ [руб/м}^3\text{]}.$$

Т.о., процентное снижение себестоимости выемки одного м³ горной породы, рассчитываемое по формуле:

$$\Delta_C = (C_0 - C_1) / C_0 \cdot 100\%, \text{ составляет:}$$

$$\text{для пластичных пород } \Delta_C = (15,2 - 10,63) / 15,2 \cdot 100 = 30\%,$$

$$\text{для хрупких пород } \Delta_C = (15,2 - 11,0) / 15,2 \cdot 100 = 27\%.$$

В результате согласно (2) при $V = B = 5,41$ млн. м³ (для пластичных и хрупких пород) и $K_{\text{доп}} = 360000$ руб. годовой экономический эффект от применения систем модернизации карьерного комбайна составит:

при выработке пластичных пород

$$\mathcal{E} = (15,2 - 10,63) \cdot 5,41^6 - 0,15 \cdot 230000 = 22,67 \text{ [млн.руб.]},$$

при выработке хрупких пород

$$\mathcal{E} = (15,2 - 11,0) \cdot 5,41^6 - 0,15 \cdot 230000 = 32,7 \text{ [млн.руб.]}. \quad \text{Гуськов В. А.}$$

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений на внедрение систем, рассчитываемый по формуле:

$$T = K_{\text{доп}} / (C_0 - C_1) \cdot V \text{ составляет менее одного года } T < 1.$$

Руководитель департамента горных работ,
канд. экон. наук
ЗАО «ЕВРОЦЕМЕНТ групп»



Гуськов В. А.

Приложение В

"УТВЕРЖАЮ"

Председатель Совета директоров
ОАО ХК "СДС-УГОЛЬ"
Кандидат технических наук

 Рыбак Л.В.
(подпись)
"02" июля 2014 г.



Акт внедрения

теоретических и практических результатов диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича **"Развитие теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки шнекофрезерного карьерного комбайна"** на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 - Горные машины.

Теоретические и практические результаты диссертационной работы Грабского Александра Адольфовича по развитию теории динамических процессов в системе привода силовой установки шнекофрезерного карьерного комбайна, заключающиеся:

- в установлении статистического характера возмущающих нагрузок, действующих на исполнительный орган карьерного комбайна; обосновании целесообразности использования при анализе динамических процессов корреляционной теории случайных процессов; в определении корреляционной функции и дифференциального закона распределения случайных нагрузок при наличии дополнительного виброреологического возмущения;
- в разработке математической модели динамической системы привода, в которой колебаниями вращающихся частей двигателя и насосов можно пренебречь;
- в раскрытии механизма возникновения виброреологического эффекта при взаимодействии шнека с породой, где теоретически доказано, что касательная составляющая реакции горного массива может снижаться в два раза, а силы трения - до нуля;

- в разработке общей цифровой модели динамической системы привода комбайна, состоящей из взаимосвязанных цифровых моделей отдельных элементов; путем моделирования на ЭВМ установлены значения: коэффициентного снижения касательной составляющей реакции забоя, равное 0,6; коэффициента снижения сил трения, равное 0,2; это имеет место при частоте гидроимпульсов, равной 1,25 частоты собственных колебаний шнекофрезерного рабочего органа; при этом соотношении минимизируется мощность привода, затрачиваемая на разрушение горного массива;
- в обосновании статистического метода расчета нагрузок на элементы привода карьерного комбайна, с использованием которого, в частности, показано, что при увеличении крепости горных пород происходит рост дисперсии угловой скорости в дизеле;
- в доказательстве того, что переменная случайная масса груза, находящаяся внутри шнека, изменяет частоту собственных колебаний динамической системы, что приводит к увеличению коэффициента трения и уменьшению виброреологического эффекта; отмечается: что существующая на комбайне система создания виброреологического эффекта путем задания постоянной во времени частоты генератора является неэффективной; в предложении создан генератор, автоматически отслеживающий изменение собственной частоты динамической системы привода и сохраняющий полученное рациональное соотношение между собственной частотой системы и частотой генератора;
- в разработке специальной цифровой модели, позволяющей совместно с общей моделью динамической системы дать статистическую оценку энергетических показателей процесса разрушения горного массива комбайном MTS-250

приняты при формировании плана приоритетных технических разработок угледобывающих предприятий ОАО ХК "СДС-УГОЛЬ".

Вице-президент ЗАО ХК
"СИБИРСКИЙ ДЕЛОВОЙ СОЮЗ"
Доктор технических наук



Щадов В.М.

Заместитель генерального директора
По инновациям и науке
ОАО ХК "СДС-УГОЛЬ",
Доктор технических наук




Ефимов В.И.

Приложение Г

«Утверждаю»



«_02_» июля 2014г.


Заместитель генерального директора
по новациям и науке ОАО ХК «СДС-
УГОЛЬ» д.т.н. Ефимов В.И.

МЕТОДИКА

«Расчета и оценки производительности карьерных шнекофрезерных комбайнов, оборудованных генератором импульсов давления, в условиях действия виброреологического эффекта».

Разработчик:



к.т.н., проф., А.А. Грабский

Москва

2014

Приложение Д

ООО «МЕТРОСПЕЦМАШ»

Юридический адрес:
107143, Москва, ул. Тагильская 4 стр. 15
р/сч 40702810900180003803 в ПАО «МинБанк»
к/с 30101810300000000600
ИНН: 7718929200, КПП: 771801001
БИК: 044525600

Почтовый адрес: РФ, 105615, г. Москва
Измайловское шоссе, 71, корп. 4-ГД, оф. № 5Д2
тел: 8(495)737-71-99; 8(967)028-39-08
E-mail: aleksandr_zhukov@mail.ru

« 15 » 06 20 15 г. № 124-К

Акт**внедрения результатов научно-исследовательской работы**

Настоящий акт составлен по факту внедрения на производстве результатов докторской диссертации профессора Грабского Александра Адольфовича «Развитие теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна» (научная специальность 05.05.06 – «Горные машины»).

Констатируем, что на производстве нашли внедрение рекомендации профессора Грабского А.А. по использованию выявленных в диссертации закономерностей повышения производительности механизмов разрушения горных пород при проведении горных выработок в тоннелях на основе использования эффективности виброреологических параметров рабочих органов механизмов прокладки.

Генеральный директор
ООО «Метроспецмаш»

