

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ «МИСИС»**

*На правах рукописи*

**Ляпин Дмитрий Геннадьевич**

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ИНЕРЦИОННОГО ГЕНЕРАТОРА КОЛЕБАНИЙ ДВИЖУЩЕГО  
МОМЕНТА РАБОЧЕГО ОРГАНА КОМПАКТНОГО РОТОРНОГО  
ЭКСКАВАТОРА**

**Специальность 05.05.06 – Горные машины**

**ДИССЕРТАЦИЯ**

**на соискание ученой степени кандидата технических наук**

**Научный руководитель  
кандидат технических наук,  
доцент Кузиев Д.А.**

**МОСКВА 2017**

## Оглавление

<b>Введение</b> .....	3
1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования.....	10
1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций роторных экскаваторов.....	10
1.1.1 Современное состояние добычи угля экскаваторами непрерывного действия в РФ и за рубежом.....	10
1.1.2 Современные конструкции компактных роторных экскаваторов.....	12
1.2 Анализ технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов.....	27
1.3 Основные результаты исследований нагрузок в трансмиссиях приводов рабочего органа роторного экскаватора.....	32
1.4 Цель, задачи исследования.....	38
<b>Выводы по главе</b> .....	39
2 Закономерности формирования сил сопротивления при экскавации породной ленты рабочим органом компактного роторного экскаватора.....	41
2.1 Кинематические особенности рабочего процесса компактного роторного экскаватора с рабочим органом центробежной разгрузки.....	41
2.2 Особенности взаимодействия центробежного рабочего органа в зоне его фрикционного контакта с породной лентой.....	47
2.3 Модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами.....	56
2.4 Влияние движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил на эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения.....	64
<b>Выводы по главе</b> .....	72
3 Исследование влияния параметров инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО компактного роторного экскаватора на эффективность его работы.....	76
3.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах рабочих органов горных машин.....	76
3.2 Исследования влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой.....	82
3.3 Исследование эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО.....	96
<b>Выводы по главе</b> .....	107
<b>Заключение</b> .....	112
<b>Список литературы</b> .....	116
<b>Приложение</b> .....	122

## Введение

**Актуальность работы.** Сегодня 66% угольных ресурсов сосредоточено в Западной и Восточной Сибири, 28% – в Дальневосточном регионе и около 6% – в европейской части и на Урале. Согласно Долгосрочной программе развития угольной промышленности России на период до 2030 г., принятой в 2014 г., добыча угля при благоприятной конъюнктуре рынка составит до 480 млн тонн, при этом около 70% придется на открытый способ добычи. Наибольшее развитие должны получить в РФ: Канско-Ачинский, Кузнецкий, Иркутский, Южно-Якутский бассейн и Экибастузский – в Республике Казахстан и другие угольные месторождения. Одной из важнейших задач, решение которой будет способствовать увеличению добычи угля до запланированных программой объемов, является, в частности, совершенствование существующего и разработка нового экскавационного оборудования непрерывного действия.

В ближайшей перспективе добыча угля будет осуществляться, в первую очередь за счет интенсификации открытых горных работ на действующих разрезах, их реконструкции и технического переоснащения, за счет высокопроизводительного оборудования непрерывного действия, как с традиционными линейными размерами рабочего оборудования, так и с уменьшенными их линейными размерами (с удельным усилием копания до  $K_F = 2,5$  МПа ( $25 \text{ кг/см}^2$ )).

Известно, что применение экскаватора с рабочим органом (РО) центробежной разгрузки породы по сравнению с экскаватором, имеющим гравитационную разгрузку РО, при равной производительности позволяет: – уменьшить в 2 раза диаметр РО; – снизить до 40% усилие копания при меньшем в 3,5 раза крутящем моменте и, соответственно, массу экскаватора в целом; – за счет расположения РО вдоль продольной оси стрелы экскаватора снизить на нее крутильную нагрузку, уменьшить боковой угол подхода колеса к забою и сформировать устойчивый угол откоса уступа; – получать более однородный гранулометрический состав (без крупных кусков), что особенно ценно при добыче энергетических углей. Следует отметить, что роторные экскаваторы с РО центробежного типа выпускались в СССР Донецким машиностроительным заводом и достаточно эффективно

эксплуатировались на угольных разрезах России, Казахстана и Узбекистана в течение длительного времени.

Несмотря на достоинства компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки исследователи отмечают, что он имеет следующие недостатки, а именно: значительное пылеобразование при экскавации сухой породы, например, угля и повышенный расход энергии (до 15%) за счет преодоления трения.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора, позволяющих максимально возможно снизить момент сопротивления трению и эффективно эксплуатировать карьерный компактный роторный экскаватор в различных горно-геологических условиях, является **актуальной научной задачей.**

**Степень научной разработанности темы исследования.** Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов машин при заданных характеристиках породы (угля) и влияния вибрационных сил на эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения нашли достаточно широкое отражение в научных трудах действительных членов АН СССР Челомея В.Н., Артоболевского И.И., действительного члена РАН Блехмана И.И., докторов технических наук Крагельского И.В., Моласяна С.А., Ушакова Л.С., Протасова Ю.И., Беякова Ю.И., Грабского А.А., кандидатов технических наук Григорьева А.С., Кузиева Д.А., Губенко А.А., Клементьевой И.Н. и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути повышения производительности машин (включая горные) за счет снижения динамических нагрузок (включая снижение сил трения). Однако в настоящее время в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния на уровень производительности горных машин динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия РО в зоне его фрикционного контакта с породой. Отсутствует математическое описание механизма упругих контактных высокочастотных периодических (вибрационных)

колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами.

В связи с этим исследования, направленные на обоснование и выбор рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента РО компактного роторного экскаватора, по-прежнему остаются **актуальными**.

**Целью работы** является установление зависимостей формирования рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора, уменьшающих трение в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом.

**Основная идея работы** заключается в снижении момента трения РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора об угольный массив за счет оснащения трансмиссии его привода инерционным генератором гармонических колебаний движущего момента с рациональными параметрами.

**Задачи исследования.** Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций компактных роторных экскаваторов;
- **анализом и установлением** критериев технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов;
- **установлением** закономерностей формирования сил сопротивления при экскавации породной ленты рабочим органом компактного роторного экскаватора;
- **разработкой** модели упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами;
- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах рабочих органов горных машин;
- **установлением** влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой;

- **разработкой** многопараметрических моделей эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО;

- **разработкой** комплекса научно технических мероприятий, позволяющих эффективно эксплуатировать карьерный компактный роторный экскаватор с генератором импульсов вынужденных колебаний движущего момента в приводе его рабочего органа при различных горно-геологических условиях.

**Научное значение работы заключается в установлении полученных впервые аналитических зависимостей:**

- величины относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний массы рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях движения рабочего органа в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру от нуля до 0,75;

- окружного и бокового усилий на рабочем органе при действии на него движущих периодических высокочастотных (вибрационных) колебаний от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа и от центрального угла ширины породной ленты при заданных: – эффективном коэффициенте внешнего сухого трения скольжения; – коэффициентах сопротивления породы копанию и динамичности нагрузки привода вращения рабочего органа; – КПД приводов вращения и подачи РО; – отношении боковой к касательной составляющей скоростей и их кинематических углов;

- массы одного дебаланса инерционного генератора от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру РО для различных значений удельного усилия сопротивления породы копанию.

**Практическое значение исследования состоит в разработке:**

- **принципиальной** схемы инерционного генератора гармонических колебаний движущего момента РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора;

- инженерной методики и программного обеспечения для расчета и выбора рациональных статических и динамических параметров трансмиссии

инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора.

**Методы исследования.** При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод, включающий анализ теоретических и экспериментальных исследований в области параметров трансмиссий приводов рабочих органов горных машин при их взаимодействии с породным массивом. Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием пакета прикладных программ Math Cad.

### **Основные научные положения, выносимые на защиту:**

- трехмерная многопараметрическая математическая модель относительного эффективного коэффициента трения скольжения в функции частоты вынужденных колебаний движущего момента в плоскости вращения рабочего органа и отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру, отличающаяся учетом: – физико-механических свойств угля; – линейных и инерционных параметров рабочего оборудования роторного экскаватора и отношением боковой к касательной составляющей скоростей вращения рабочего органа;
- трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, позволяющая количественно установить влияние отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа (при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления его вращения) на частоту вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора в каждой из трех плоскостей его взаимодействия с забоем, отличающаяся учетом конструктивных и инерциальных параметров рабочего органа и верхнего строения экскаватора;
- минимальный уровень относительного эффективного коэффициента трения скольжения (момента сопротивления трению) в зоне фрикционного контакта рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора с угольным массивом достигается применением в его приводе вращения генератора

гармонических одночастотных колебаний движущего момента с рациональными кинематическими и инерционными параметрами;

- многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке им угольного уступа вертикальными стружками, отличающаяся учетом влияния на уровень его удельной технической производительности в плотном теле затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения и поворота верхнего строения экскаватора.

**Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается корректностью постановки задач исследований. Научные положения, выводы и рекомендации обоснованы достаточным объемом **аналитических исследований**, базирующихся на апробированных положениях математической статистики, теории упругости, теоретической механики и математического моделирования. Относительная ошибка результатов математического моделирования в пакете прикладных программ Math Cad составляет менее одного процента.

**Соответствие паспорту специальности.** Работа посвящена обоснованию и выбору динамических параметров трансмиссии привода рабочего органа компактного роторного экскаватора и соответствует: п.1 «Изучение закономерностей внешних и внутренних рабочих процессов в горных машинах, комплексах и агрегатах с учетом внешней среды» и п.4 «Обоснование и выбор конструктивных и схемных решений машин и оборудования во взаимосвязи с горнотехническими условиями, эргономическими и экологическими требованиями» паспорта научных специальностей ВАК Минобрнауки РФ в области изучения закономерностей формирования сил трения в зоне фрикционного контакта рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора.

**Реализация выводов и рекомендаций работы.** В плановых научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «МОГОРМАШ» в 2018 – 2019 гг. на контрактной основе с ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан) приняты следующие результаты работы:



- **технические требования** на создание инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ;
- **инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ;
- **программное обеспечение** для моделирования параметров генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора в режиме номинального нагружения.

**Апробация работы.** Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены: на XVI и XVII Международной экологической научной конференции в 2012 и 2013 гг. (г. Москва, МГГУ); на IX и X Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 и 2013 гг., (г. Москва, ИПКОН РАН); на Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития в 2013г. (г. Тамбов); на Международном форуме-конкурсе молодых ученых «Проблемы недропользования» в 2013г. (г. Санкт-Петербург, НМСУ «Горный»); на конкурсе молодых ученых и инноваторов INNOSTAR в 2013г. (г. Москва, Департамент науки, промышленной политики и предпринимательства г. Москвы); на XXI Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка» в 2013г. (г. Москва, МГГУ), на XXII – XXV в 2014, 2015, 2016, 2017 годах (г. Москва, НИТУ МИСиС); на научных семинарах кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» НИТУ МИСиС.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 7 работ, 3 из них опубликованы в изданиях, входящих в перечень рецензируемых журналов, утвержденных ВАК Минобрнауки России.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения, списка использованных источников информации из 75 наименований, и включает 37 рисунков и 9 таблиц.

## **1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования**

### **1.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций роторных экскаваторов**

#### **1.1.1 Современное состояние добычи угля экскаваторами непрерывного действия в РФ и за рубежом**

Сегодня Россия обладает огромными ресурсами разнообразных по качеству от бурых углей до антрацитов. Общие ресурсы оцениваются в 4089 млрд. тонн, а балансовые запасы составляют около 272,7 млрд. тонн. Преобладающую долю ресурсов составляет каменный уголь – 64%, из них только 11% – коксующийся уголь, бурый уголь – 33%, антрацит – 1,9% [1].

В географическом отношении 66% угольных ресурсов сосредоточено в Западной и Восточной Сибири, 28% – в Дальневосточном регионе и около 6% – в европейской части и на Урале [2]. Согласно Долгосрочной программе развития угольной промышленности России на период до 2030 г. принятой в 2014 г. [1], добыча угля при благоприятной конъюнктуре рынка составит до 480 млн тонн, при этом около 70% придется на открытый способ добычи.

Наибольшее развитие должны получить в РФ: Канско-Ачинский; Кузнецкий; Иркутский, Южно-Якутский бассейн и Экибастузский – в Республике Казахстан и др. За рубежом прогнозируется также дальнейший рост удельного веса добычи угля открытым способом: в Германии до 60%, Индии – до 66%, Китае – 30%, Польше – 30%. К 2020 удельный вес добычи угля открытым способом в США увеличиться до 51,5% [2].

По мнению специалистов [3, 4, 5] минерально-сырьевая база РФ в первой половине XXI века будет характеризоваться частичным истощением крупных месторождений с относительно высоким качеством углей. Это вызовет необходимость освоения средних месторождений с бедным содержанием твердого топлива, вовлечения мелких месторождений с высоким содержанием, доработки некондиционных забалансовых и потерянных запасов угля на ранее

разрабатываемых месторождениях.

В ближайшей перспективе добыча угля будет осуществляться, в первую очередь за счет интенсификации открытых горных работ на действующих разрезах, их реконструкции и технического переоснащения, за счет высокопроизводительного оборудования непрерывного действия, как с традиционными линейными размерами рабочего оборудования, так и с уменьшенными их линейными размерами (с удельным усилием копания до  $K_F = 2,5$  МПа ( $25 \text{ кг/см}^2$ )) [6].

Перспективные угольные месторождения РФ расположены в восточных районах, характеризующихся суровой и продолжительной зимой, значительной до  $2\div 3$  метров глубиной сезонного промерзания пород.

Угольная толща этих месторождений представлена каменными или бурыми углями с удельной прочностью пород  $K_F = 0,4 \div 2,5$  МПа ( $4\div 25 \text{ кг/см}^2$ ) в талом состоянии, которая может подлежать разработке экскаваторами непрерывного действия. Пропластки и прослойки представлены в основном углистыми аргиллитами, алевролитами, иногда песчаниками, коэффициент крепости которых по шкале проф. М.М. Протодяконова достигает шести и более единиц. Основная масса коренных пород вскрыши представлена аргиллитами, алевролитами и песчаниками, наносы в основном суглинками, реже песками, супесками, глинами и гравийно-галечниковыми отложениями. Во многих вскрышных породах встречаются крепкие включения на известковистом либо кремнистом цементе.

Это дает возможность утверждать, что даже те горные породы, которые в других климатических и геологических условиях успешно разрабатывается роторными экскаваторами с нормальными усилиями копания, из-за значительного сезонного промерзания, наличия многолетней мерзлоты и крепких включений требуют для своей разработки роторных экскаваторов с повышенными либо высокими удельными усилиями копания.

Следует отметить, что сегодня в публикациях [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13], посвященных вопросам применения роторных экскаваторов с уменьшенными линейными размерами для обозначения одного и того же понятия используется различная терминология [14, 15, 16, 17, 18, 19]:

- «роторные экскаваторы с малыми линейными параметрами (либо размерами)»;
- «роторные экскаваторы компактного типа (либо в компактном исполнении)»;
- «универсальные роторные экскаваторы (для земляных, складских и строительных работ)»;
- «стандартные серийные роторные экскаваторы».

Во всех этих случаях использования вышеприведенных терминологических определений, речь идет об одном и том же признаке машины – компактности роторного экскаватора.

Для обеспечения эффективной эксплуатации экскаваторов непрерывного действия на карьерах, складах и при строительстве гидротехнических сооружений совершенствование их конструкции должно идти в направлении увеличения удельного усилия копания и уменьшения линейных размеров их рабочего оборудования то есть в направлении создания компактных роторных экскаваторов [3].

### **1.1.2 Современные конструкции компактных роторных экскаваторов**

Интенсивное распространение роторных экскаваторов объясняется в значительной мере непрерывностью рабочего процесса, высоким коэффициентом полезного действия, сравнительной экономичностью, возможностью создания рабочих органов для разработки пород повышенной крепости, а так же возможность селективной отработки сложно структурных забоев [4].

По сравнению с цепными машинами роторные экскаваторы более эффективны при блочной выемке, в их рабочем процессе разделены функции отделения и транспортирования разрабатываемой породы, существенно меньше затраты энергии на подъем грунта, особенно при верхнем копании, меньше металлоёмкость движущихся в грунте элементов рабочего органа и их износ на кубометр

разрабатываемой породы.

Производство карьерных роторных экскаваторов в основном осуществлялось в СССР, ЧССР, ГДР, и ФРГ. Строительные роторные экскаваторы и погрузчики изготавливались в ГДР, СССР, ПНР, и производятся по настоящее время в ФРГ, Англии, США, Франции, Японии, Австрии и Украине [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16].

В СССР роторные экскаваторы начали применяться с 1934 г. Промышленный выпуск этих машин был начат в 1947 г. на Зуевском литейно-механическом заводе (ЗЛМЗ). У истоков освоения и создания роторных экскаваторов на заводах СССР стояли институты УкрНИИпроект (сейчас НИПКИ угольной промышленности), ИГД им. А.А. Скочинского («ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского»), Днепропетровский горный институт, Московский горный институт (МГИ НИТУ «МИСиС»), Московский инженерно-строительный институт (МГСУ) и Киевский инженерно-строительный институт [16]. Дальнейшее освоение выпуска роторных экскаваторов, в первую очередь Донецким машиностроительным заводом им. ЛКСМУ и Ново-Краматорским машиностроительным заводом им. В.И. Ленина, обусловило широкое проведение исследований по детальному изучению рабочего процесса и технологии применения этих машин [17, 18].

В СССР разработка научных основ создания и инженерных методов расчета рабочего оборудования и приводов основных механизмов роторных экскаваторов связана с работами научных школ возглавляемых: – действительными членами АН СССР Н.В. Мельниковым и В.В. Ржевским; – докторами технических наук А.В. Топчиевым, Г.В. Родионовым, А.С. Красниковым, С.А. Панкратовым, Н.Г. Домбровским, Ю.А. Ветровым, Д.П. Волковым, Д.И. Федоровым, Р.Ю. Подэрни, В.М. Владимировым и другими отечественными учеными; – конструкторскими отделами НКМЗ и ДМЗ, возглавляемыми кандидатами технических наук А.И. Шендеровым, Ю.Т. Калашников, Е.Ф. Колесниковым и А.Г. Минчиным [16].

В ФРГ у создаваемых в настоящее время роторных экскаваторов максимальная теоретическая производительность достигает  $14 \div 20$  тыс. м<sup>3</sup>/ч.

У ряда из них суммарная высота уступов разрабатываемых на один

транспортный горизонт, составляет до  $90 \div 105$  м, диаметр ротора  $17 \div 21$  м, вместимость ковша  $4 \div 6,5$  м<sup>3</sup>, длина роторной стрелы  $65 \div 80$  м, а установленная мощность двигателей  $12 \div 18$  тыс. кВт и масса  $10 \div 13$  тыс. тонн. Роторные экскаваторы с такими параметрами, не могут быть использованы на малых карьерах и в строительстве, где решающим фактором является производительность машины при малых линейных параметрах [4]. Поэтому в последнее время появились модели роторных экскаваторов, традиционной конструктивной схемы, но с уменьшенными линейными размерами и роторные экскаваторы малых линейных параметров которые имеют:

- нижнее расположение противовеса под машинным отделением поворотной платформы;
- гидроцилиндры подъема (опускания) роторной стрелы;
- соосное расположение роторной стрелы и разгрузочной консоли;
- комбинированную силовую установку (электрогидравлическую или дизель-гидравлическую).

Благодаря малым линейным параметрам эти экскаваторы отличаются высокой жесткостью системы «ротор – стрела – платформа» и могут развивать относительно высокие удельные усилия копания  $0,2 \text{ МПа} < K_F < 0,35 \text{ МПа}$  ( $2 \text{ кг/см}^2 < K_F < 3,5 \text{ кг/см}^2$ ), что расширяет область их применения [6, 17].

Современные компактные роторные экскаваторы должны отвечать следующим основным требованиям [16]:

- приспособленностью к работе с конвейерным, автомобильным и железнодорожным транспортом;
- маневренностью, мобильностью и транспортабельностью (если габариты и вес машины не допускают перевозку ее в собранном виде, то конструкцией должна предусматриваться разборка ее на отдельные транспортабельные части);
- приспособленностью к круглосуточной работе;
- простотой и легкостью обслуживания;
- небольшим количеством обслуживающего персонала (не более двух

человек);

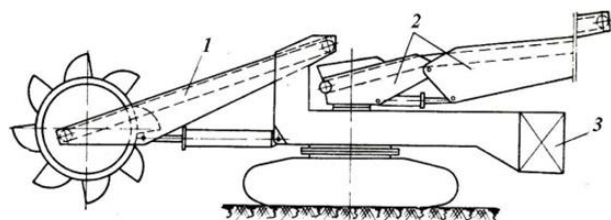
- возможностью оснащения автономным приводом;
- высокой надежностью конструкции;
- минимальными габаритами и весом при заданной производительности.

Во второй половине столетия XX века самым крупным изготовителем компактных роторных экскаваторов была фирма «Демаг-Лаухгаммер» (ФРГ). Фирма располагала филиалами по монтажу и наладке машин в ряде стран (например, в США, функции филиала выполняла фирма «Мак-Доуэлман инжиниринг компании»). Первая машина этой фирмы, с малыми линейными параметрами SchRs 150 была изготовлена в 1956–1957 гг. (эксплуатировалась в Германии на буроугольном карьере «Виктор Рольф» до середины 60-х годов). Характерными особенностями этого экскаватора являлись гидропривод ротора и механизмов поворота роторной и разгрузочной стрел, подъем и опускание обеих стрел гидроцилиндрами, применение электрических барабан - моторов для привода конвейеров. Гидронасосы приводились через редуктор электродвигателем. Каждая из гусениц имела индивидуальный электропривод. Электроэнергия к экскаватору от сети подводилась гибким кабелем; кабельный барабан был смонтирован на нижней раме между гусеничными тележками.

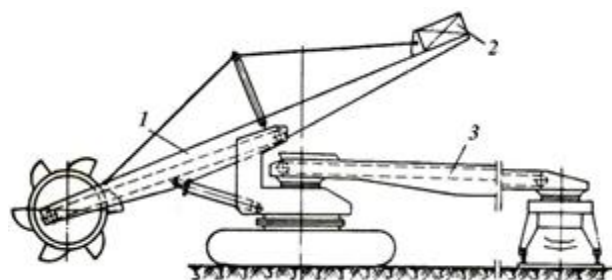
В 1962 г. на гравийном карьере при строительстве плотины в Оровилле (США) был введен в эксплуатацию экскаватор SchRs 1400 0,5 / 9,5 (см. рис. 1.1), разработанный и частично изготовленный объединением «Демаг–Лаухгаммер» (часть узлов и монтаж машины по лицензии выполнила фирма «Мак–Доуэл–Уэлман инжиниринг компании») [17]. В 1964 г. фирмой выпущен экскаватор для погрузочных работ на угольных и рудных складах SchRs 760 0,5 / 20, принципиальная компоновка которого в отличие от других машин этой фирмы (см. рис. 1.2) выполнена по схеме, представленной на рисунке 1.3 [17].

В том же году фирмой была запущена в производство серия универсальных роторных экскаваторов, представленная шестью моделями с вместимостью ковша от 0,04 до 1,94 м<sup>3</sup> и теоретической производительностью от 228 до 4400 м<sup>3</sup>/ч, соответственно.

По данным этой фирмы, машины могли использоваться и на погрузке полускальных и скальных пород, причем максимальный вес отдельного куска породы (в килограммах) не должен был превышать вместимости ковша в литрах [7].



**Рисунок 1.1 – Схема размещения частично уравновешенного оборудования экскаватора: 1 - роторная стрела; 2 – противовес роторной стрелы; 3 – разгрузочная стрела.**



**Рисунок 1.2 – Схема коромысловой роторной стрелы, (разгрузочное устройство в виде соединительного моста): 1 – роторная стрела; 2 – противовес; 3 – соединительный мост.**

Все приводы механизмов серии этих экскаваторов выполнены электрическими, за исключением механизмов подъема и опускания роторной и разгрузочной стрел, которые имели гидравлический привод. Привод ротора самой мощной модели серии SchRs 1940 0,5 / 14 выполнен по системе Г–Д, в то время как у остальных моделей использовался нерегулируемый привод ротора.

На всех моделях редуктор привода ротора выполнен по комбинированно–планетарной схеме с размещением ступеней по обе стороны ротора и передачей момента через полый вал, чем обеспечивались небольшие габариты и вес привода. В приводах поворота и хода применены компактные и легкие червячно–планетарные редуктора, рассчитанные на высокие нагрузки. Все приводы имели предохранительные муфты.

С 1957 года фирма ЛМГ изготавливала роторные экскаваторы с малыми линейными параметрами [6, 7, 8]. В номенклатуре фирмы – экскаваторы с ковшами вместимостью 0,025; 0,05; 0,07 и 0,15 м<sup>3</sup> и теоретической производительностью от 186 до 720 м<sup>3</sup>/ч. Все машины полностью уравновешены, компоновка их однотипна. Также этой фирмой выпускался экскаватор SchR 150 0,5 / 10,5 в двух модификациях с удельным усилием копания  $K_F = 0,44$  МПа (4,4 кг/см<sup>2</sup>), теоретической



производительностью 522—012 м<sup>3</sup>/ч (при мощности привода ротора в 75 кВт) и с  $K_F = 0,56$  МПа (5,6 кг/см<sup>2</sup>), теоритической производительностью 522—720 м<sup>3</sup>/ч (при мощности привода ротора 110 в кВт). Машины фирмы ЛМГ SchRs 25 0,35 / 6; SchRs 50 0,35 / 6,3; SchRs 70 0,5 / 6,5 и SchRs 150 0,5 / 10,5 выпускались для питания от сети через гибкий кабель или с собственной дизельной генераторной силовой установкой. На всех экскаваторах фирмы ЛМГ механизм подъема роторной стрелы гидравлический, разгрузочной консоли – канатный.

Конструктивной особенностью компактного роторного экскаватора фирмы ЛМГ была двухрядная втулочно-роликовая цепная передача в последней ступени привода ротора [11]. Хотя это позволило уменьшить угол размещения оборудования со стороны привода, за счет размещения редуктора и приводного электродвигателя, ближе к продольной оси стрелы, и действующие на ее металлоконструкцию изгибающий и крутящий моменты впоследствии такое компоновочное решение привода ротора было признано неудачным.

Последней разработкой фирмы был компактный роторный экскаватор Demag HD800 (см. рис. 1.3).

Фирма «Букау-Вольф» также выпускала роторные экскаваторы с малыми линейными параметрами. На рисунке 1.4 показан выпущенный фирмой в 1964 г. экскаватор SchRs 175 0,5 / 10 производительностью 475—630 м<sup>3</sup>/ч, работавший в Бельгии на карьере Обоурн [12]. Силовая установка этого экскаватора – электрическая сетевая реже дизель-генераторная. На нижней раме экскаватора между гусеничными тележками монтировался кабельный барабан. Механизм подъема и опускания роторной стрелы – гидравлический, а разгрузочной консоли – канатный. На роторе, смонтированном с наклоном в вертикальной и горизонтальной плоскости, между ковшами устанавливались дополнительные режущие пояса, уменьшающие размеры отделяемого от массива кусков породы.

Народным предприятием «Лаухгаммерверк» «ТАКРАФ» (ГДР) с 1965 г. выпускался экскаватор SRs 130 9 / 0,5 производительностью 320—500 м<sup>3</sup>/ч. Компоновка этого экскаватора соответствует схеме приведенной на рисунке 1.2 все приводы – электрические, питание – от сети через гибкий кабель. Конвейеры

роторной и разгрузочной стрел приводились барабан-моторами. Механизмы подъема и опускания роторной и разгрузочной стрел — гидравлические.



**Рисунок 1.3 – Роторный экскаватор Demag HD800**



**Рисунок 1.4 – Роторный экскаватор SchRs 175 / 0,5 10 фирмы «Букау-Вольф»**

Этой фирмой был создан крупнейший в мире горизонтируемый компактный роторный экскаватор SRs (H) 1050 (см. рис. 1.5), который мог работать на уступах с продольным наклоном до 11% с селективной выемкой тонких угольных пластов [13]. Помимо инновационной функции горизонтирования в конструкции экскаватора SRs(H) 1050 воплощены и другие технические новшества.

В начале 1965 года фирмой «ИХИ» (Япония) выпущен компактный роторный экскаватор производительностью 100 м<sup>3</sup>/ч с автономным дизельным

электрогидравлическим приводом. Приводы ротора, механизмов поворота и передвижения экскаватора гидравлические плавно регулируемые. Роторная и разгрузочная стрела поднимаются и опускались гидроцилиндрами [11, 19, 20].

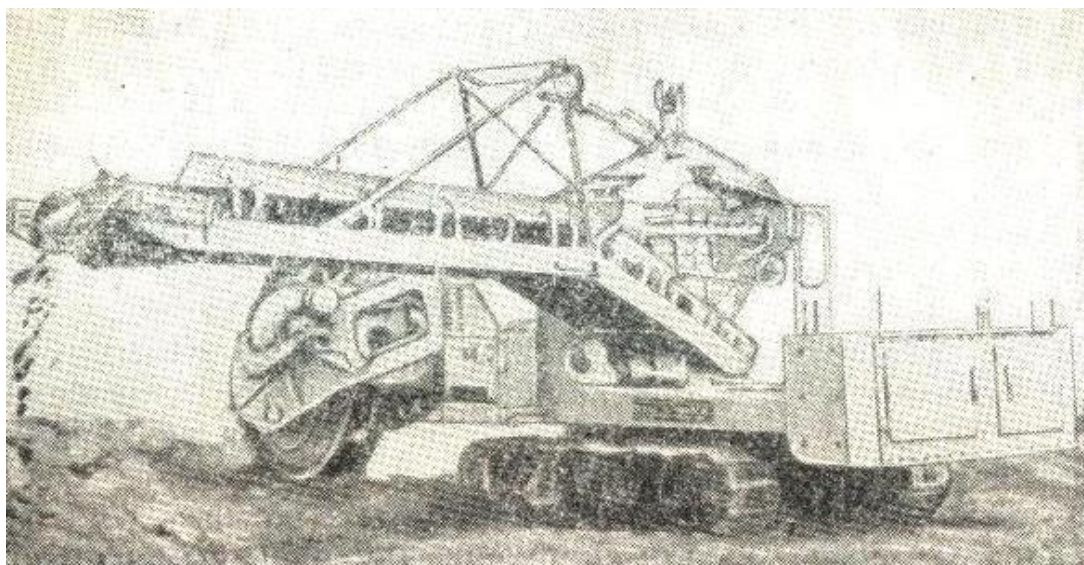


**Рисунок 1.5 – Роторный экскаватор SRs (H) 1050 при работе в карьере**

Фирма «Стрэчэн энд Хэншоу лимитед» (Англия) совместно с фирмой «Везерхютте Отто Вольф» (ФРГ) в 1965 г. освоила серию роторных экскаваторов с малыми линейными параметрами, которая состоит из четырех моделей производительностью от 150 до 1200 м<sup>3</sup>/ч. Все приводы экскаваторов этой фирмы – электрические, питание – от сети или от собственной дизельной генераторной



установки, которая устанавливается на любую из моделей по желанию заказчика. Механизмы подъема и опускания роторной и разгрузочной стрел – гидравлические (см. рис. 1.6).



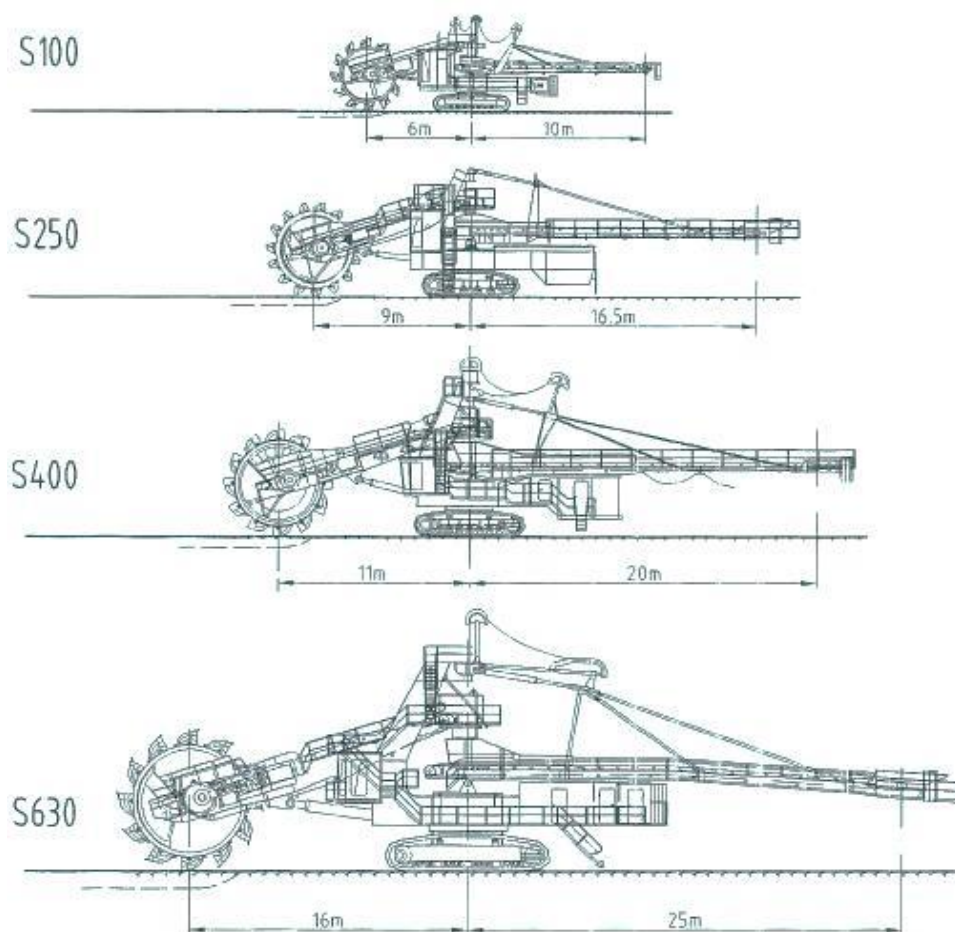
**Рисунок 1.6 – Одна из моделей экскаватора, выпускаемая совместно фирмами «Стрэн энд Хэншоу лимитед» и «Везерхютте Отто Вольф»**

Германская фирма «KRUPP» выпускает роторные экскаваторы, в том числе и компактные, более 70 лет. Эти машины позволяют разрабатывать породы с прочностью на сжатие 10 МПа, а в отдельных случаях до 20 МПа. Из 500 выпущенных за последние три десятилетия машин около 100 были изготовлены как стандартные [21]. Фирма «KRUPP» предлагает широкую гамму компактных роторных экскаваторов от S100 до S630 (см. рис. 1.7).

Характерными конструктивными особенностями экскаваторов этой фирмы являются: наличие автоматической централизованной системы смазки, гидравлический привод ходовых тележек, поворотных и подъемных устройств; энергоснабжение как непосредственно от электросети, так и от дизельного двигателя. При снабжении электроэнергией для привода обоих ленточных конвейеров и ротора используются электродвигатели, а при энергоснабжении от дизельного двигателя привод всех элементов – гидравлический.

Экскаватор S100 (см. рис. 1.8) – это самый малогабаритный роторный экскаватор фирмы «KRUPP» весом 55т. Его можно без демонтажа транспортировать на низкорамном прицепе. Он особенно удобен для применения на

строительных площадках с ограниченным периодом эксплуатации. Также экскаватор S100 может быть использован на карьерах, например, для добычи мела.



**Рисунок 1.7 – Гамма компактных роторных экскаваторов фирмы «KRUPP»**



**Рисунок 1.8 – Компактный роторный экскаватор S100 фирмы «KRUPP» при работе в глиняном карьере**



Экскаватор S630 (см. рис.1.9) — самый крупный из стандартных компактных роторных экскаваторов фирмы. Его рабочий вес составляет около 400 т.



**Рисунок 1.9 – Компактный роторный экскаватор S630 фирмы «KRUPP» с электрогидравлическим приводом в карьере компании «ENEL» (Италия)**

К основным достоинствам стандартных компактных роторных экскаваторов фирмы «KRUPP» необходимо отнести экономичность при непрерывной выемке больших масс и мелкокусовую выемку связных и твердых грунтов.

На экскаваторах дополнительно устанавливается оборудование, обеспечивающее согласование приводных двигателей и электрооборудования, компьютерное управление, предварительный выбор глубины заходки, дистанционное управление, электрический обогрев, лазерное управление для нивелирования поверхности, видеоконтроль перегрузки руды, подогрев желобов, специальную очистку конвейерной ленты. Кроме того, на экскаваторе могут быть смонтированы ленточные весы, кондиционер, радиотелефонное переговорное устройство, бульдозерный нож для откаточной бермы на уровне гусениц, анализаторы с непрерывным режимом работы.

Компания «Sandvik Mining and Construction» в 2009 г. успешно завершила сборку первого компактного роторного экскаватора с самоходным перегружателем для эксплуатации на венгерском горном предприятии «Matra Kraftwerk G.AG» (см.

рис. 1.10).



**Рисунок 1.10 – Компактный роторный экскаватор компании «Sandvik Mining and Construction» на испытаниях в Венгрии на разрезе «Matra Kraftwerk G.AG»**

Сборку экскаватора была начата в 2008 г. в ноябре после того, как все основные узлы были сконструированы и тщательно проработаны. Первые испытания на угольном разрезе около г. Буккабраны прошли, в конце июня 2009 года. Новый экскаватор позволил увеличить производительность добычи бурого угля на разрезе. Он весит около 1650 тонн, длина стрелы ротора составляет 28 метров, а диаметр роторного колеса равен 12 метрам. Мощность привода ротора с 16-ю ковшом составляет около 1100 кВт – суммарная же мощность машины достигает 3200 кВт. Экскаватор вместе с перегружателем обладают производительностью 6700 м<sup>3</sup>/ч [21].

Производство карьерных компактных роторных экскаваторов в СССР было начато в конце 50-х годов и в настоящее время осуществляется в странах СНГ только на заводах Украины – ПАО «ДОНЕЦГОРМАШ» группа компаний НПК «ГОРНЫЕ МАШИНЫ», ОАО «Азовмаш» и Новокраматорским заводом (НКМЗ).

Инициатором создания карьерных компактных роторных экскаваторов выступил ИГД им А. А. Скочинского («ННЦ ГП - ИГД им. А.А. Скочинского»),

которым в 1972-1973 гг. проведены промышленные испытания опытного образца гидропривода ротора на экскаваторе РЭ-2Г в условиях Экибастузского месторождения. В качестве привода роторного колеса использовался высокомоментный радиально-поршневой мотор МР-16 мощностью 200 кВт. Насосы насосной станции, установленные на поворотной платформе, создавали рабочее давление до 16 МПа ( $160 \text{ кгс/см}^2$ ) [22].

Известно, что ротор с центробежной разгрузкой ковшей был создан в 1955 г. в США. Направление вращения ротора было принято сверху вниз в зоне его контакта с забоем. Пятиметровый ротор был оснащен 8-ью ковшами. Частота вращения составляла 20 об/мин. Привод осуществлялся от двигателя постоянного тока мощностью 367 кВт. Работа ротора сопровождалась ударами и повышенным износом вооружения ковша. В связи со значительным просыпанием горной массы производительность экскаватора была намного ниже ожидаемой. Удельный расход электроэнергии был в 2 раза выше, чем при экскавации гравитационным ротором. В 1958 г. мощность привода ротора была увеличена до 588 кВт. Для уменьшения динамических нагрузок были установлены упругодемпфирующие элементы и введена клиноременная передача от двигателей к редукторам привода ротора. Эти мероприятия не дали существенного эффекта и в 1960 г. эксплуатация экскаватора с ротором центробежной разгрузки была прекращена.

В 1958 г. производственным объединением «Донецкгормаш» были начаты работы по созданию экскаватора с ротором центробежной разгрузки. В зоне контакта ротора с забоем направление вращения ротора было принято снизу вверх. В 1963 г. ротором с центробежной разгрузкой был оснащен экскаватор ЭРГ-350/1000 на карьере Часов-Ярского комбината огнеупорных глин.

В середине 70-х годов прошлого столетия, по техническим требованиям УкрНИИпроекта Донецкий машиностроительный завод им. Ленинского комсомола Украины (ПАО «ДОНЕЦГОРМАШ» группа компаний НПК «ГОРНЫЕ МАШИНЫ») совместно с институтом, разработали экскаватор ЭРГВ-630 9,0/0,5 массой (с контргрузом) 260 т. (см. рис. 1.11). На этом экскаваторе было установлено рабочее оборудование центробежного типа, отработанное в результате длительной



эксплуатации и совместных исследований института и завода.



**Рисунок 1.11 – Карьерный компактный роторный экскаватор ЭРГВ 630-ОЦ (изготовитель ПАО «ДОНЕЦГОРМАШ» группа компаний НПК «ГОРНЫЕ МАШИНЫ», Украина)**

В 1970 г. таким ротором был оснащен экскаватор ЭРГ-400Д на угольном карьере ПО «Экибастузуголь». В 1975 г. ПО «Донецкгормаш» был выпущен экскаватор ЭРГВ 630-ОЦ (см. рис. 1.12), а в 1979 г. экскаватор ЭР-1250.16,5/1-ОЦ с рабочим органом центробежного типа.



**Рисунок 1.12 – Ротор с центробежной разгрузкой ковшей экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ**

Экскаватор с ротором центробежной разгрузки по сравнению с экскаватором с ротором гравитационной разгрузки, по мнению авторов работы [23], при равной производительности обладает следующими преимуществами:

- диаметр ротора примерно в 2 раза меньше;
- окружное усилие на  $30 \div 45\%$  меньше при одинаковом удельном усилии копания (за счет большей скорости копания);
- частота входа/выхода ковшей в забой (число резов в единицу времени) на  $15 \div 20\%$  больше;
- крутящий момент в  $3 \div 3,5$  раза ниже (за счет меньшего окружного усилия и диаметра ротора);
- осуществлять селективную выемку пластов сложного строения при пологом и слабонаклонном их залегании;
- значительным выходом мелкофракционного состава экскавируемой горной массы (не более 250 мм);
- отсутствие в зоне центрального перегрузочного пункта дробильного оборудования;
- сохранять работоспособность машины в температурном интервале эксплуатации от  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+35^{\circ}\text{C}$ .

Кроме того, размещение ротора по продольной оси стрелы позволяет осуществлять попутную погрузку горной массы на приемную часть конвейера роторной стрелы и существенно уменьшить ее кручение.

Эти преимущества экскаватора с ротором центробежной разгрузки позволяют уменьшить его массу, а, следовательно, и его стоимость.

Ротор с центробежной разгрузкой целесообразно применять на экскаваторах малой и средней производительности, разрабатывающих угли, аргиллиты, алевролиты, глины и суглинки в комплексе с циклическим транспортом [23].

Наряду с приведенными выше преимуществами экскаватора с ротором центробежной разгрузки он обладает и рядом недостатков, среди которых следует отметить:

- относительно высокую энергоемкость экскавации при разработке:
  - песков, супесей и слабых бурых углей на 40-60%;
  - суглинков и глин на 20-40%;
  - крепких бурых и каменных углей на 10-25% (это объясняется меньшей площадью поперечного сечения срезаемых стружек и большими затратами энергии на разгон горной массы до скорости вращения ротора и трения ее о стенки направляющего сектора);
- значительный объем просыпей горной массы (за счет зазоров между верхней бровкой обрабатываемого слоя и козырьком ротора, а так же между ротором и приемной частью конвейера);
- интенсивное пылеобразование;
- ухудшение видимости зоны экскавации (из-за малого диаметра ротора и интенсивного пылеобразования).

В 1980 г. на угольном разрезе «Богатырь» ПО «Экибастузуголь» был введен в эксплуатацию головной образец серии добычных роторных экскаваторов ЭР-1250.16,5/1-ОЦ с центробежным ротором диаметром 4 метра. Для уменьшения объема просыпающегося угля была уменьшена высота передней стенки ковшей. Это привело к сокращению длительности их разгрузки, в результате чего существенно уменьшился объем просыпей.

## 1.2 Анализ технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов

Известно, что на стадии проектирования для априорного сравнения конструкций роторных экскаваторов можно воспользоваться ниже следующими критериями:

– *теоретической энергоемкостью работы роторного экскаватора* –  $W_{\Pi}(G)$  в виде отношения величины установленной мощности его силовой установки

–  $N_y(G)$  к его теоритической производительности –  $\Pi_T(G)$

$$W_{\Pi}(G) = \frac{N_y(G)}{\Pi_T(G)}, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3/\text{час}} \quad (1.1)$$

– **энерговооруженностью роторного экскаватора** –  $W_N(G)$  в виде отношения установленной мощности его силовой установки –  $N_y(G)$  к его весу –  $G$ :

$$W_N(G) = N_y(G)/G, \text{ кВт/т} \quad (1.2)$$

– **удельной материалоемкостью роторного экскаватора** в виде отношения теоретической энергоёмкости –  $W_{\Pi}(G)$  и энерговооруженности –  $W_N(G)$

$$W_M(G) = W_{\Pi}(G)/W_N(G), \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}} \quad (1.3)$$

Для корректной оценки технического уровня отечественных и зарубежных конструкций роторных экскаваторов весом от 40 до 1600 тонн выполним статистический анализ величин теоретической энергоёмкости работы экскаватора –  $W_{\Pi}(G)$ , энерговооруженности –  $W_N(G)$ , удельной материалоемкости –  $W_M(G)$  от веса –  $G$  его конструкции по методике, разработанной проф. Е.С. Венцель в работе [24], отражающей современное представление о статистическом анализе случайных величин. Методика [24] включает:

– аналитическую аппроксимацию зависимостей [25] теоретической энергоёмкости работы экскаватора –  $W_{\Pi}(G)$ , энерговооруженности –  $W_N(G)$  и его удельной материалоемкости –  $W_M(G)$  от веса –  $G$  экскаватора по максимальной величине коэффициента корреляции;

– вычисление математических ожиданий –  $M_j$ , дисперсий –  $D_j$  и коэффициентов вариации –  $k_{vj}$  по известным зависимостям [7]:

$$M_j = \sum_{j=1}^n W_j / n \quad (1.4)$$

$$D_j = \sum_{j=1}^n (W_j - M_j)^2 / (n - 1) \quad (1.5)$$

где  $n$  – число моделей роторных экскаваторов, ед.  $j = 1, 2, \dots, n$ ;

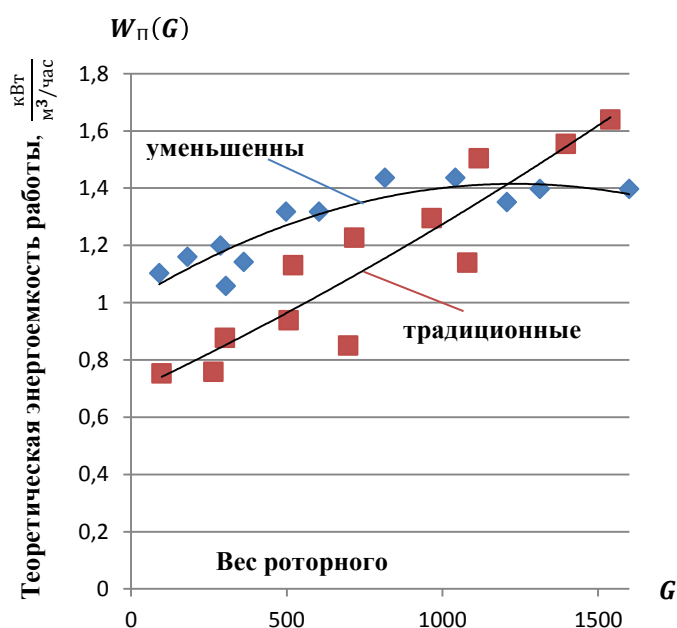
$$k_{vj} = \sqrt{D_j} / M_j \quad (1.6)$$

Выполненная нами оценка технического уровня конструкций отечественных зарубежных роторных экскаваторов весом от 40 до 1600 тонн более чем для 20 их моделей по вышеприведенной методике позволила получить аналитические

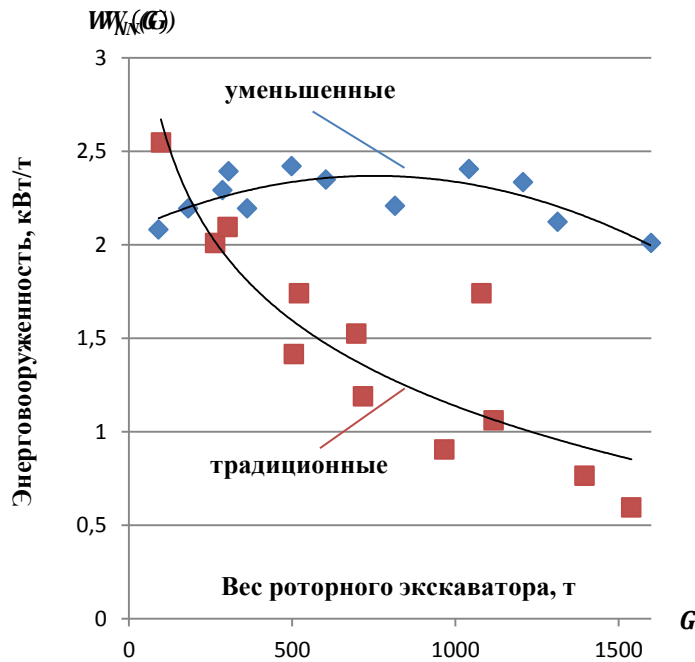
зависимости критериев технического уровня от их веса (см. таблицу 1.1), которые представлены на рисунках 1.13, 1.14 и 1.15 соответственно.

Таблица 1.1

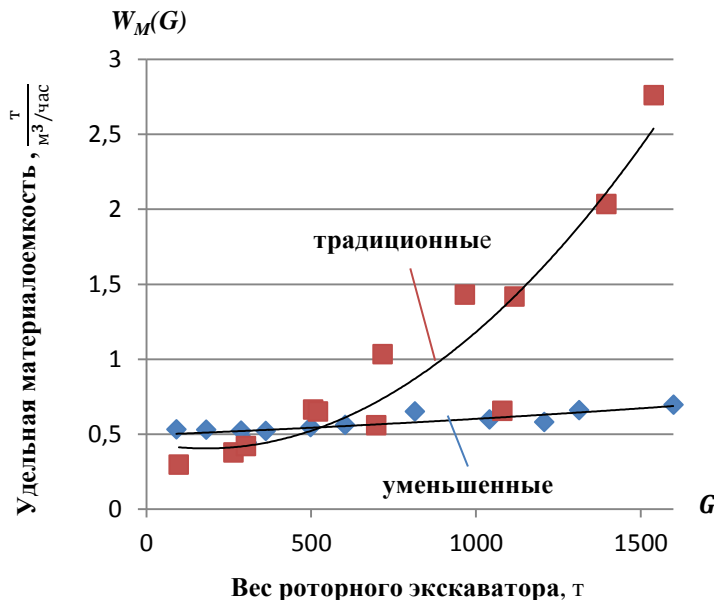
Критерий технического уровня карьерного роторного экскаватора	Формула аппроксимации			Коэффициент корреляции
Теоретическая энергоёмкость работы ( $W_{\Pi}(G), \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3/\text{час}}$ )	Линейные размеры рабочего оборудования	традици онные	$W_{\Pi}(G) = -0,8 \cdot 10^7 G^2 + 5 \cdot 10^{-4} G + 0,6896$	0,921
		уменьше нные	$W_{\Pi}(G) = -0,7 \cdot 10^{-3} G^2 + 7 \cdot 10^{-4} G + 1,0066$	0,905
Энерговооруженность ( $W_N(G), \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$ )		традици онные	$W_N(G) = -0,632 \ln(G) + 5,5382$	0,876
		уменьше нные	$W_N(G) = -7 \cdot 10^{-5} G^2 - 8 \cdot 10^{-4} G + 2,0753$	0,771
Удельная материалоемкость конструкции ( $W_M(G), \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}}$ )		традици онные	$W_M(G) = -6 G^2 - 4 \cdot 10^{-4} G + 0,4421$	0,936
		уменьше нные	$W_M(G) = -0,8 \cdot 10^2 G^2 - 0,5 \cdot 10^9 G + 0,4943$	0,846



**Рисунок 1.13** – Зависимость теоретической энергоёмкости от веса экскаваторов с уменьшенными и традиционными размерами рабочего оборудования



**Рисунок 1.14** – Зависимость энерговооружённости от веса экскаваторов с уменьшенными и традиционными размерами рабочего оборудования



**Рисунок 1.15** – Зависимость удельной материалоемкости от веса экскаваторов с уменьшенными и традиционными размерами рабочего оборудования

Результаты расчета математических ожиданий –  $M_j$ , дисперсий –  $D_j$  и коэффициентов вариации –  $k_{vj}$  критериев технического уровня конструкций отечественных зарубежных карьерных роторных экскаваторов с традиционными и уменьшенными линейными размерами рабочего оборудования по зависимостям (1.4), (1.5) и (1.6) приведены в таблице 1.2.

Анализ зависимостей критериев технического уровня от веса экскаватора (см. рис. 1.13, 1.14, 1.15 и табл. 1.1) и анализ результатов расчета их статистических оценок (см. табл. 1.2) свидетельствуют, что:

Таблица 1.2

Критерий технического уровня карьерного роторного экскаватора			Математическое ожидание – $M_j$	Дисперсия – $D_j$	Коэффициент вариации – $k_{vj}$
Теоретическая энергоёмкость работы $(W_{\Pi}(G), \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3/\text{час}})$	Линейные размеры рабочего оборудования	традицион- ные	1,138	0,097	0,273
		уменьшен- ные	1,275	0,018	0,105
Энерговооружен- ность $(W_N(G), \frac{\text{кВт}}{\text{т}})$		традицион- ные	1,465	0,347	0,402
		уменьшен- ные	2,249	0,018	0,059
Удельная материалоемкость конструкции $(W_{\text{м}}(G), \frac{\text{т}}{\text{м}^3/\text{час}})$		традицион- ные	1,024	0,572	0,738
		уменьшен- ные	0,569	0,005	0,124

– с увеличением веса экскаваторов их теоретическая энергоёмкость (см. рис. 1.13) и удельная материалоемкость (см. рис. 1.15), нелинейно возрастают, а их энерговооруженность (см. рис. 1.14) нелинейно убывает;

– самую низкую теоретическую энергоёмкость –  $W_{\Pi}(G) = 0,85, 1,085,$  и  $1,139 \text{ кВт час / м}^3$  (см. рис. 1.13) имеют модели экскаваторов с центробежными рабочими органами (изготовитель ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ») ЭР-1250-17/1.0, ЭРГВ 630-ОЦ и ЭРП-1600 Ц соответственно, при ее математическом ожидании для

уменьшенных размеров рабочего оборудования экскаваторов, равном –  $M = 1,275$  кВт час /м<sup>3</sup> (с коэффициентом вариации  $k_v = 0,105$ ) и традиционных размеров, составляющем –  $M = 1,138$  кВт час /м<sup>3</sup> (с коэффициентом вариации  $k_v = 0,273$ );

- самую высокую энерговооруженность (см. рис. 1.14) имеет компактный роторный экскаватор центробежным рабочим органом ЭРГВ 630-ОЦ - 2,393 кВт/т при ее математическом ожидании, равном –  $M = 2,249$  кВт /т (с коэффициентом вариации  $k_v = 0,059$ );

- наименее материалоемкой машиной является роторный экскаватор (см. рис. 1.15) с оригинальным схемно-конструктивным решением рабочего оборудования, включающим инерционный ротор ЭРГВ 630-ОЦ – с удельной материалоемкостью конструкции, равной 0,442 т/м<sup>3</sup>/час, при математическом ожидании, составляющем –  $M = 0,569$  кВт /т (с коэффициентом вариации  $k_v = 0,124$ ).

Таким образом, выполненный нами статистический анализ технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов (с учетом требований долгосрочной программы [1], принятой Правительством РФ, в которой планируется резкое увеличение добычи угля за счет создания машин непрерывного действия с удельным сопротивлением копанию более  $K_F = 2 \div 2,5$  Мпа ( $20 \div 25$  кг/см<sup>2</sup>)) позволил установить, что одной из важнейших задач является создание карьерного компактного оборудования непрерывного действия нового технического уровня с центробежным ротором, не уступающего зарубежным аналогам.

### **1.3 Основные результаты исследований нагрузок в трансмиссиях приводов рабочего органа роторного экскаватора**

В настоящее время при проведении исследований принято рассматривать действующую нагрузку как нерегулярное воздействие и использовать при обработке полученного материала методы теории вероятности математической статистики для



определения его основных характеристик таких, как математическое ожидание, дисперсия, асимметрия и эксцесс распределения. Для характеристики внутренней структуры процесса служит корреляционная функция [24]. В зависимости от того, какие частоты преобладают в составе случайной функции, ее корреляционная функция будет иметь тот или иной вид. Спектр случайной функции описывает распределение дисперсий по разным частотам.

Развитие этого способа определения величины и характера действующих нагрузок и перенесение его в инженерную практику расчетов позволило устанавливать фактическое нагружение элементов машины [26].

Над вопросами снижения нагрузок в трансмиссиях приводов за счет улучшения динамических характеристик горных машин работали коллективы институтов: МГИ под руководством д-ра техн. наук Р.Ю. Подэрни, канд. техн. наук М.Х. Мухамедова [27, 28]; МИСИ под руководством докторов техн. наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, В.И. Черкасова [29, 30, 31]; ИГД им. А.А. Скочинского под руководством д-ра техн. наук Ю.Д. Красникова [32]; УкрНИИПроект под руководством д-ра техн. наук В.М. Владимирова, д-ра техн. наук В.В. Гужовского [3, 18, 33, 34]; КИСИ под руководством д-ра техн. наук Ю.А. Ветрова [35]; УДН им. П. Лумумбы под руководством д-ра техн. наук Д.К. Гришина, а также коллективы конструкторских бюро машиностроительных заводов НКМЗ им. В.И. Ленина под руководством канд. техн. наук А.И. Шендерова [36, 37]; ДМЗ им. ЛКУ под руководством кандидатов техн. наук Е.Ф. Колесникова, А.Г. Минчина и многих других исследователей [38].

Вопросу оптимальных решений конструкций горных машин уделено достаточно внимания в ряде работ [26, 27]. Решение об оптимальности конструкции машины в целом принималось в основном путем расчета их элементов находящихся под действием статических нагрузок [28, 29, 30].

В настоящее время методика динамического расчета машины сводится лишь к определению частот и амплитуд колебаний её элементов и, следовательно, к установлению величин и характера переменных во времени напряжений, вызываемыми как внешними, так и инерционными силами [27, 28].

При этом расчет при большом числе степеней свободы динамической системы машины состоит в определении корней характеристического уравнения системы. Определение корней характеристических уравнений при их порядке более четвертого возможно лишь приближенными методами.

В работе [39] доктором технических наук С.В. Серенсенем особое внимание уделялось определению амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) собственных колебаний электромеханических систем (ЭМС) роторных экскаваторов. По его мнению, прежде всего АЧХ должны формироваться с позиции исключения совпадения зоны вынужденных с зоной собственных частот колебаний ЭМС.

Это обусловлено тем, что любые предложения, направленные на повышение эффективности работы экскаваторов и связанные с изменением:

- числа ковшей и режущих поясов;
- формы режущего пояса ковшей;
- скорости вращения ротора;
- статических механических характеристик привода

существенно изменяют характер АЧХ и спектр частот вынужденных колебаний.

В отечественной [40, 41, 42, 43] и в настоящее время зарубежной практике расчета нагрузок в трансмиссии привода вращения рабочего органа (РО) роторного экскаватора широко используется зависимость, предполагающая пропорциональность усилия копания –  $P_K$  горизонтальному сечению срезаемой стружки –  $S_r$ :

$$P_K = K_F S_r, \text{ Н} \quad (1.7)$$

где  $K_F$  – удельное усилие копания, Н/м<sup>2</sup>.

Значение усилия копания –  $P_K$  в этой зависимости следует рассматривать не как текущее, а как суммарную величину этого усилия на всех ковшах, находящихся во взаимодействии с массивом, усредненную на отрезке времени продолжительностью не менее одного оборота РО.

Разрабатываемые роторными экскаваторами породы делят на три категории по удельному усилию копания [33]. Классификация пород по этому признаку приведена в таблице 1.3.

Таблица 1.3

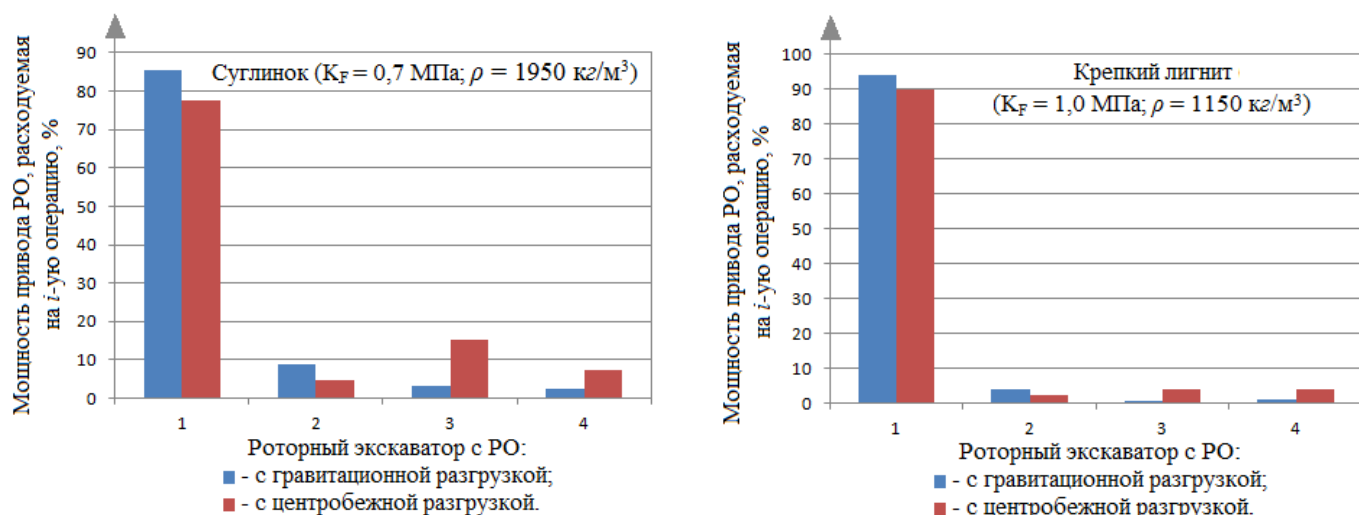
Группа пород	Порода	Удельное усилие копания $K_F$ , Мпа
<b>Слабые</b>	Пески, супеси, суглинки, глины песчаные, каолиновые, углистые, глинистые песчаники, алевролиты, аргиллиты и известняки слабые, мергели, глинистые сланцы. Бурые угли слабые и средней крепости.	до 0,7
<b>Средней крепости</b>	Глинистые песчаники, алевролиты и аргиллиты средней крепости, мергели. Бурые угли крепкие, угли бурые с промерзшим слоем	0,7–1,4
<b>Повышенной крепости</b>	Глинистые песчаники, алевролиты и аргиллиты крепкие. Каменные угли.	1,4–2,1

В работе [37] экспериментально установлено, что мощность электродвигателя центробежного РО у роторного экскаватора расходуется при отработке породной ленты вертикальными стружками на четыре совмещенных операции в среднем:

- отделение грунта от массива (копание) 77,6-89,9%;
- подъем грунта из зоны экскавации до зоны разгрузки 2,4-4,7%;
- трение торцевой и боковой поверхностей ковшей о грунт и потери в трансмиссии привода РО 3,9-15,3%;
- ускорение породы 3,8-7,4% в зависимости от прочности (см. рис. 1.16).

В тоже время в работе [27] экспериментально установлено, что мощность электродвигателя РО гравитационной разгрузки у роторного экскаватора расходуется при отработке породной ленты вертикальными стружками на три совмещенных операции в среднем:

- отделение грунта от массива (копание) 60-70%;
- подъем грунта из зоны экскавации до зоны разгрузки 5-20%;
- трение торцевой и боковой поверхностей ковшей о грунт и потери в трансмиссии привода РО 15-30% в зависимости от прочности.



**Рисунок 1.16 – Мощность привода РО (%), расходуемая на  $i$ -ую операцию: 1 – на отделение грунта от массива (копание); 2 – на подъем грунта из зоны экскавации до зоны разгрузки; 3 – на преодоление трения торцевой и боковой поверхностей ковшей о грунт и на потери в трансмиссии привода РО; 4 – на ускорение породы.**

Анализ результатов экспериментальных данных, приведенных в работе [37] (см. рис. 1.16), свидетельствует, что у роторных экскаваторов при увеличении прочности экскавируемой породы в 1,4 раза мощность, расходуемая на преодоление сил трения, уменьшается при применении РО с:

- гравитационной разгрузкой в 4,5 раза;
- центробежной разгрузкой в 3,9 раза.

Одновременно с тем, у экскаваторов с РО центробежной разгрузки по сравнению с экскаваторами с РО гравитационной разгрузки, мощность, расходуемая на преодоление сил трения, превышает:

- при экскавации связных и пластичных пород в 4,78 раза;
- при экскавации крепких и хрупких пород в 5,57 раз.

Достаточно хорошо коррелируемые данные, приведенные в работах [27, 37], позволяют заключить, что принципиально применение экскаватора с РО центробежной разгрузки породы по сравнению с экскаватором, РО которого имеет гравитационную разгрузку, при равной производительности позволяет:

- уменьшить в 2 раза диаметр РО;
- снизить до 40% усилие копания при меньшем в 3,5 раза крутящем моменте и,

соответственно, массу экскаватора в целом;

- за счет расположения РО вдоль продольной оси стрелы экскаватора снизить на нее крутильную нагрузку, уменьшить боковой угол подхода колеса к забою и сформировать устойчивый угол откоса уступа;
- получать более однородный гранулометрический состав (без крупных кусков), что особенно ценно при добыче энергетических углей.

Несмотря на достоинства компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки исследователи отмечают, что он имеет следующие недостатки, а именно: значительное пылеобразование при экскавации сухой породы, например, угля и повышенный расход энергии за счет преодоления трения волочения породы по забою.

Следует отметить, что роторные экскаваторы с РО центробежного типа выпускались в СССР Донецким машиностроительным заводом и достаточно эффективно эксплуатировались на угольных разрезах России, Казахстана и Узбекистана в течение длительного времени.

В настоящее время для снижения динамических нагрузок в приводе РО роторного экскаватора главным образом применяются:

- дополнительные режущие кромки [3, 40];
- рациональная расстановка режущего инструмента на ковшах [3, 40];
- установка упругодемпфирующих устройств в реактивных элементах трансмиссии [26, 44, 45].

Следует отметить, что автоматическое регулирование еще не нашло широкого применения из-за сложности мониторинга текущих значений параметров, необходимых для оперативного управления силовой установкой.

Приведенный выше анализ основных результатов исследований нагрузок в трансмиссиях приводов роторных экскаваторов не претендует на полноту изложения затронутых вопросов, а преследует лишь цель осветить основные направления в исследованиях динамических процессов в приводах современных карьерных экскаваторов непрерывного действия, а также наметить основные задачи исследования параметров привода как элемента системы – «машина – забой».

Существенную роль при этом могут сыграть идеи и методы теории оптимизации параметров динамических систем.

Следует отметить, что понятия и формулы в выше выполненном обзоре источников информации по исследуемому вопросу приведены в стилистике авторов [46].

## 1.4 Цели, задачи исследования

Анализ аналитических и экспериментальных исследований статических и динамических нагрузок в трансмиссии привода РО карьерного роторного экскаватора [1, 2, 3, 4, 5, 6, 22, 23, 33, 37] свидетельствует, что в ранее выполненных исследованиях не нашли отражение вопросы, связанные с особенностями взаимодействия поверхностей РО с породной лентой в зоне их фрикционного контакта.

**Целью работы** является обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода рабочего органа компактного роторного экскаватора при гармонических колебаниях амплитуды движущего момента в заданном частотном спектре.

Выполненный нами анализ современного состояния конструкций компактных роторных экскаваторов и их приводов дает возможность сформулировать задачи настоящего исследования.

Цель достигается решением следующих **основных задач**:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций компактных роторных экскаваторов;
- **анализом и установлением** критериев технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов;
- **установлением** закономерностей формирования сил сопротивления при экскавации породной ленты рабочим органом компактного роторного экскаватора;

- **разработкой** модели упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами;
- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах рабочих органов горных машин;
- **установлением** влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой;
- **разработкой многопараметрических моделей** эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО;
- **разработкой** комплекса научно технических мероприятий, позволяющих эффективно эксплуатировать карьерный компактный роторный экскаватор с генератором импульсов вынужденных колебаний движущего момента в приводе его рабочего органа в различных горно-геологических условиях.

### **Выводы по главе**

1. Рабочий орган с центробежной разгрузкой карьерного роторного экскаватора – оригинальное техническое решение, созданное в ПАО «Донецкгормаш», не имеет аналогов за рубежом. Экскаваторы с центробежными рабочими органами превосходят другие отечественные и зарубежные образцы по показателю удельной металлоемкости, гарантированно обеспечивают гранулометрический состав добываемого угля.

2. Опыт использования компактных карьерных роторных экскаваторов и анализ научных результатов ведущих научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А.

Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, «УкрНИИПроект, НИПКИ угольной промышленности») показывает, что в соответствии с прогнозом, в ближайшее время наиболее ёмкими потребителями компактных карьерных роторных экскаваторов в РФ будут являться угольные разрезы (до 40 млн м<sup>3</sup>/год); карьеры по добыче драгоценных минералов (до 15 млн м<sup>3</sup>/год) и карьеры по добыче нерудных строительных материалов (до 8 млн м<sup>3</sup>/год).

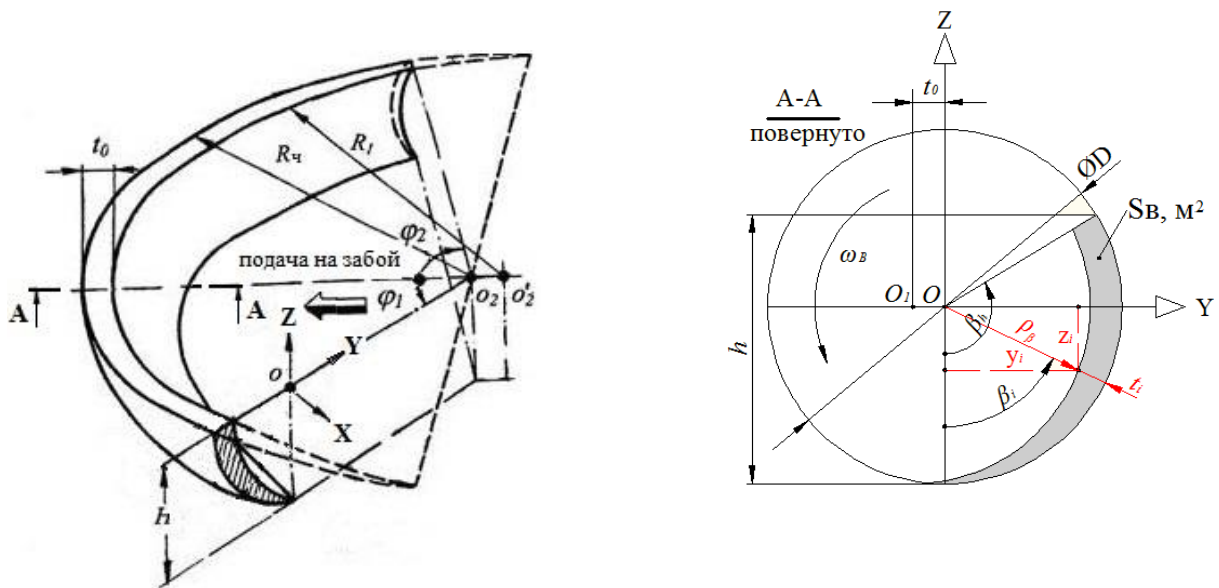
3. В работах [2, 3, 4, 6, 37] сформулированы общая теоретическая и методологическая проблемы, которые определяют задачи ближайших исследований для целенаправленного обоснования и выбора динамических параметров трансмиссии привода рабочего органа с центробежной разгрузкой компактного роторного экскаватора.



## 2 Закономерности формирования сил сопротивления при экскавации породной ленты рабочим органом компактного роторного экскаватора

### 2.1 Кинематические особенности рабочего процесса компактного роторного экскаватора с рабочим органом центробежной разгрузки

В настоящем исследовании рассматривается работа компактного роторного экскаватора только вертикальными стружками с РО центробежной разгрузки, плоскость вращения которого совпадает с продольной осью стрелы экскаватора. Этот способ работы имеет преимущественное применение на практике. Выемка породной ленты осуществляется постоянным радиусом черпания –  $R_{\text{ч}}$  при переменной угловой скорости поворота его верхнего строения –  $\omega_{\text{п}} \rightarrow \text{var}$ . При этом *первой особенностью рабочего процесса роторного экскаватора* является то, что породная лента имеет серповидное очертание в плане (см. рис. 2.1). Ширина –  $t_0$  и толщина стружки –  $B_0$  принимают максимальное и минимальное значения, соответственно, в направлении подачи РО на забой. Образование каждой последующей ленты осуществляется перемещением экскаватора на забой (или опусканием РО).



**Рисунок 2.1 – Схема экскавирования породной ленты роторным экскаватором с неведвужной стрелой вертикальными стружками**

Текущее значение толщины среза –  $t_i$   $i$ -тым ковшом РО экскаватора в зависимости от его угловой координаты –  $\beta_i$  в соответствии со схемой, приведенной

на рисунке 2.1, составит

$$t_i = 0,5D - \rho_\beta, \text{ м} \quad (2.1)$$

или

$$t_i = \sqrt{y_i^2 + z_i^2}, \text{ м} \quad (2.2)$$

где  $D$  – диаметр окружности режущих кромок вооружения ковшей РО, м;

$y_i, z_i$  – ортогональные проекции радиуса вектора –  $\rho_\beta$  в плоскости  $YOZ$ , равные:

$$y_i = \rho_\beta \sin \beta_i, \text{ м} \quad (2.3)$$

$$z_i = \sqrt{0,25D^2 - (y_i + t_0)^2}, \text{ м} \quad (2.4)$$

Подставляя выражения (2.3) и (2.4) в уравнение (2.2) с учетом (2.1), имеем:

$$\rho_\beta^2 + 2t_i\rho_\beta \sin \beta_i - (0,25D^2 - t_0^2) = 0 \quad (2.5)$$

Далее, решая квадратное уравнение (2.5) относительно радиуса вектора –  $\rho_\beta$ , получаем:

$$\rho_\beta = t_i \sin \beta_i + \sqrt{0,25D^2 - t_0^2 \cos^2 \beta_i} \quad (2.6)$$

Подставив полученное выражение (2.6) в уравнение (2.1) и решая последнее относительно толщины среза –  $t_i$  в плоскости вращения РО (с ошибкой не более 1% с учетом того, что величина  $t_0^2 \cos^2 \beta_i$  второго порядка малости), имеем:

$$t_i = t_0 \sin \beta_i, \text{ м} \quad (2.7)$$

*Второй особенностью рабочего процесса роторного экскаватора является то, что траектория движения вооружении ковша отклоняется от плоскости вращения РО на некоторый угол  $\xi$ , называемый «кинематическим углом резания».*

Следует отметить, что угол  $\xi$  в зависимости от угловой координаты ковша  $\beta_i$  периодически изменяется. В практических расчетах этими изменениями кинематического угла  $\xi$  в виду их малости (в пределах  $1^\circ$ ) пренебрегают.

*Третьей особенностью рабочего процесса роторного экскаватора является то, что при постоянной скорости вращения РО –  $\omega_\beta$  соотношение ширины и толщины стружки  $t_0/B_0$  определяет закон регулирования скорости поворота верхнего строения экскаватора –  $\omega_\pi$ . Поэтому для сохранения постоянной производительности при экскавации породной ленты у экскаватора с невыемной*

стрелой (за счет уменьшения влияния изменения ширины стружки –  $B(\varphi)$  от угла поворота –  $\varphi$ ) прибегают к регулированию скорости поворота верхнего строения экскаватора по косинусоидальному закону.

Такое регулирование позволяет компенсировать уменьшение одного из параметров стружки, последовательно снимаемой ковшами РО экскаватора при его поворотном движении, соответствующим увеличением ее ширины.

Однако влияние серповидной формы реза ленты устраняется только в зоне регулирования скорости поворота и, следовательно, только на этом участке ленты производительность РО полностью реализуется. Зона регулирования при увеличении скорости поворота от минимального до максимального значения ограничивается углом поворота верхнего строения экскаватора  $\varphi_{max} = \pi/3$ .

При отклонении стрелы РО в поворотном движении от оси направления перемещения экскаватора на углы  $\varphi = \varphi_1$  из забоя и  $\varphi = \varphi_2$  в забой (см. рис. 2.1), превышающие угол  $\pi/3$ , выносная способность РО используется неполностью, так как после поворота на этот угол скорость его боковой подачи –  $V_B$  практически сохраняет постоянное значение, равное  $V_B = 2V_{Bmin}$ .

В свою очередь площадь стружки –  $S_B$  в плоскости вращения РО (см. рис. 2.1) с учетом результатов, приведенных в работе [40], и того, что  $h = 0,5D(1 - \cos \beta_h)$  (2.8) определится как:

$$S_B = \frac{\int_0^{\varphi_1} \cos \varphi d\varphi}{\varphi_1} \int_0^{\beta_h} t_0 \sin \beta d\beta = \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} t_0 h, \text{ м}^2 \quad (2.9)$$

и при  $\varphi_1 = \varphi_2 = \pi/6$  составит  $S_B = \frac{\sin(\pi/6)}{\pi/6} \int_0^{\beta_h} t_0 \sin \beta d\beta = 0,954 t_0 h, \text{ м}^2$

где  $h$  – высота породной ленты, м;

$\beta_h$  – угол контакта РО экскаватора с породной лентой, рад. ( $\frac{3\pi}{2} \leq \beta_h \leq \frac{13\pi}{6}$ );

$D$  – диаметр РО по режущим кромкам ковшей, м;

$t_0$  – толщина стружки в направлении подачи экскаватора на забой, м;

$\varphi$  – угол поворота верхнего строения экскаватора в плане от продольной оси заходки экскаватора, рад.

Из уравнения (2.8) следует, что угол контакта РО экскаватора с породной

лентой в зависимости от отношения ее высоты к диаметру РО составляет

$$\beta_h = \arccos(1 - 2h/D), \text{ рад} \quad (2.10)$$

С точки зрения физической сущности можно допустить, что скорости и силы реакции слоя породной ленты, действующие на это сечение, могут быть приложены в точке его геометрического центра с угловой координатой –  $\beta_K$  [47].

Что касается угловой координаты –  $\beta_K$ , то она определится из условия, полученного в работе [48]:

$$\frac{d}{d\beta} S_\varepsilon(\beta = \beta_K) = 0 \quad (2.11)$$

с учетом зависимости (2.7) уравнение (2.11) для угла контакта РО с породной лентой  $0 \leq \beta \leq \beta_h$  принимает вид:

$$ht_0 \int_0^{\beta_h} \sin\beta d\beta = 0 \quad (2.12)$$

Решая уравнение (2.12), имеем

$$\beta_K = 2/3\beta_h, \text{ рад}, \quad 11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18 \quad (2.13)$$

Угловая координата –  $\beta_K$  точки приложения сил и скоростей к геометрическому центру вертикального сечения стружки (уравнение (2.13)) с учетом выражения (2.10) определится как

$$\beta_K = \frac{2}{3} \arccos(1 - 2h/D), \text{ рад} \quad (2.14)$$

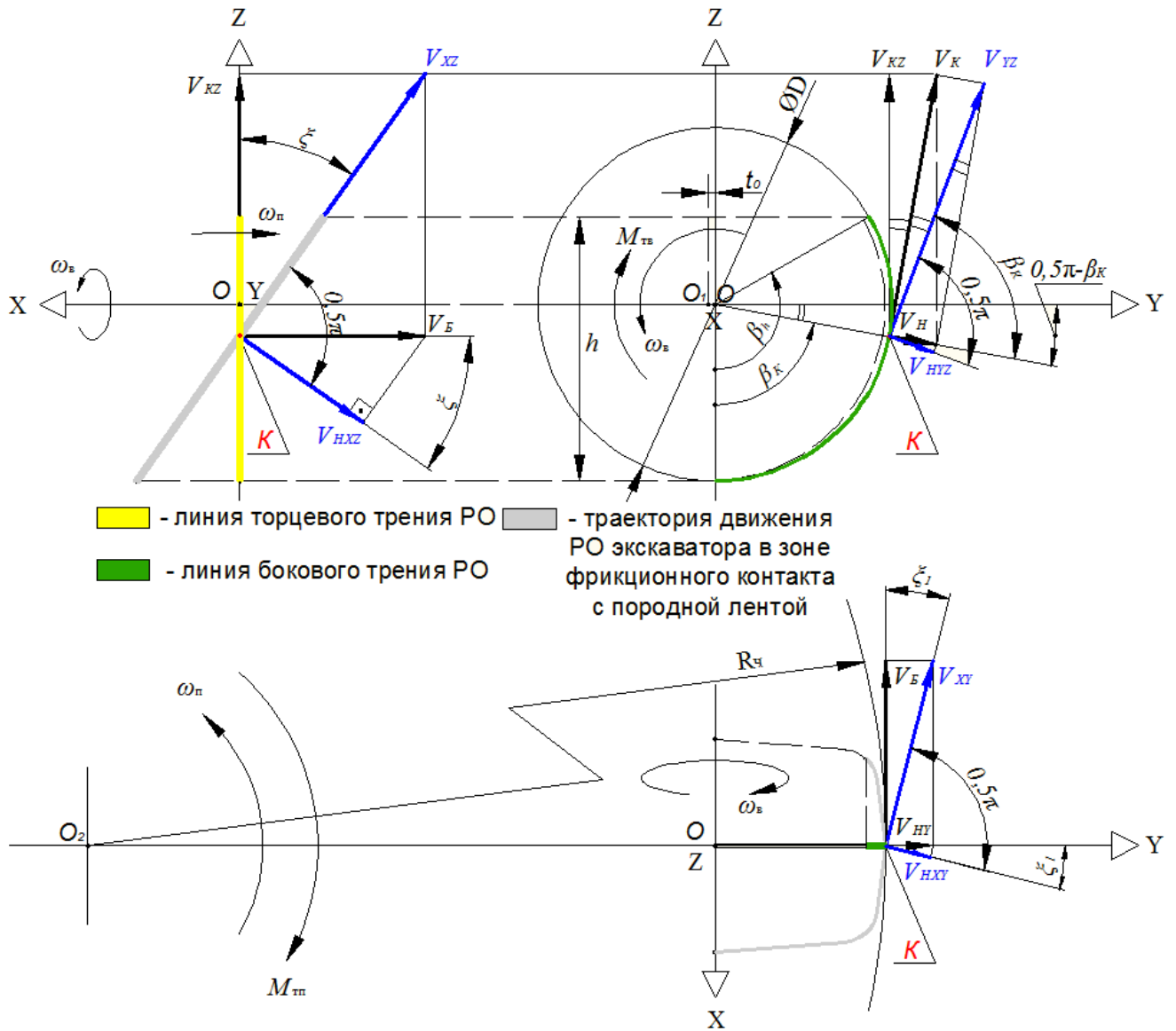
Ввиду того, что толщина стружки в направлении подачи экскаватора на забой намного меньше диаметра ротора  $t_0 \ll D$ , за точку приложения сил и скоростей (точку  $K$ ) можно принять место пересечения угловой координаты  $\beta_K$  радиуса ротора и дуги контакта РО с породной лентой.

Схема взаимодействия РО компактного роторного экскаватора с породной лентой в зоне его фрикционного контакта приведена на рисунке 2.2, на котором показаны траектория движения вооружения РО экскаватора и схема скоростей, приложенных к точке  $K$  в трех ортогональных плоскостях  $ZOY$ ,  $XOZ$  и  $XOY$ .

Из рисунка следует, что:

- отношение нормальной скорости к касательной составляет

$$V_H/V_K = -ctg\beta_K \quad (2.15)$$



**Рисунок 2.2 – Траектория движения вооружения РО экскаватора в зоне контакта с породной лентой, схема скоростей, приложенных к точке K в трех ортогональных плоскостях и линии трения РО**

откуда

$$V_H = -V_K \operatorname{ctg} \beta_K, \text{ м/с} \quad (2.16)$$

- скорость, действующая в направлении силы, выталкивающей РО из забоя или прижимающей его к забоя, составляет

$$V_{KZ} = V_K \sin \beta_K - V_H \cos \beta_K, \text{ м/с} \quad (2.17)$$

Выражение (2.17) с учетом (2.16) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид

$$V_{KZ} = \frac{V_K}{\sin \beta_K}, \text{ м/с} \quad (2.18)$$

- тангенс первого кинематического угла «угла резания –  $\xi$ » равен

$$tg\xi = \frac{V_B}{V_{KZ}} = \psi_6 \sin\beta_K \quad (2.19)$$

- тангенс второго кинематического угла –  $\xi_1$  составляет

$$tg\xi_1 = \frac{V_{HY}}{V_B} = -\frac{\cos\beta_K}{\psi_6} \quad (2.20)$$

где  $\psi_6$  – отношение боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО в плоскости  $XOY$ , характеризующее уровень установленной мощности привода поворота верхнего строения экскаватора. Это отношение зависит от коэффициента сопротивления породы копанию: с нормальным по величине  $K_F = 0,7$  МПа (7 кг/см<sup>2</sup> для вскрышных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,35$ ; с повышенным  $K_F = 1,4$  МПа (14 кг/см<sup>2</sup> для добычных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,5$  и с высоким  $K_F = 2,1$  МПа (21 кг/см<sup>2</sup> для добычных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,75$  [33], соответственно.

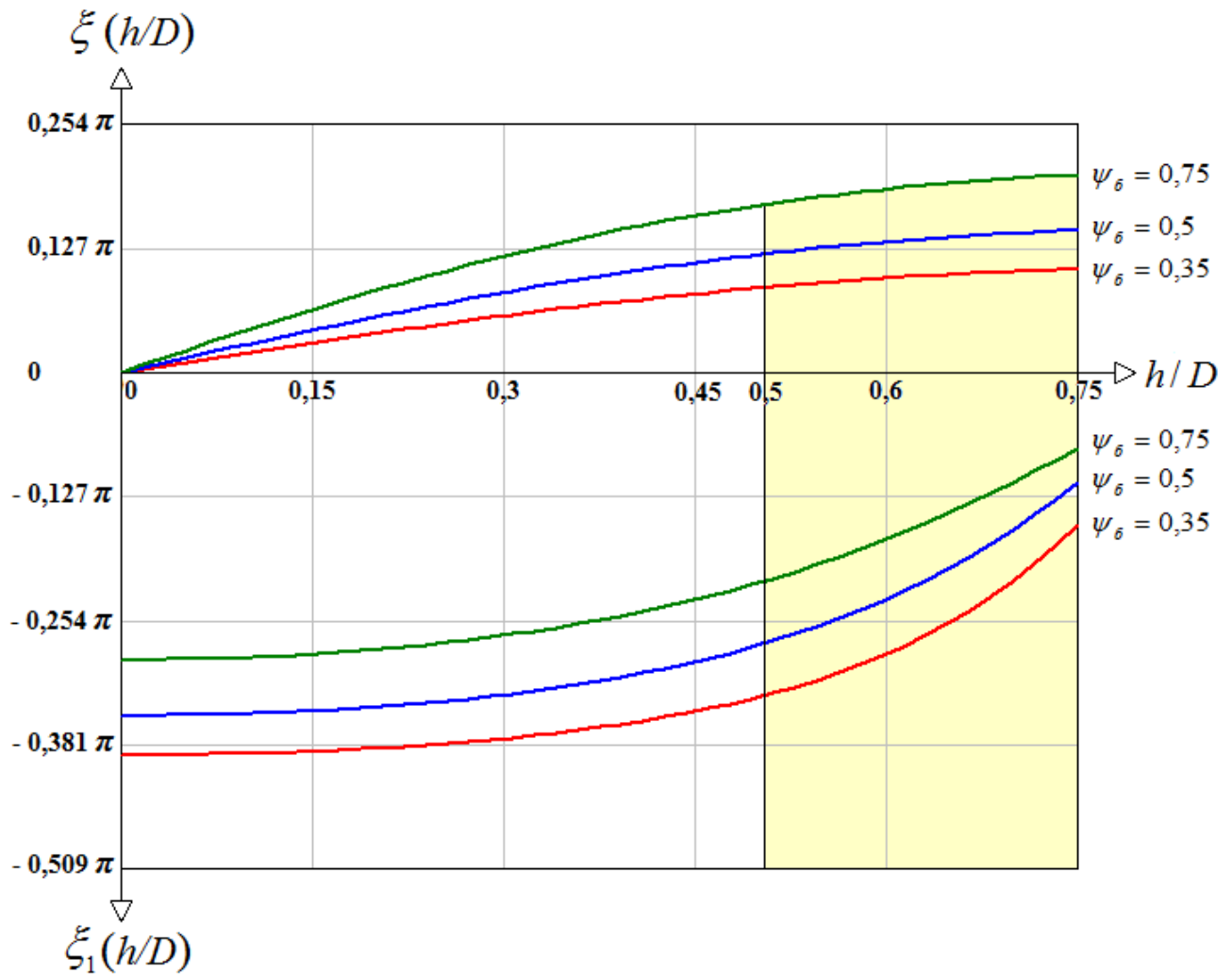
Соответственно, «первый» и «второй» кинематические углы –  $\xi$ ,  $\xi_1$  равны

$$\xi = \arctg(\psi_6 \sin\beta_K), \text{ рад} \quad (2.21)$$

$$\xi_1 = \arctg\left(-\frac{\cos\beta_K}{\psi_6}\right), \text{ рад} \quad (2.22)$$

На рисунке 2.3 приведены зависимости (2.21) и (2.22) с учетом выражений (2.10) и (2.11) от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО (от угловой координаты геометрического центра сечения стружки в плоскости вращения РО) для различных отношений боковой к касательной составляющей скоростей его вращения –  $\psi_6$ .

Анализ этих зависимостей показывает, что при экскавации породы в номинальном диапазоне высоты ленты ( $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ ) кинематические углы  $\xi(h/D)$  и  $\xi_1(h/D)$  нелинейно возрастают с увеличением отношения высоты ленты к диаметру РО экскаватора. Причем темп возрастания первого кинематического угла –  $\xi$  убывает, а второго кинематического угла –  $\xi_1$  возрастает с увеличением отношения –  $h/D$  высоты экскавируемой ленты к диаметру РО обратно пропорционально отношению –  $\psi_6$  боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО, то есть усилию боковой подачи РО (мощности привода поворота верхнего строения экскаватора).



**Рисунок 2.3** – Зависимости кинематических углов  $\xi(h/D)$ ,  $\xi_1(h/D)$  от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО

## 2.2 Особенности взаимодействия центробежного рабочего органа в зоне его фрикционного контакта с породной лентой

Как было установлено ранее, рабочий процесс экскавации породной ленты компактным роторным экскаватором осуществляется постоянным радиусом черпания преимущественно вертикальными стружками.

На рисунке 2.4 приведены траектория движения вооружения РО экскаватора в зоне его контакта с породной лентой и схема сил, приложенных к точке  $K$  в трех ортогональных плоскостях  $ZOY$ ,  $XOZ$  и  $XOY$ .





$$P_H = -P_K \operatorname{ctg} \beta_K, \text{ Н} \quad (2.24)$$

- модуль силы, выталкивающей РО из забоя или прижимающей его к забою, составляет

$$P_Z = P_K \sin \beta_K - P_H \cos \beta_K, \text{ Н} \quad (2.25)$$

Выражение (2.25) с учетом (2.24) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид

$$P_Z = \frac{P_K}{\sin \beta_K}, \text{ Н} \quad (2.26)$$

- тангенс первого силового кинематического угла «угла резания –  $\xi$ » равен

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{P_B}{P_Z} = \psi_6 \sin \beta_K \quad (2.27)$$

- тангенс второго силового кинематического угла –  $\xi_1$  составляет

$$\operatorname{tg} \xi_1 = \frac{P_{HY}}{P_B} = -\frac{\cos \beta_K}{\psi_6} \quad (2.28)$$

Не трудно видеть, что зависимости (2.27) и (2.28) идентичны зависимостям (2.19) и (2.20) соответственно, то есть формирование сил сопротивления движению РО происходит в соответствии с кинематическими особенностями рабочего процесса компактного роторного экскаватора с рабочим органом центробежной разгрузки, рассмотренными ранее.

Допускается, что параметры *нагружения привода вращения РО* роторного экскаватора [3, 4, 6, 26, 27, 40] без учета затрат энергии на ускорение породы (см. данные рисунка 1.16) характеризуются:

- *усилием сопротивления породы разрушению*, возникающим при внедрении вооружения РО в изотропный породный массив с постоянным пределом прочности при одноосном сжатии  $\sigma = K_F = \text{const}$

$$P_\sigma = K_F \frac{2\pi Q}{zh\omega_B \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1}}, \text{ Н} \quad (2.29)$$

Зависимость (2.29) получена с учетом основных кинематических зависимостей, определяющих:

– производительность экскаватора  $Q = \sin \varphi_1 t_0 h R_\chi \omega_\Pi / \varphi_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.30)$

– ширину стружки  $B = \pi D \operatorname{tg} \xi / z, \text{ м}$  (здесь  $z$  – число ковшей РО, ед.)  $(2.31)$

– тангенс первого кинематического угла  $R_\chi \omega_\Pi / 0,5 D \omega_B = \operatorname{tg} \xi \quad (2.32)$

где  $Q$  – техническая производительность роторного экскаватора, м<sup>3</sup>/с;

$K_F$  – коэффициент сопротивления породы копанию, Н/м<sup>2</sup> (Па);

$\omega_B$  – угловая скорость вращения РО, рад/с.

- *силами подъема породы до зоны разгрузки*

$$P_h = P_\sigma k_h = K_F \frac{2\pi Q}{zh\omega_B \frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}} k_h, \text{ Н} \quad (2.33)$$

где  $k_h$  – коэффициент, учитывающий долю сил, необходимых для подъема породы до зоны разгрузки, от усилия сопротивления породы разрушению,  $k_h = 0,02 \div 0,06$  [36];

- *силами на преодоление потерь в трансмиссиях привода РО и центробежного генератора гармонических колебаний* [49]:

$$P_{TPB} = P_{K\Sigma} [1 - 0,5(\eta_B + \eta_r)], \text{ Н} \quad (2.34)$$

где  $P_{K\Sigma}$  – окружное усилие на РО, Н;

$\eta_B$  – КПД трансмиссии привода вращения РО;

$\eta_r$  – КПД трансмиссии центробежного генератора гармонических колебаний.

- *силами трения, возникающими в линиях трения РО в зоне его фрикционного контакта с породной лентой* (см. рисунок 2.4), препятствующими его вращению

$$F_{TB} = F'_{TYZ} + F_{TZ}, \text{ Н} \quad (2.35)$$

где  $F'_{TYZ}$  – направленная по касательной к траектории движения вооружения РО в плоскости  $YOZ$  (вращения РО) сила, Н. В соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2.4, равная

$$F'_{TYZ} = -f_{\varepsilon YOZ} P_{K\Sigma} \cos\beta_K, \text{ Н} \quad (2.36)$$

$F_{TZ}$  – ортогональная проекция силы трения в плоскости  $XOZ$  (вращения РО), Н, равная

$$F_{TZ} = f_{\varepsilon XOZ} \psi_6 P_{K\Sigma} \cos^2\xi, \text{ Н} \quad (2.37)$$

Здесь  $f_{\varepsilon YOZ}$ ,  $f_{\varepsilon XOZ}$  – эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения РО в плоскостях  $YOZ$ ,  $XOZ$  соответственно [49].

Выражение (2.35) с учетом уравнений (2.36) и (2.37) *при действии на РО*

движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил составит

$$F_{TB} = P_{K\Sigma}(f_{\Sigma XOZ}\psi_6\cos^2\xi - f_{\Sigma YOZ}\cos\beta_K), \text{ Н} \quad (2.38)$$

Следует отметить, что при синфазном и эквидистантном изменении скоростей  $\vec{V}_K$ ,  $\vec{V}_H$  и  $\vec{V}_B$  при действии движущей периодической силы функционал вида

$$f_{\Sigma i} = f(1 + \lambda_i^2 V_{Ki}^2 / V_{Hi}^2)^{-0,5} = \frac{f}{\sqrt{1 + \lambda_i^2 V_{Ki}^2 / V_{Hi}^2}} \quad (2.39)$$

считается эффективным коэффициентом внешнего сухого трения скольжения [49, 50, 51].

Под эквидистантностью периодических функций времени –  $V_K(t)$ ,  $V_H(t)$  и  $V_B(t)$  понимается характер их траекторий, при котором эти функции в каждый момент времени –  $t$  равноотстоят друг от друга.

В выражении (2.39)  $\lambda_i$  – коэффициент частотной симуляции (модуляции) движущей периодической вибрационной силы;

$i$  – плоскость действия сил и скоростей, приложенных в точке  $K$ ,  $i \rightarrow$  плоскость  $YOZ$  или  $XOZ$  или  $XOY$ ;

$f$  – коэффициент внешнего сухого трения скольжения (коэффициент Амонтона - Кулона).

Поделив правую и левую части уравнения (2.39) на коэффициент внешнего сухого трения скольжения, после соответствующих алгебраических преобразований получим *относительный* эффективный коэффициент трения скольжения для каждой  $i$ -той плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой (см. рис. 2.2):

– для плоскости  $YOZ$

$$\frac{f_{\Sigma YOZ}}{f} = (1 + \lambda_{YOZ}^2 V_K^2 / V_H^2)^{-0,5} = (1 + \lambda_{YOZ}^2 t g^2 \beta_K)^{-0,5} \quad (2.40)$$

– для плоскости  $XOZ$

$$\frac{f_{\Sigma XOZ}}{f} = (1 + \lambda_{XOZ}^2 V_{XZ}^2 / V_{HXZ}^2)^{-0,5} = \left(1 + \lambda_{XOZ}^2 \frac{\sin^2 \beta_K}{\psi_6^2}\right)^{-0,5} \quad (2.41)$$

– для плоскости  $XOY$

$$\frac{f_{\Sigma XOY}}{f} = (1 + \lambda_{XOY}^2 V_B^2 / V_{HXY}^2)^{-0,5} = \left(1 + \frac{\lambda_{XOY}^2 \psi_6^2}{\cos^2 \beta_K \cos^2 \xi_1}\right)^{-0,5} \quad (2.42)$$

Графическая интерпретация зависимостей *относительных эффективных*

коэффициентов внешнего сухого трения скольжения от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО в диапазоне  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  ( $11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18$ ) при его пространственном движении в забое (для каждой плоскости действия сил и скоростей) с учетом уравнений (2.8), (2.14), (2.21) и (2.22) при  $\lambda_{YOZ} = \lambda_{XOZ} = \lambda_{XOY} = 1$  в пакете прикладных программ Math Cad приведена на рисунке 2.5.

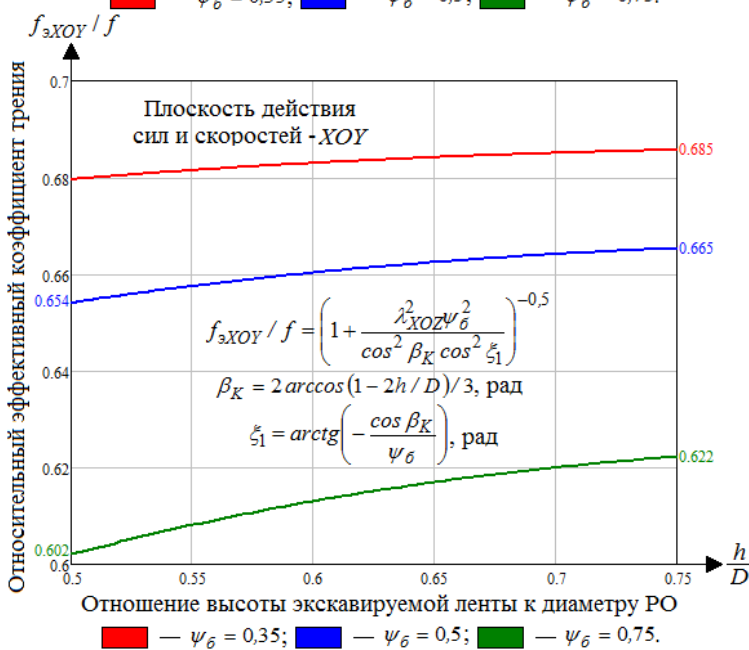
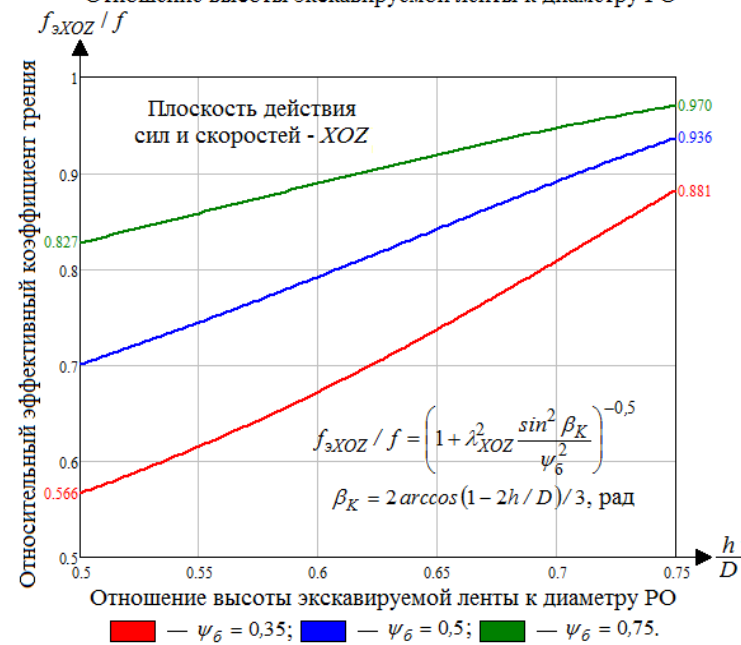
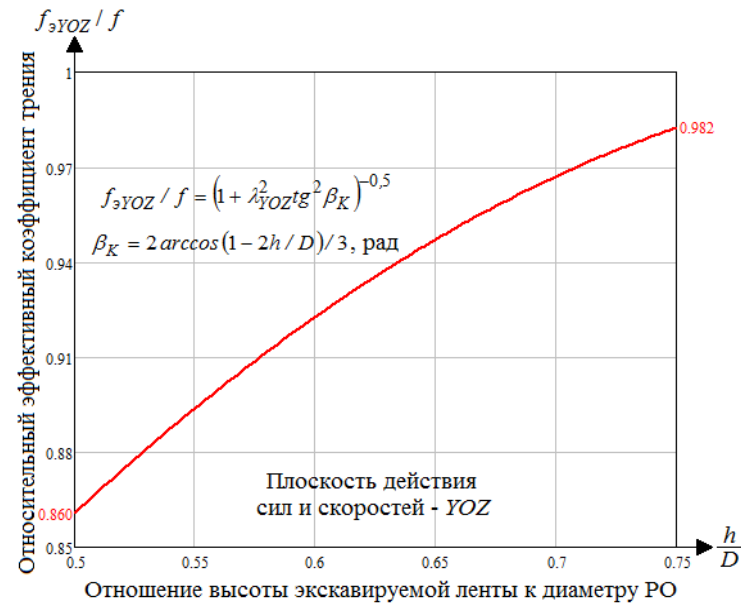
Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 2.5, показывает, что:

- с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО относительные эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения в
  - в плоскости  $XOZ$  при  $\psi_6 = 0,35$  в диапазоне  $0,566 \leq \frac{f_{\text{э}XOZ}}{f} \leq 0,881$ ;
  - при  $\psi_6 = 0,5$  в диапазоне  $0,7 \leq \frac{f_{\text{э}XOZ}}{f} \leq 0,936$ ;
  - при  $\psi_6 = 0,75$  в диапазоне  $0,827 \leq \frac{f_{\text{э}XOZ}}{f} \leq 0,97$ ;
  - в плоскости  $XOY$  при  $\psi_6 = 0,35$  в диапазоне  $0,679 \leq \frac{f_{\text{э}XOY}}{f} \leq 0,685$ ;
  - при  $\psi_6 = 0,5$  в диапазоне  $0,654 \leq \frac{f_{\text{э}XOY}}{f} \leq 0,665$ ;
  - при  $\psi_6 = 0,75$  в диапазоне  $0,602 \leq \frac{f_{\text{э}XOY}}{f} \leq 0,622$ .

При действии на РО движущих и *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* мгновенное значение суммарного окружного усилия РО с учетом (2.29), (2.33) и (2.34) можно найти из равенства движущих и *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* силам сопротивления вращению РО как

$$\begin{aligned} P_{K\Sigma} + P_{K\Sigma}[\lambda_{YOZ}(v_{\Gamma}^*) - 1] &= k_{\text{д}YOZ}(P_{\sigma} + P_h) + P_{\text{ТРВ}} + F_{\text{ТВ}} = \\ &= K_F \frac{2\pi k_{\text{д}YOZ} Q}{zh\omega_{\text{в}} \frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}} (1 + k_h) + P_{K\Sigma}[1 - 0,5(\eta_{\text{в}} + \eta_{\Gamma})] + P_{K\Sigma}\theta_{\text{в}}(\lambda_i, \beta_K, \xi) \end{aligned} \quad (2.43)$$

где  $k_{\text{д}YOZ}$  – коэффициент динамичности нагрузки привода вращения РО, равный  $k_{\text{д}YOZ} = k_{\text{дв}}$  (2.44). С учетом выполненных исследований [26, 44, 45] для привода вращения РО, оснащенного упругодемпфирующей подвеской рамы редуктора, на частоте входа/выхода ковшей в забой/из забоя он составляет не более  $k_{\text{дв}} = 1,13 \div 1,15$ .



**Рисунок 2.5 – Зависимости относительных эффективных коэффициентов внешнего сухого трения скольжения для трех плоскостей действия сил и скоростей, приложенных в точке К, от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО при различных отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО**

$\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi)$  – безразмерный функционал, равный отношению силы трения к суммарному окружному усилию на РО, характеризующий параметры его фрикционного взаимодействия с породной лентой в плоскости его вращения,  $\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi) = -F_{TB}/P_{K\Sigma}$  с учетом выражений (2.32), (2.37) и (2.38) определяемый по зависимости

$$\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi) = f \left[ \frac{tg^2 \xi \cos^2 \xi}{(tg^2 \xi + \lambda_{XOZ}^2 \sin^2 \beta_K)^{0,5}} - \frac{\cos \beta_K}{(1 + \lambda_{YOZ}^2 tg^2 \beta_K)^{0,5}} \right] \quad (2.45)$$

В безразмерном функционале (2.45) отношение боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО -  $\psi_6$  выражено как

$$\psi_6(\beta_K) = \frac{2R_q \omega_{\Pi}}{D \omega_B} = tg \xi \quad (2.46)$$

Решая равенство (2.43) с учетом (2.44) относительно суммарной величины окружного усилия привода вращения РО, имеем

$$P_{K\Sigma}(\lambda_{YOZ}(v_r^*)) = K_F \frac{2\pi k_{ДВ}(1+k_h)}{zh\omega_B \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} [\lambda_{YOZ}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))]} Q, \text{ Н} \quad (2.47)$$

В свою очередь допускается, что параметры *нагружения привода подачи РО* роторного экскаватора характеризуются:

- *усилием на преодоление боковой составляющей процесса копания*

$$P_B = P_{\sigma} tg \xi = K_F \frac{2\pi tg \xi}{zh\omega_B \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1}} Q, \text{ Н} \quad (2.48)$$

- *силами трения, возникающими в линиях трения РО в зоне его фрикционного контакта с породной лентой (см. рисунок 2.4), препятствующими его подаче*

$$F_{ТП} = F'_{ТХ} + F_{ТХ}, \text{ Н} \quad (2.49)$$

где  $F'_{ТХ}$  – направленная по касательной к траектории движения РО в плоскости  $XOZ$  сила, Н. В соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2.4, равная

$$F'_{ТХ} = f_{\varepsilon XOZ} \psi_6 P_{K\Sigma} \sin \xi \cos \xi, \text{ Н} \quad (2.50)$$

$F_{ТХ}$  – ортогональная проекция силы трения в плоскости  $XOY$  (подачи РО), Н, равная

$$F_{ТХ} = -f_{\varepsilon XOY} P_{K\Sigma} \cos \beta_K \cos^2 \xi_1, \text{ Н} \quad (2.51)$$

Выражение (2.49) с учетом уравнений (2.50) и (2.51) *при действии на РО движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил* составит

$$F_{\text{ТП}} = P_{K\Sigma}(0,5f_{\text{эХОЗ}} \psi_6 \sin 2\xi - f_{\text{эХОУ}} \cos \beta_K \cos^2 \xi_1), \text{ Н} \quad (2.52)$$

Уравнение (2.52) с учетом результатов (2.41) и (2.42) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид:

$$F_{\text{ТП}} = P_{K\Sigma} f \left( \frac{\psi_6^2 \sin 2\xi}{2(\psi_6^2 + \lambda_{\text{ХОЗ}}^2 \sin^2 \beta_K)^{0,5}} - \frac{\cos^2 \beta_K \cos^3 \xi_1}{(\lambda_{\text{ХОУ}}^2 \psi_6^2 + \cos^2 \beta_K \cos^2 \xi_1)^{0,5}} \right) \text{ Н} \quad (2.53)$$

или

$$F_{\text{ТП}} = -P_{K\Sigma} \theta_{\text{п}}(f_{\text{э}}, \beta_K, \xi_1), \text{ Н} \quad (2.54)$$

где  $\theta_{\text{п}}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)$  – безразмерный функционал, равный отношению силы трения к суммарному окружному усилию на РО, характеризующий параметры его фрикционного взаимодействия с породной лентой в плоскости его подачи с учетом зависимостей (2.46) и (2.47), равный

$$\theta_{\text{п}}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1) = f \left( \frac{tg^2 \xi \sin 2\xi}{2(tg^2 \xi + \lambda_{\text{ХОЗ}}^2 \sin^2 \beta_K)^{0,5}} - \frac{\cos^2 \beta_K \cos^3 \xi_1}{(\lambda_{\text{ХОУ}}^2 tg^2 \xi + \cos^2 \beta_K \cos^2 \xi_1)^{0,5}} \right) \quad (2.55)$$

Далее, уравнение (2.54) с учетом выражений (2.47) и (2.55) принимает вид

$$F_{\text{ТП}} = K_F \frac{2\pi k_{\text{дХОЗ}}(1+k_h)\theta_{\text{п}}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{zh\omega_{\text{в}} \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} (\lambda_{\text{ХОЗ}}(v_{\text{г}}^*) + 0,5(\eta_{\text{в}} + \eta_{\text{г}}) - (1 + \theta_{\text{в}}(\lambda_i, \beta_K, \xi)))} Q, \text{ Н} \quad (2.56)$$

- *силами на преодоление потерь в трансмиссии привода поворота верхнего строения экскаватора:*

$$P_{\text{ТРП}} = P_{\text{Б}\Sigma}(1 - \eta_{\text{п}}), \text{ Н} \quad (2.57)$$

где  $\eta_{\text{п}}$  – КПД трансмиссии привода подачи РО.

В свою очередь, при действии на РО движущих и периодических высокочастотных (вибрационных) сил мгновенное значение суммарного бокового усилия привода подачи РО с учетом (2.48), (2.56) и (2.57) можно найти из равенства движущих и периодических высокочастотных (вибрационных) сил силам сопротивления подачи РО как

$$\begin{aligned} P_{\text{Б}\Sigma} &= k_{\text{дп}} P_{\text{Б}} + F_{\text{ТП}} + P_{\text{ТРП}} = \\ &= k_{\text{дп}} K_F \frac{2\pi tg \xi}{zh\omega_{\text{в}} \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1}} Q + K_F \frac{2\pi k_{\text{дХОЗ}}(1+k_h)\theta_{\text{п}}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{zh\omega_{\text{в}} \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} (\lambda_{\text{ХОЗ}}(v_{\text{г}}^*) + 0,5(\eta_{\text{в}} + \eta_{\text{г}}) - (1 + \theta_{\text{в}}(\lambda_i, \beta_K, \xi)))} Q + P_{\text{Б}\Sigma}(1 - \eta_{\text{п}}), \text{ Н} \end{aligned} \quad (2.58)$$

Решая равенство (2.58) относительно величины суммарного бокового усилия привода подачи РО с учетом, что  $k_{\text{дХОУ}} = k_{\text{дп}}$ , после соответствующих

алгебраических преобразований имеем

$$P_{\Sigma} = K_F \frac{2\pi}{zh\omega_B \frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1} \eta_{\Pi}} \left[ k_{\text{дп}} tg\xi + \frac{k_{\text{дв}}(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{Yoz}(\nu_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right] Q, \text{ Н} \quad (2.59)$$

### **2.3 Модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего органа при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами**

Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов горных машин при заданных характеристиках породы (угля) и влияния вибрационных сил на эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения нашли достаточно широкое отражение в научных трудах действительных членов АН СССР Челомея В.Н., Артоболевского И.И. [49], действительного члена РАН Блехмана И.И. [50], докторов технических наук Крагельского И.В. [51], Моласяна С.А. [50], Протасова Ю.И. [52], Беякова Ю.И. [53], кандидатов технических наук Григорьева А.С. [54], Губенко А.А. [55], Клементьевой И.Н. [56, 57] и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути повышения производительности машин (включая горные) за счет снижения динамических нагрузок (включая снижение сил трения). Однако в настоящее время в технической литературе практически не нашли отражения вопросы, связанные с установлением влияния на уровень производительности горных машин динамических параметров, к которым относятся и виброреологические параметры взаимодействия РО в зоне его фрикционного контакта с породой. Отсутствует математическое описание механизма упругих контактных высокочастотных периодических (вибрационных) колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами.

В связи с этим исследования, направленные на обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода РО компактного роторного экскаватора, по-прежнему остаются актуальными.

В известных исследованиях [49, 58, 59, 60, 61, 62] виброреологического



эффекта, установлено, что кажущееся изменения коэффициента сухого трения при действии вибрации представляет собой простейшее проявление виброреологических закономерностей, допускающих их исследование элементарными методами.

Поскольку в настоящее время *отсутствует какое-либо математическое описание механизма упругих контактных периодических вибрационных колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, нами принимается модель, базирующаяся на гипотезе нормальных колебаний* [59]. Согласно этой модели мы допускаем приложение движущих сил и упругих реакций слоя породной ленты в точке геометрического центра ее вертикального сечения с угловой координатой –  $\beta_K$ .

Далее, методом сечений, подробно рассмотренным в работе [63], получаем путем виртуального рассечения плоскостью материальной точки ( $K$ ) породы две ее равные части. Выполняя условия равновесия для каждой плоскости действия сил и упругих реакций слоя породы, приложенных в точке  $K$ , к одной ее части приложим нормальные движущие силы РО –  $P_{Hi}$ , а к другой упругие реакции слоя породной ленты в этой точке.

То есть условие равновесия точки  $K$  будет иметь вид

$$P_{Hi} = m \frac{d^2 a_{Hi}}{dt^2} = k_v a_{Hi}, \text{ Н} \quad (2.61)$$

где  $i$  – ортогональная ось действия нормальных движущих сил и упругих реакций слоя породы, приложенных в точке  $K$ ,  $i \rightarrow$  ось  $X$  или  $Y$  или  $Z$ ;

$m$  – колеблющаяся масса рабочего оборудования экскаватора, кг;

$a_{Hi}$  – амплитуда колебаний мгновенных значений нормальной силы в точке  $K$ , м;

$k_v$  – контактная жесткость породы, Н/м.

Далее, решая уравнение (2.61) с учетом того, что

$$\frac{d^2 a_{Hi}}{dt^2} = 4\pi^2 a_{Hi} \nu^2 \quad (2.62)$$

относительно частоты колебания массы рабочего оборудования экскаватора –  $\nu$  (Гц), получаем

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_v}{m}}, \text{ Гц} \quad (2.63)$$

Что касается контактной жесткости породы –  $k_v$ , то здесь следует отметить, что согласно принятой ранее гипотезе колебания массы рабочего оборудования экскаватора носят гармонический характер [59] и в соответствии с зависимостью Г. Герца (2.63) ее частота равна частоте возбуждающей силы, а амплитуда –  $a_{Hi}$  зависит от модуля упругости породы [63].

Далее, выражение (2.63) с учетом зависимости (2.61) принимает вид

$$\nu_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P_{Hi}}{m_i a_{Hi}}}, \text{ Гц} \quad (2.64)$$

Также известно, что горная порода способна восстанавливать свою форму и объем после снятия нагрузки [53], не превышающей ее предела прочности. Поэтому для описания процесса ее деформирования можно использовать некоторые положения теории упругости, такие как [64]:

- для изотропной породы при её деформировании значения величин модуля упругости –  $E$  (Па), модуля сдвига –  $G$  (Па) и коэффициента Пуассона –  $\mu$  остаются неизменными;

- относительные осевые деформации –  $\varepsilon_i$  (ед.) в направлении приложения сил –  $P_{Hi}$  (Н) прямо пропорциональны действующим нормальным напряжениям –  $\sigma_i$  (Па) и имеют с ними одинаковый знак

$$\sigma_i = E \varepsilon_i, \text{ Па} \quad (2.65)$$

- при одноосном сжатии в горной породе возникает поперечная деформация в направлении, перпендикулярном к направлению приложения сил, противоположная по знаку;

- если на горную породу действуют силы, расположенные в разных плоскостях, то каждой из них соответствуют свои деформации и напряжения. Результирующие деформации и напряжения определяются суммированием деформаций породы в точке  $K$  от действия каждой из сил. Причем деформации, вызываемые действием одной силы в соответствии с **принципом суперпозиции** [64], не зависят от сил, действующих в других плоскостях. Полная картина упругого деформирования

горной породы в общем случае описывается **законом Гука**:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]\end{aligned}\quad (2.66)$$

Для изотропной горной породы, у которой  $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = \sigma$  (2.67), уравнения (2.66) принимают вид

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = \varepsilon = \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu) \quad (2.68)$$

А амплитуда колебаний мгновенных значений нормальной силы в точке  $K$  с учетом выражения (2.68) определится как

$$a_{Hi} = l_i \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu), \text{ м} \quad (2.69)$$

Известно, что абсолютная деформация рабочего оборудования экскаватора в точке  $K - a_{Hi}$  выражает абсолютное изменение его линейных размеров  $-(l_i + a_{Hi})$  в граничной с горной породой точке, выделенной в ее деформируемом теле. В свою очередь, относительную деформацию рабочего оборудования экскаватора в направлении действия нормальных движущих сил, приложенных в точке  $K$ , определяется как отношение абсолютного изменения  $-a_{Hi}$  к его первоначальному значению  $-l_i$

$$\varepsilon_i = \frac{a_{Hi}}{l_i} \quad (2.70)$$

Далее, подставляя в уравнение (2.64) результат (2.69) и переходя от колеблющихся масс рабочего оборудования экскаватора  $-m_i$  к их колеблющимся моментам инерции  $-I_i$  с учетом того, что результирующие нормальные силы  $-P_{Hi}$  действует в трехмерном пространстве вокруг точки  $K$ , имеем зависимости частот упругих контактных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами

$$\nu_i = \frac{r_i}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{\sigma I_i l_i (1 - 2\mu)} P_{Hi}}, \text{ Гц} \quad (2.71)$$

где  $r_i$  – радиус инерции  $i$ -того рабочего оборудования экскаватора, м. Пользуясь

методикой доктора технических наук Маслова Г.С., приведенной в работе [65], имеем, что радиус инерции:

$$- \text{маховой массы} - m_p \text{ РО составляет } r_b = 0,35D, \text{ м} \quad (2.72)$$

$$- \text{маховой массы} - m_{\pi} \text{ верхнего строения экскаватора составляет } r_{\pi} = 0,32R_{\text{ч}}, \text{ м} \quad (2.73)$$

В тоже время экспериментальные исследования [52, 53], выполненные профессорами, докторами технических наук Протасовым Ю.И. и Беляковым Ю.И., показывают, что *окружное усилие сопротивления породы движению РО* должно быть определено с учетом того, что при экскавации породной ленты имеет место конверсия колебаний. Конверсия колебаний объясняется возникновением вынужденных колебаний в приводе подачи РО за счет входа/выхода ковшей в забой/из забоя с частотой –  $f_z = z\omega_b/2\pi$ , Гц (2.74). И мгновенные значения силы трения –  $F_{Ti}$  в каждой  $i$ -той плоскости действия сил и скоростей, приложенных в точке «К» (см. рисунок 2.4), могут быть определены как

$$F_{Ti} = \operatorname{tg} \varphi_T N_{Ti} \cos \delta_i, \text{ Н} \quad (2.75)$$

Уравнение (2.75) базируется на результатах, приведенных в работе [49]. В этой работе установлено, что при тангенциальных (касательных) колебаниях трущихся поверхностей *мгновенный* вектор силы трения –  $\vec{F}_{Ti}$  всегда направлен против составляющей *мгновенных значений* равнодействующей скорости скольжения –  $\vec{V}_{Ri}$  (см. рисунок 2.2), образующей угол  $\delta_i = \operatorname{arctg} \frac{V_{Hi}}{V_{Ki}}$ , рад (2.76) с нормальной скоростью подачи –  $\vec{V}_{Hi}$ .

Из рисунка 2.4 также следует, что:

- для каждой  $i$ -той плоскости действия сил и скоростей, приложенных в точке «К», угол между равнодействующей скорости скольжения –  $\vec{V}_{Ri}$  и нормалью составляет:

$$- \text{ в плоскости } YOZ \quad \delta_{YOZ} = \beta_K, \text{ рад} \quad (2.77)$$

$$- \text{ в плоскости } XOZ \quad \delta_{XOZ} = 0,5\pi - \xi, \text{ рад} \quad (2.78)$$

$$- \text{ в плоскости } XOY \quad \delta_{XOY} = 0,5\pi - \xi_1, \text{ рад} \quad (2.79)$$

- всевозможные направления реакции линии трения РО в каждой ее точке заключаются в пределах так называемого «конуса трения», вершина которого

совпадает с данной точкой (в нашем случае точкой «К»), а образующая составляет с нормалью –  $N_{Ti}$  угол –  $\varphi_T$ , равный углу трения скольжения металлического РО о породный массив:

$$\varphi_T = \arctg \frac{F_{TYZ}}{P_{HYZ}} = \arctg \frac{F_{TXZ}}{P_{HYZ}} = \arctg \frac{F_{TXY}}{P_{HXY}}, \text{ рад} \quad (2.80)$$

• сила –  $N_{Ti}$ , направленная в точке «К» перпендикулярно к траектории движения РО (сила нормальной реакции забоя), составляет:

$$\text{– в плоскости } YOZ \quad N_{TYZ} = P_{HYZ} = -P_K \cos \beta_K, \text{ Н} \quad (2.81)$$

$$\text{– в плоскости } XOZ \quad N_{TXZ} = P_{HYZ} = -\psi_6 P_K \cos \xi, \text{ Н} \quad (2.82)$$

$$\text{– в плоскости } XOY \quad N_{TXY} = P_{HXY} = -P_K \cos \beta_K \cos \xi_l, \text{ Н} \quad (2.83)$$

• сила трения –  $F_{Ti}$ , направленная против скорости движения РО по траектории экскавации, составляет:

$$\text{– в плоскости } YOZ \quad F_{TYZ} = f_{\Delta YOZ} P_{HYZ} = -f_{\Delta YOZ} P_K \cos \beta_K, \text{ Н} \quad (2.84)$$

$$\text{– в плоскости } XOZ \quad F_{TXZ} = f_{\Delta XOZ} P_{HYZ} = -f_{\Delta XOZ} \psi_6 P_K \cos \xi, \text{ Н} \quad (2.85)$$

$$\text{– в плоскости } XOY \quad F_{TXY} = f_{\Delta XOY} P_{HXY} = -f_{\Delta XOY} P_K \cos \beta_K \cos \xi_l, \text{ Н} \quad (2.86)$$

Далее, для определения модуля результирующей нормальной силы –  $P_{H\Sigma}$ , входящего в зависимость (2.73) составим схему действия нормальных сил для каждой плоскости трехмерного пространства вокруг точки К с координатами X, Y, Z (см. рисунок 2.6). Из рисунка 2.6 а следует, что

$$P_{H\Sigma X} = P_{HYZ} \cos \xi + P_{HXY} \sin \xi_l, \text{ Н} \quad (2.87)$$

$$P_{H\Sigma Y} = P_{HXY} \cos \xi_l - P_{HYZ} \cos 2\beta_K, \text{ Н} \quad (2.88)$$

$$P_{H\Sigma Z} = P_{HYZ} \sin 2\beta_K + P_{HYZ} \sin \xi, \text{ Н} \quad (2.89)$$

Уравнения (2.87), (2.88) и (2.89) с учетом результатов (2.81), (2.82) и (2.83) после соответствующих алгебраических преобразований соответственно определяются как

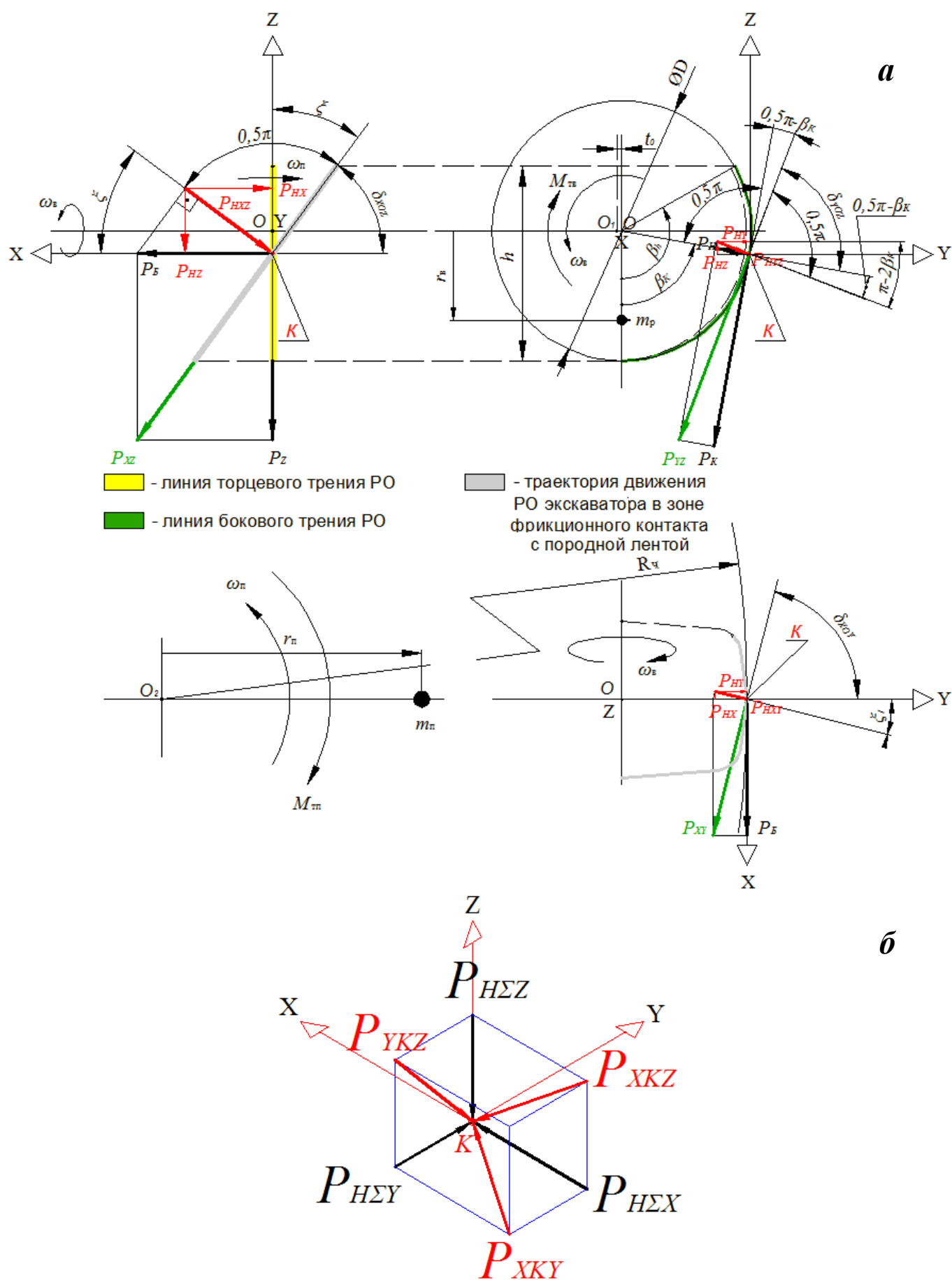
$$P_{H\Sigma X} = P_K (\psi_6 \cos^2 \xi + 0,5 \cos \beta_K \sin 2\xi_l), \text{ Н} \quad (2.90)$$

$$P_{H\Sigma Y} = P_K \cos \beta_K (\cos^2 \xi_l - \cos 2\beta_K), \text{ Н} \quad (2.91)$$

$$P_{H\Sigma Z} = P_K (\cos \beta_K \sin 2\beta_K + 0,5 \psi_6 \sin 2\xi), \text{ Н} \quad (2.92)$$

В свою очередь из рисунка 2.6 б следует, что

$$P_{YKZ} = \sqrt{P_{H\Sigma Y}^2 + P_{H\Sigma Z}^2}, \text{ Н} \quad (2.93)$$



**Рисунок 2.6 – Схема действия нормальных сил в трех ортогональных плоскостях трехмерного пространства вокруг точки  $K$**

$$P_{XKZ} = \sqrt{P_{H\Sigma X}^2 + P_{H\Sigma Z}^2}, \text{ Н} \quad (2.94)$$

$$P_{XKY} = \sqrt{P_{H\Sigma X}^2 + P_{H\Sigma Y}^2}, \text{ Н} \quad (2.95)$$

Далее, уравнения (2.93), (2.94) и (2.95) с учетом выражений (2.90), (2.91) и (2.92) с учетом того, что

$$\cos^2 \beta_K (\cos^2 \xi_l - \cos 2\beta_K)^2 = \zeta_X^2 \quad (2.96)$$

$$(\cos \beta_K \sin 2\beta_K + 0,5\psi_6 \sin 2\xi)^2 = \zeta_Z^2 \quad (2.97)$$

$$(\psi_6 \cos^2 \xi + 0,5 \cos \beta_K \sin 2\xi_1)^2 = \zeta_Y^2 \quad (2.98)$$

после соответствующих алгебраических преобразований принимают вид

$$P_{YKZ} = P_K \sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}, \text{ Н} \quad (2.99)$$

$$P_{XKZ} = P_K \sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}, \text{ Н} \quad (2.100)$$

$$P_{XKY} = P_K \sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}, \text{ Н} \quad (2.101)$$

Таким образом, уравнение (2.71) с учетом выражений (2.99), (2.100), (2.101), результатов таблицы 2.1 и того, что  $\sigma \equiv K_F$  преобразуется в три уравнения нижеследующего вида

Таблица 2.1

Плоскость действия нормальных сил в трехмерном пространстве вокруг точки $K$	$YKZ$	$XKZ$	$XKY$
Радиус инерции $i$ -того рабочего оборудования экскаватора $r_i$ , м	$r_B$	$\frac{r_B r_\Pi}{r_B + r_\Pi}$	$r_\Pi$
Первоначальное значение линейного деформируемого размера $l_i$ , м	$0,5D$	$\frac{2DR_q}{D + 2R_q}$	$R_q$
Динамический момент инерции $i$ -той колеблющейся массы рабочего оборудования $I_i$ , кг м <sup>2</sup>	$I_p$	$\frac{I_p I_\Pi}{I_p + I_\Pi}$	$I_\Pi$

$$v_{YKZ} = \frac{r_B}{\sqrt{2}\pi} \sqrt{\frac{E}{K_F} \frac{\sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}{I_p D (1-2\mu)}} P_K, \text{ Гц} \quad (2.102)$$

$$v_{XKZ} = \frac{r_B r_\Pi}{r_B + r_\Pi} \sqrt{\frac{E}{K_F} \frac{I_p + I_\Pi}{I_p I_\Pi} \frac{D + 2R_q}{2\pi D R_q} \frac{\sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}}{1-2\mu}} P_K, \text{ Гц} \quad (2.103)$$

$$\nu_{XKY} = \frac{r_{\Pi}}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{K_F I_{\Pi} R_{\text{ч}} (1-2\mu)} \sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}} P_K, \Gamma_{\text{ц}} \quad (2.104)$$

Здесь окружное усилие вооружения РО -  $P_K$  определяется из выражения (2.48) при  $\lambda_{YOZ} = \lambda_{XOZ} = \lambda_{XOY} = 1$ .

## 2.4 Влияние движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил на эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения

Исходя из того, что частота вынужденных колебаний -  $\nu_{\Gamma}$  задается генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента только в одной плоскости -  $YKZ$  и имеет место соотношение  $\nu_{\Gamma} : \nu_{YKZ} : \nu_{XKZ} : \nu_{XKY}$ , то можно записать

$$\frac{\nu_{\Gamma}}{\nu_{YKZ}} = 1 \quad (2.105)$$

$$\frac{\nu_{\Gamma}}{\nu_{XKZ}} = \frac{r_{\text{Б}} + r_{\Pi}}{\sqrt{2}\pi r_{\Pi}} \sqrt{\frac{\pi R_{\text{ч}} I_{\Pi}}{(I_{\text{П}} + I_{\Pi})(D + 2R_{\text{ч}})}} \frac{\sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}{\sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}} \quad (2.106)$$

$$\frac{\nu_{\Gamma}}{\nu_{XKY}} = \frac{\sqrt{2}r_{\text{Б}}}{r_{\Pi}} \sqrt{\frac{I_{\Pi} R_{\text{ч}}}{I_{\text{П}} D}} \frac{\sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}{\sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}} \quad (2.107)$$

Решая уравнения (2.106) и (2.107) относительно частот вынужденных колебаний рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях трехмерного пространства вокруг точки  $K$  имеем

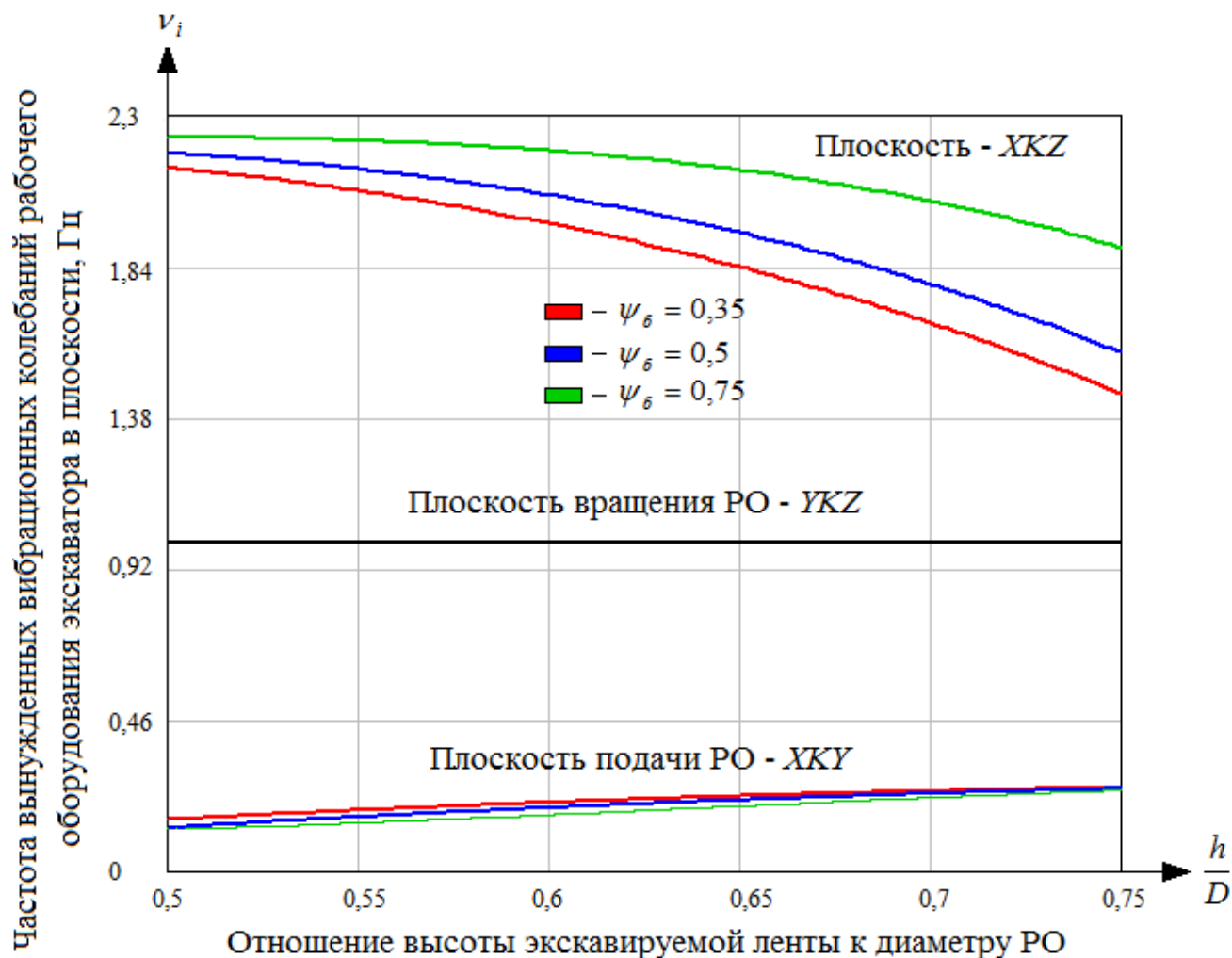
$$\nu_{YKZ} = \nu_{\Gamma} \quad (2.108)$$

$$\nu_{XKZ} = \nu_{\Gamma} \frac{r_{\Pi}}{r_{\text{Б}} + r_{\Pi}} \sqrt{\pi \frac{I_{\text{П}} + I_{\Pi}}{I_{\Pi}} \frac{D + 2R_{\text{ч}}}{R_{\text{ч}}}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}, \Gamma_{\text{ц}} \quad (2.109)$$

$$\nu_{XKY} = \nu_{\Gamma} \frac{r_{\Pi}}{\sqrt{2}r_{\text{Б}}} \sqrt{\frac{I_{\text{П}} D}{I_{\Pi} R_{\text{ч}}}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}}, \Gamma_{\text{ц}} \quad (2.110)$$



Результаты моделирования частот упругих контактных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ (зависимости (2.108), (2.109) и (2.110)) в пакете прикладных программ Math Cad приведены на рисунке 2.7 в диапазоне отношения  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  ( $11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18$ ) с учетом, что:



**Рисунок 2.7 – Зависимость частоты вынужденных периодических вибрационных колебаний массы рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ в точке K от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО при различных отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления его движению**

■ приведённый к валу электродвигателя привода вращения РО динамический момент инерции непосредственно РО [44, 45, 66] равен  $I_{пр} = 0,1I_{дв}$ , кг м<sup>2</sup> (где  $I_{дв}$  – динамический момент электродвигателя привода РО). Таким образом, можно принять, что абсолютный динамический момент инерции РО составляет  $I_p = 0,1i_p^2 I_{дв}$ , кг м<sup>2</sup> (где  $i_p$  – передаточное отношение редуктора привода РО экскаватора).

В частности, для компактного экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ  $i_p = 43,676$  [38];  $I_{дв} = 6,88$ , кг м<sup>2</sup> [67]; абсолютный динамический момент инерции РО равен  $I_p = 1312,42$ , кг м<sup>2</sup>; абсолютный динамический момент инерции верхнего строения экскаватора по данным [38] составляет  $I_{п} = 39372,6$  кг м<sup>2</sup>;

- $K_F = 0,7$  МПа (7 кг/см<sup>2</sup> для вскрышных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,35$ ; с повышенным  $K_F = 1,4$  МПа (14 кг/см<sup>2</sup> для добычных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,5$  и с высоким  $K_F = 2,1$  МПа (21 кг/см<sup>2</sup> для добычных экскаваторов) –  $\psi_6 = 0,75$  [33], соответственно;

- линейные параметры рабочего оборудования экскаватора имеют следующие значения  $D = 3,2$  м;  $R_q = 16,8$  м.

Анализ результатов, приведенных на рисунке 2.7, свидетельствует, что в диапазоне  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО имеют место вынужденные вибрационные колебания масс рабочего оборудования экскаватора в плоскостях:

- вращения (YKZ) и подачи (XKY) РО с высокой частотой от  $\nu_r$  до  $2,233\nu_r$  Гц;
- в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора (XKZ), с низкой частотой от  $0,13\nu_r$  до  $0,256\nu_r$  Гц.

Что касается *коэффициента частотной симуляции (модуляции) движущихся периодических вибрационных сил* –  $\lambda_i$ , то здесь нужно отметить, что математически [25] он может быть выражен как

$$\lambda_i = \sqrt{1 + \frac{f_{общ}}{f_z}} \quad (2.111)$$

где  $f_{общ}$  – приведенная частота колебаний рабочего оборудования, Гц, составляющая

$$f_{общ} = \frac{f_z \nu_i}{f_z + \nu_i}, \text{ Гц} \quad (2.112)$$

Подставляя результат (2.112) в уравнение (2.111) с учетом зависимости (2.74), после соответствующих алгебраических преобразований имеем

$$\lambda_i = \sqrt{1 + \frac{2\pi \nu_i}{2\pi \nu_i + z \omega_B}} \quad (2.113)$$

Далее выражение (2.113) с учетом результатов (2.108), (2.109) и (2.110) преобразуется в нижеследующие три зависимости

$$\lambda_{YKZ} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{YKZ} v_r}{2\pi c_{YKZ} v_r + z\omega_B}} \quad (2.114)$$

$$\lambda_{XKZ} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{XKZ} v_r}{2\pi c_{XKZ} v_r + z\omega_B}} \quad (2.115)$$

$$\lambda_{XKY} = \sqrt{1 + \frac{2\pi c_{XKY} v_r}{2\pi c_{XKY} v_r + z\omega_B}} \quad (2.116)$$

где  $c_{YKZ}$ ,  $c_{XKZ}$  и  $c_{XKY}$  - безразмерные коэффициенты, равные

$$c_{YKZ} = 1 \quad (2.117)$$

$$c_{XKZ} = \frac{1}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{r_{\Pi}}{r_B + r_{\Pi}} \sqrt{\pi \frac{I_p + I_{\Pi}}{I_{\Pi}} \frac{D + 2R_q}{R_q} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D)} \quad (2.118)$$

$$c_{XKY} = \frac{1}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{r_{\Pi}}{\sqrt{2}r_B} \sqrt{\frac{I_p D}{I_{\Pi} R_q} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D)} \quad (2.119)$$

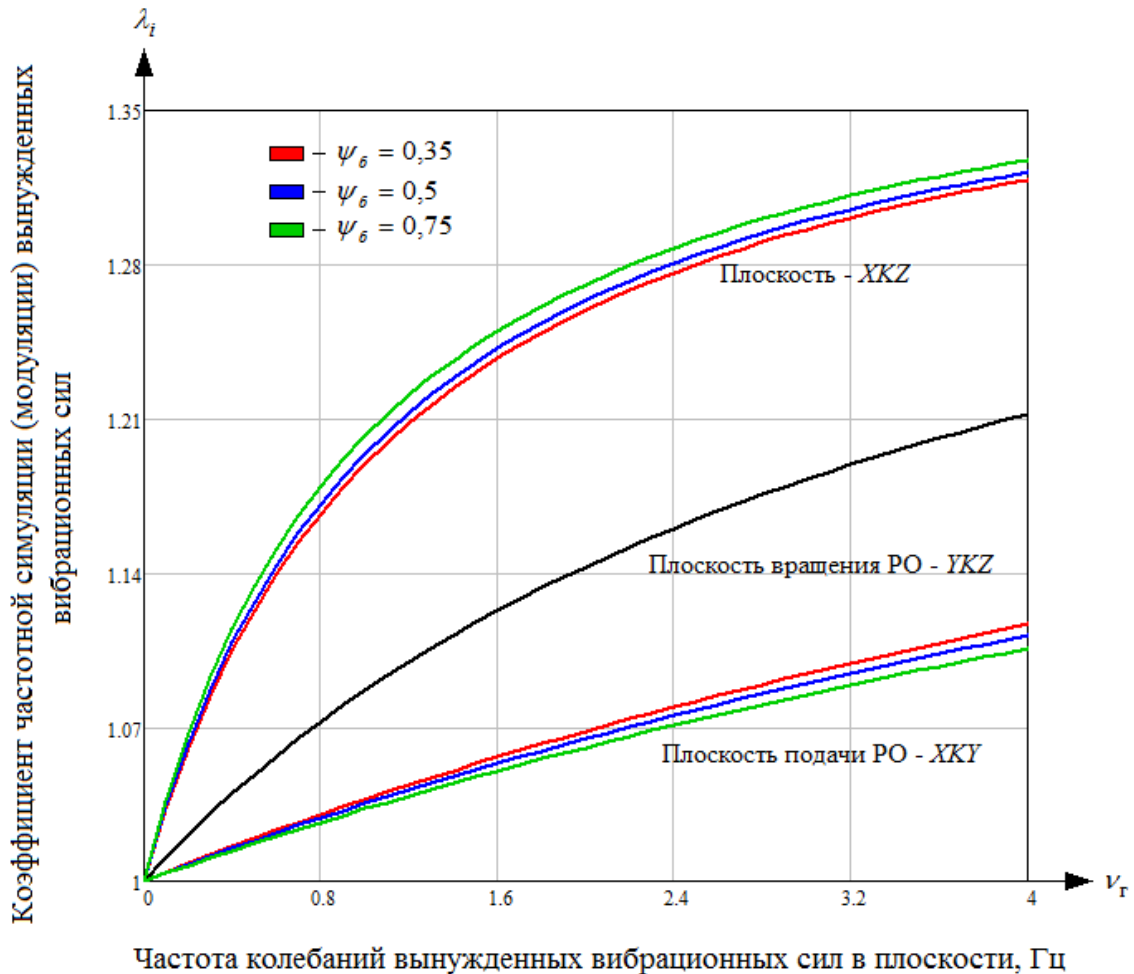
Результаты расчетов безразмерных коэффициентов (2.118) и (2.119) приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Плоскость действия движущих сил	Компактный экскаватор	$\psi_6$	$c_i$
YKZ вращения РО	Вскрышной	-	1
	Добычной		
XKZ	Вскрышной	0,35	3,205
	Добычной	0,5	3,356
		0,75	3,634
XKY поворота верхнего строения экскаватора	Вскрышной	0,35	0,371
	Добычной	0,5	0,349
		0,75	0,324

Результаты моделирования значений коэффициента частотной симуляции (модуляции) движущих периодических вибрационных сил (зависимости (2.114), (2.115) и (2.116)) экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ в плоскостях вращения его РО и поворота его верхнего строения с помощью пакета прикладных программ Math Cad для  $z = 8$ ;  $\omega_B = 3,56$  рад/с с учетом результатов таблицы 2.2 при различных

отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО в диапазоне частот  $0 \leq \nu_r \leq 4,0$  Гц приведены на рисунке 2.8.



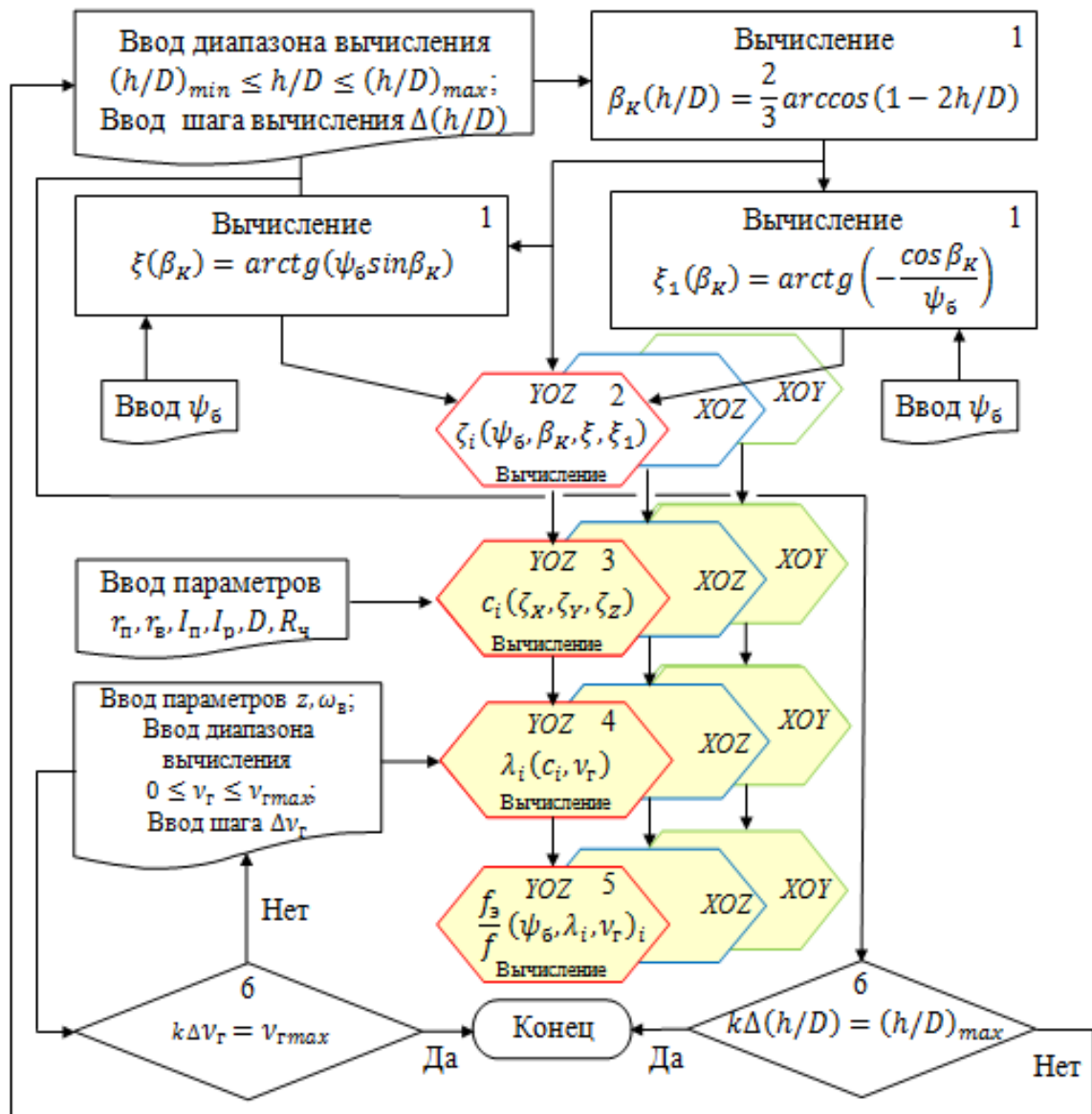
**Рисунок 2.8 – Зависимость коэффициента частотной симуляции от частоты вынужденных высокочастотных (вибрационных) колебаний сил в каждой плоскости их действия на рабочее оборудование экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ при различных отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО**

Анализ результатов моделирования свидетельствует, что с увеличением частоты –  $\nu_r$  движущих периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора коэффициент частотной симуляции –  $\lambda_i$  нелинейно возрастает, причем темп его возрастания в плоскости  $ХКZ$  прямо пропорционален коэффициентам  $c_{ХКZ}$ , а в плоскости  $ХKY$  обратно пропорционален коэффициентам  $c_{ХKY}$ .

Таким образом, полученные нами результаты моделирования коэффициента частотной симуляции (см. рис. 2.8) позволяют установить зависимость *относительного* эффективного коэффициента трения скольжения для каждой  $i$ -той

плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой (уравнения (2.37), (2.38) и (2.39)) при действии вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ от их частоты -  $\nu_r$  и от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора.

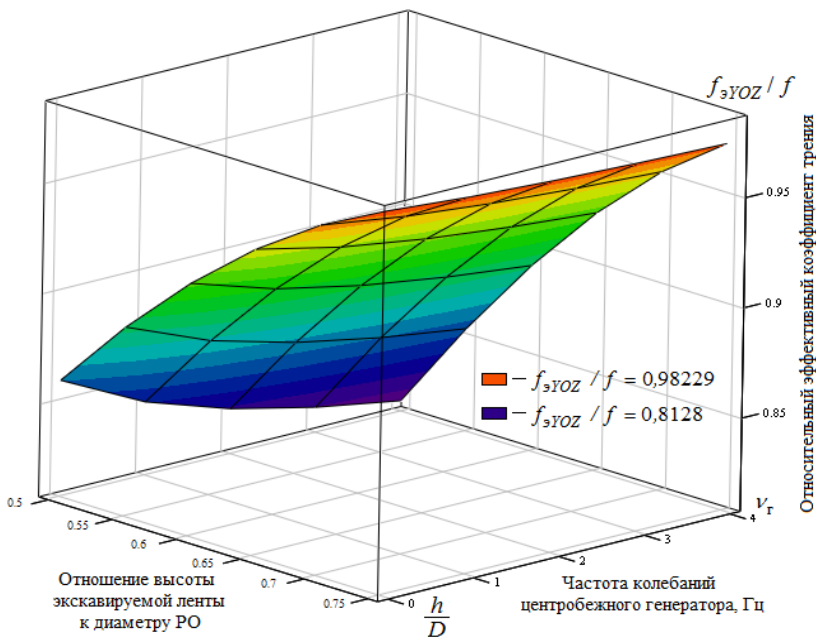
Результаты вычисления относительного эффективного коэффициента трения скольжения по разработанному нами алгоритму (см. рисунок 2.9), реализованные в пакете прикладных программ Math Cad, приведены на рисунках 2.10, 2.11 и 2.12.



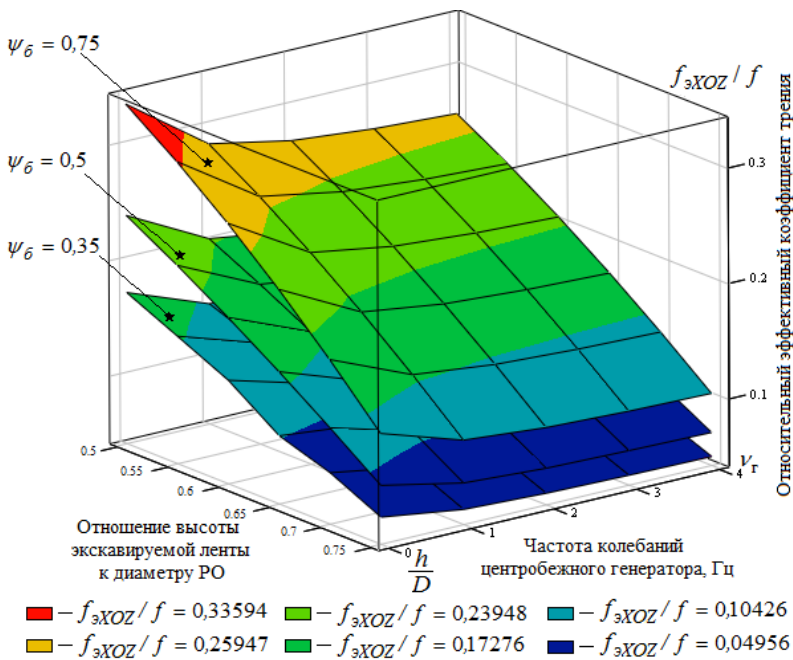
**Рисунок 2.9 – Алгоритм вычисления относительного эффективного коэффициента трения скольжения для каждой  $i$ -той плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой**

Причем вычисления выполнялись для каждой  $i$ -той плоскости фрикционного контакта РО с породной лентой (уравнения (2.37), (2.38) и (2.39)) при заданном значении отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления

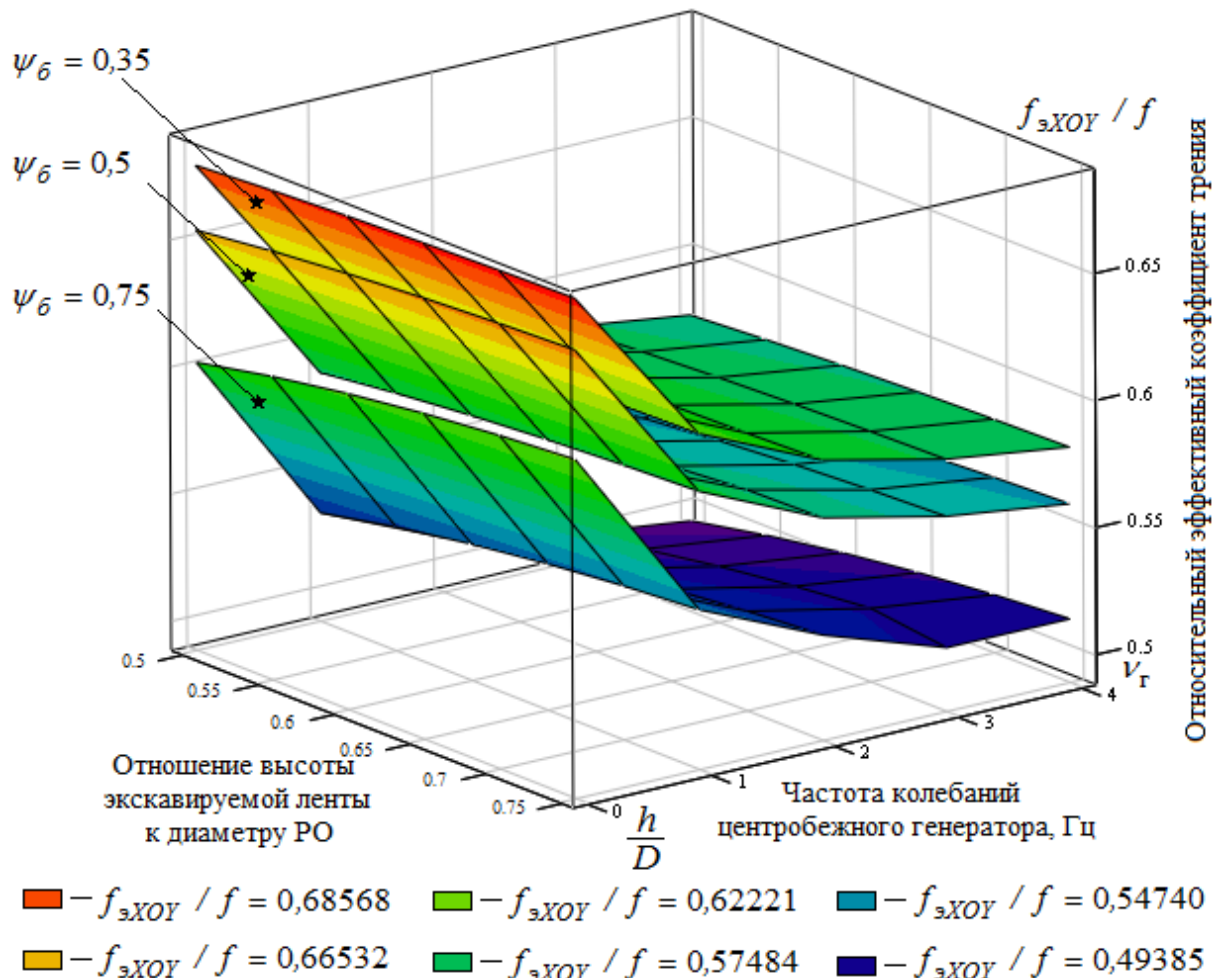
движению РО.



**Рисунок 2.10 – Зависимость относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний РО в плоскости его вращения – YOZ и от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ**



**Рисунок 2.11 – Зависимость относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ в плоскости, перпендикулярной радиусу его черпания – XOZ, и от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению**



**Рисунок 2.12** – Зависимость относительного эффективного коэффициента трения скольжения от частоты вынужденных вибрационных колебаний РО экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ в плоскости его подачи –  $XOY$  и от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению

Анализ результатов, приведенных на рисунках 2.10, 2.11 и 2.12, свидетельствует, что *величина относительного эффективного коэффициента трения скольжения* –  $f_{эi}/f$ :

- *в плоскости вращения РО YOZ с увеличением* отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$  *нелинейно возрастает*, а с *увеличением* частоты вынужденных вибрационных колебаний РО –  $\nu_r$  экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ *нелинейно убывает* и *не зависит* от отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ ;
- *в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора XOZ,*

*нелинейно убывает* как *с увеличением* частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ –  $\nu_r$ , так *и с увеличением* отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$ , причем *темп убывания прямо пропорционален* отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ ;

– *в плоскости подачи РО XOY нелинейно убывает* как *с увеличением* частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ-630 ОЦ –  $\nu_r$ , так *и с увеличением* отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$ , причем *темп убывания обратно пропорционален* отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ .

Таким образом, можно констатировать, что уменьшение *относительного эффективного коэффициента трения скольжения в плоскостях вращения и подачи РО приведет к снижению* сил трения «сталь – порода» за счет виброреологического эффекта в зоне фрикционного контакта РО с забоем, **что актуализирует изыскания эффективных технических средств, обеспечивающих вынужденные вибрационные колебания РО с максимально возможной частотой.**

### Выводы по главе

1. Установлено, что при экскавации породы в номинальном диапазоне высоты ленты ( $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ ) кинематические углы –  $\xi$  и  $\xi_1$  нелинейно возрастают с увеличением отношения –  $h/D$  высоты ленты к диаметру рабочего органа экскаватора. Причем темп возрастания первого кинематического угла –  $\xi$  убывает, а второго кинематического угла –  $\xi_1$  возрастает с увеличением отношения –  $h/D$  обратно пропорционально отношению боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО, характеризующим уровень установленной мощности привода поворота верхнего строения экскаватора –  $\psi_6$ .



2. Установлено, что при отсутствии движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил, действующих на рабочий орган:

- с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа –  $h/D$  относительные эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения –  $f_{эi}/f$  в плоскостях вращения –  $YOZ$  и подачи –  $XOY$  рабочего органа нелинейно возрастают, а в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания –  $XOZ$  нелинейно убывают;

- при экскавации в номинальном диапазоне высоты породной ленты ( $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ ) относительные эффективные коэффициенты внешнего сухого трения скольжения –  $f_{эi}/f$  в плоскости вращения рабочего органа –  $YOZ$  не зависят от отношения боковой к касательной составляющей скоростей вращения рабочего органа –  $\psi_6$ , в то время как в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания –  $XOZ$  прямо пропорциональны отношению –  $\psi_6$ , а в плоскости подачи рабочего органа –  $XOY$  обратно пропорциональны этому отношению –  $\psi_6$ .

3. Получены аналитические зависимости окружного –  $P_K$  и бокового –  $P_B$  усилий на рабочем органе при действии на него движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа –  $h/D$  и от центрального угла ширины породной ленты –  $\varphi_1$  при заданных: - эффективном коэффициенте внешнего сухого трения скольжения –  $f_3$ ; - коэффициентах  $K_F$ ,  $k_{дв}$  сопротивления породы копанию и динамичности нагрузки привода вращения рабочего органа; - КПД приводов вращения и подачи РО –  $\eta_B$ ,  $\eta_{п}$ ; - отношении боковой к касательной составляющей скоростей –  $\psi_6$  и их кинематических углов –  $\xi$ ,  $\xi_1$ .

4. Поскольку в настоящее время отсутствует какое-либо математическое описание механизма упругих контактных периодических вибрационных колебаний РО при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, разработана многопараметрическая математическая модель, базирующаяся на гипотезе нормальных колебаний.

5. На основе многопараметрической математической модели, базирующейся

на гипотезе нормальных вынужденных колебаний рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях трехмерного пространства вокруг точки приложения перпендикулярных к траектории движения рабочего органа сил при частоте вынужденных колебаний –  $\nu_r$  движущего момента только в плоскости вращения РО –  $YOZ$ , аналитически получено соотношение частот вынужденных контактных колебаний рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях  $\nu_r: \nu_{YKZ}: \nu_{XKZ}: \nu_{XKY}$ .

6. Моделированием частот упругих контактных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ по разработанному алгоритму в пакете прикладных программ Math Cad установлено, что в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО ( $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ ) имеют место вынужденные вибрационные колебания массы рабочего оборудования экскаватора в плоскостях:

- вращения ( $YKZ$ ) и подачи ( $XKY$ ) РО с высокой частотой от  $\nu_r$  до  $2,233\nu_r$  Гц;
- в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора ( $XKZ$ ), с низкой частотой от  $0,13\nu_r$  до  $0,256\nu_r$  Гц.

7. Впервые аналитически получена зависимость величины относительного эффективного коэффициента трения скольжения –  $f_{zi}/f$  от частоты вынужденных вибрационных колебаний –  $\nu_r$  массы рабочего оборудования экскаватора в трех ортогональных плоскостях движения рабочего органа в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру от нуля до  $h/D = 0,75$ .

8. Установлено, что величина относительного эффективного коэффициента трения скольжения –  $f_{zi}/f$ :

- в плоскости вращения рабочего органа  $YOZ$  с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа –  $h/D$  нелинейно возрастает, а с увеличением частоты вынужденных вибрационных колебаний РО –  $\nu_r$  экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ нелинейно убывает и не зависит от отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ ;

- в плоскости  $XOZ$  нелинейно убывает как с увеличением частоты

вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ –  $\nu_r$ , так и с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа –  $h/D$ , причем темп убывания прямо пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ ;

– в плоскости подачи рабочего органа  $XOY$  нелинейно убывает как с увеличением частоты вынужденных вибрационных колебаний рабочего оборудования экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ –  $\nu_r$ , так и с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа –  $h/D$ , причем темп убывания обратно пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления вращению –  $\psi_6$ .

9. Уменьшение относительного эффективного коэффициента трения скольжения –  $f_{эi}/f$  в плоскостях вращения и подачи рабочего органа, приводящее к снижению сил трения за счет виброреологического эффекта в зоне его фрикционного контакта с забоем, актуализирует изыскание эффективного технического средства, обеспечивающего вынужденные вибрационные колебания рабочего органа с максимально возможной частотой –  $\nu_r$ .

### **3 Исследование влияния параметров инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО компактного роторного экскаватора на эффективность его работы**

#### **3.1 Современное состояние и перспективы развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах рабочих органов горных машин**

Анализ источников научно-технической информации (*здесь и далее термины, аналитические зависимости, их параметры и графические интерпретации даны в стилистике авторов исследований*), посвященной теоретическим и прикладным вопросам создания генераторов гармонических колебаний движущего момента РО горных машин, свидетельствует, что этому вопросу уделялось внимание в работах многих отечественных и зарубежных исследователей [48, 56, 60, 61, 62, 68]. В тоже время на кафедре Горных машин и оборудования МГГУ был выполнен ряд теоретических и прикладных исследований виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии РО различных горных машин с породой (фосфоритами [69, 70], углем [55] и грунтом [54, 59, 63]; см. табл. 3.1).

В этих горных машинах виброреологический эффект достигнут с помощью различных конструкций генераторов гармонических колебаний движущих сил. Так, *в первой строке* таблицы (второй столбец) приведена зависимость снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания стальной металлической оболочки (трубы) при ее продавливании в грунте установкой с импульсатором (генератором гармонических колебаний осевого усилия).

Регулирование режимов работы импульсатора этой продавливающей установки осуществляется изменением как частоты, так и амплитуды колебаний давления (расхода). Расход рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров продавливающей установки при работе импульсатора определяется зависимостью:

$$Q_u(t) = q_n \omega_d U_a \sin(\omega_n U_\omega) t, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.1)$$

где  $q_n$  — объемная постоянная основного насоса подачи продавливающей установки,

# Исследователь

Схема взаимодействия  
рабочего органа горной  
машины с породой в зоне его  
фрикционного контакта

Зависимость снижения  
коэффициента эффективного  
трения скольжения от отношения  
скорости скольжения к скорости  
движения рабочего органа

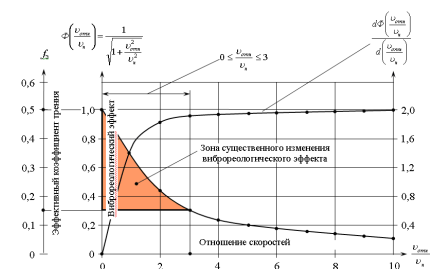
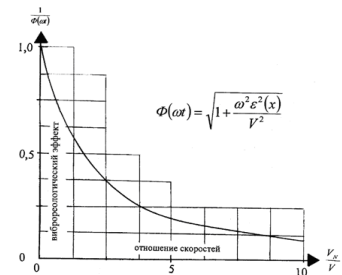
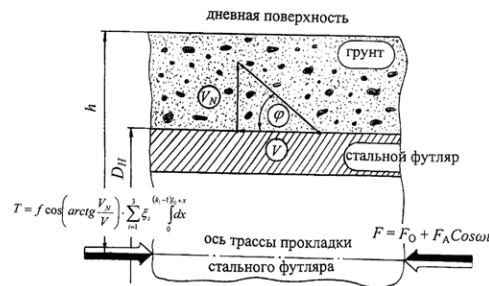
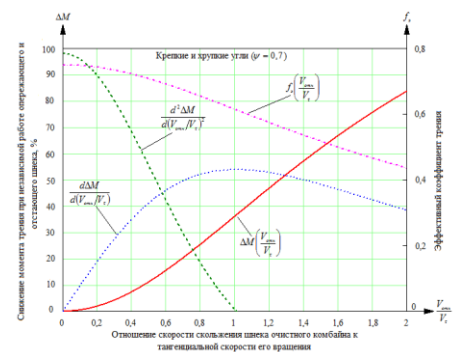
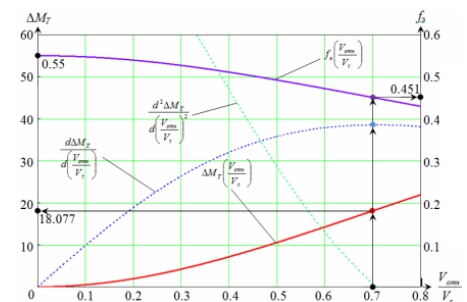


Figure 1 consists of two diagrams, (a) and (b), illustrating the kinematic models of a robot gripper. Diagram (a) shows a gripper with a contact point where several forces are applied:  $F_t$  (tangential),  $F_n$  (normal),  $F_a$  (actuator),  $F_r$  (reaction),  $F_{inf}$  (infinite), and  $F$  (total). The angles  $\varphi_n$  and  $\varphi_a$  are indicated. Diagram (b) shows a gripper with forces  $V_t$ ,  $V_n$ ,  $V_a$ , and  $V_r$  acting on the contact point, with the angle  $\varphi_n$  indicated.



$\omega_d$  – частота вращения приводного электродвигателя основного насоса подачи продавливающей установки, рад/с;

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

$\omega_{\text{и}}$  – частота вращения приводного гидромотора импульсатора, рад/с;

$U_{\omega}$  – параметр регулирования амплитуды импульса ( $0 \leq U_{\omega} \leq 1$ ).

Во второй строке таблицы (второй столбец) приведены результаты снижения трения от отношения амплитуды относительного крутильного колебания шнеко-фрезерного РО карьерного комбайна MTS-250 фирмы «MAN TAKRAF» с генератором импульсов давления (расхода), последний создает в напорной магистрали гидродвигателя привода шнеко-фрезерного РО карьерного комбайна пульсацию давления. Частота колебаний генератора импульсов давления (расхода) обеспечивается за счет изменения скорости вращения электродвигателя постоянного тока, получающего регулируемое напряжение от тиристорного преобразователя, подключенного посредством разделительного трансформатора к бортовой трехфазной сети карьерного комбайна напряжением 400В.

Амплитуда колебаний регулируется дроссельным регулятором расхода, который представляет собой автоматически действующее устройство, предназначенное для получения постоянного заданного расхода жидкости независимо от величины давления на его выходе. Расход рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя –  $Q_M(t)$  привода РО определен авторами работ [69, 70] зависимостью:

$$Q_M(t) = U_H q_H \omega_H \left[ 1 + \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2z} \right) \sin \omega_H t + U_a \sin(\omega_{\text{ми}} U_{\omega} t) \right], \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2)$$

где  $U_H$  – параметр регулирования насосной установки привода шнеко-фрезерного РО карьерного комбайна ( $0 \leq U_H \leq 1$ );

$q_H$  – объемная постоянная насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного РО карьерного комбайна, м<sup>3</sup>/рад;

$\omega_H$  – угловая скорость вращения насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного РО карьерного комбайна, рад/с;

$z$  – число поршневых групп в моторах привода, ед.;

$\omega_{\text{ми}}$  – скорость вращения вала электродвигателя импульсатора, рад/с;

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

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

А импульс давления рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя привода определен авторами в виде зависимости:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0} \left[ Q_{\text{м}}(t) - K_{\text{м}} q_{\text{м}} \frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt} \right], \frac{\text{Н/м}^2}{\text{с}} \quad (3.3)$$

где  $E_{\text{ж}}$  – модуль упругости рабочей жидкости, Н/м<sup>2</sup>;

$V_0$  – объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления гидродвигателя привода шнеко-фрезерного РО, м<sup>3</sup>;

$K_{\text{м}}$  – число гидромоторов привода шнеко-фрезерного РО, ед.;

$q_{\text{м}}$  – объемная постоянная одного гидромотора привода шнеко-фрезерного РО, м<sup>3</sup>/рад;

$\varphi_{\text{м}}$  – угловая координата вращения вала гидромотора, рад.

По нашему мнению, сформированный генератором высокочастотный импульс давления (расхода) в напорной магистрали гидропривода РО горных машин, исследуемых в работах [54, 69, 70], не приведет к высокочастотной амплитуде колебания РО за счет закритического демпфирования в трубопроводах и большой инерциальности РО. Поэтому желаемый виброреологический эффект представляется нам весьма сомнительным.

В третьей строке таблицы (во втором столбце) приведена зависимость снижения момента трения от отношения амплитуды относительного колебания роторного ковшового РО карьерного комбайна совместной разработки фирмы «Krupp Fordertechnik» (Германия), ИГД им. А.А. Скочинского и ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» с автоколебательным генератором импульсов давления (расхода), установленным между штоковой полостью и полостью штока упругодемпфирующего устройства (УДУ) хвостовика редуктора привода РО карьерного комбайна – КСМ-2000Р.

По мнению автора работы [55], частота автоколебаний генератора импульсов давления (расхода) регулируется изменением поджатия его пружин равной жесткости, а амплитуда давления (расхода) определяется конструктивной длиной

части стакана генератора, диаметр которого равен диаметру шарика, совершающего возвратно-поступательные перемещения в этой части стакана в зависимости от направления реакции хвостовика редуктора привода РО карьерного комбайна.

Частота колебания генератора –  $f_u$  регулируется изменением силы поджатия пружин равной жесткости. Амплитуда давления –  $\Delta P_{\partial p}(f_z, f_u, p_0)$  при прохождении рабочей жидкости через генератор при растяжении (сжатии) УДУ определяется длиной части стакана –  $l_c$  и составляет величину

$$\Delta P_{\partial p}(f_z, f_u, p_0) = \chi \frac{p_0}{\left(1 + \left(0,5 - \frac{S_{\partial p} l_c}{S_{II} x_{max}}\right) \sin(2z_0 \pi f_z t) + \frac{S_{\partial p} l_c}{S_{II} x_{max}} \sin(2\pi f_u t)\right)}, \text{ Па} \quad (3.4)$$

где  $\chi$  – безразмерный коэффициент пропорциональности зарядного давления, равный  $\chi = 3,57$ ;

$p_0$  – зарядное давление полостей УДУ, Па;

$z_0$  – число ковшей РО комбайна, ед.;

$f_z$  и  $f_u$  – частоты пульсации рабочей жидкости, обусловленные растяжением (сжатием) УДУ;

$S_{\partial p}, S_{II}, x_{max}$  – конструктивные параметры УДУ.

Как представляется автору работы [55], энергия, сформированная автоколебательным генератором пульсация рабочей жидкости в УДУ, должна реализоваться в высокочастотном возвратно-поступательном колебании рамы хвостовика редуктора привода РО карьерного комбайна – КСМ-2000Р. По нашему мнению, эта энергия, скорее всего, будет затрачена не на высокочастотные крутильные колебания РО, а на упругую деформацию рамы хвостовика редуктора его привода РО вследствие большой инерциальности самого ковшового РО.

В четвертой строке таблицы (во втором столбце) приведена зависимость снижения момента трения при действии на шнеки очистного комбайна гармонических колебаний движущего момента от величины отношения скорости скольжения к скорости вращения шнеков при разрушении углей.

Автором предложена кинематическая схема блока привода РО очистного комбайна с центробежным одночастотным генератором гармонических колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных и тангенциальных



скоростей вращения шнека, достаточного для разрушения крепких и хрупких углей. Центробежный генератор гармонических колебаний движущего момента устанавливается на входном валу планетарной передачи привода РО очистного комбайна конструкции ОАО «ОМТ». Генератор состоит из: – центрального зубчатого колеса, жестко закрепленного на валу дополнительного электродвигателя; – реактора, на осях которого установлены сателлиты с дебалансами. Сателлиты входят в зацепление с центральным зубчатым колесом, а реактор получает вращение от вала основного электродвигателя привода шнека, поскольку жестко связан с входным валом его планетарной передачи.

Блок привода РО с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента работает следующим образом:

– *в момент запуска основного двигателя* блока (дополнительный электродвигатель *обесточен*) центральное зубчатое колесо генератора с присоединенным к нему ротором дополнительного электродвигателя будет иметь скорость вращения реактора, при этом дебалансы будут иметь *нулевую скорость* ( $\omega_d = 0$ ) относительно зубчатого колеса и примут строго радиальное положение;

– для реализации *максимальной скорости* дебалансов *включается* дополнительный электродвигатель генератора и сателлиты с дебалансами разгоняются до скорости –  $\omega_{dmax}$ , определяемой по зависимости

$$\omega_{dmax} = (\omega_p + \omega_{\text{ц}})i_d, \text{ рад/с} \quad (3.5)$$

где  $\omega_p$  – угловая скорость реактора генератора, рад/с;

$\omega_{\text{ц}}$  – угловая скорость центрального зубчатого колеса генератора, рад/с;

$i_d$  – передаточное отношение от вала основного электродвигателя к реактору генератора.

По нашему мнению, кроме формирования высокочастотных крутильных колебаний шнека комбайна *генератор гармонических одночастотных колебаний*, предложенный в работе [57], требует значительных дополнительных затрат энергии – дополнительного электродвигателя. И поскольку он размещен на входном валу планетарной передачи привода шнека его энергия расходуется и на

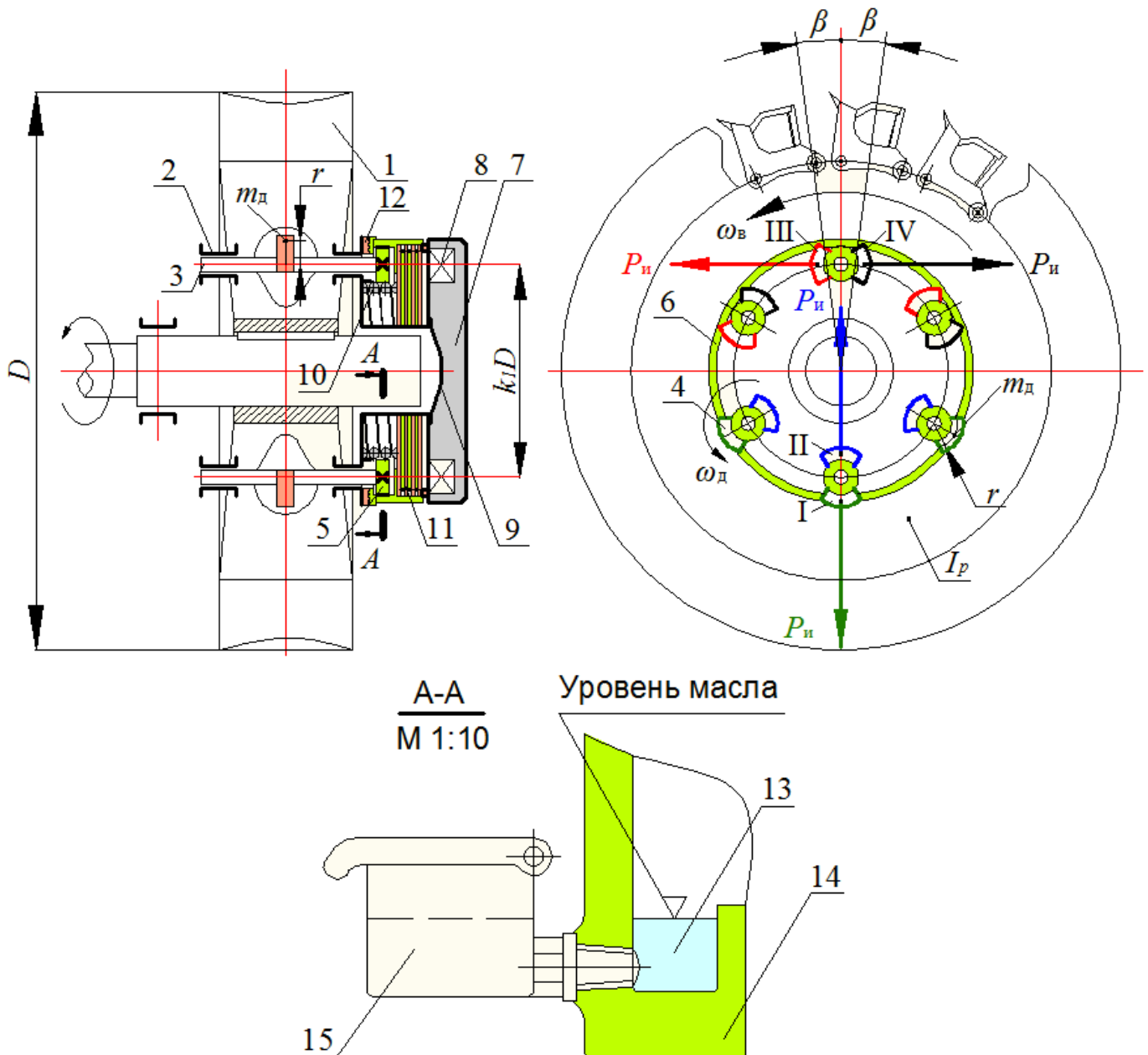
высокочастотные колебания маховых масс элементов планетарного редуктора и на их дополнительную упругую деформацию, приводящую к накоплению усталостных повреждений [59].

### **3.2 Исследования влияния параметров инерционного генератора колебаний движущего момента на величину относительного эффективного коэффициента трения скольжения рабочего органа в плоскостях его контакта с породной лентой**

Таким образом, сохраняя концепцию электромеханического привода вращения РО компактного роторного экскаватора, для снижения момента трения РО о породный массив (уменьшения коэффициента эффективного трения –  $f_g$ ) центробежный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента должен приводиться в работу от основного электродвигателя привода и располагаться непосредственно в РО (см. рис. 3.1). Это позволит избежать дополнительных затрат энергии на придание вредных высокочастотных колебаний маховых масс трансмиссии и исключить дополнительную упругую деформацию ее элементов в основном в зацеплениях зубчатых колес.

Центробежный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента (рис. 3.1) включает металлоконструкцию ротора РО с ковшами – 1 (водило), в которой на опорах – 2 установлены валы – 3 с грузовыми звеньями (дебалансами) – 4, оси которых размещены по диаметру –  $k_1 D$ . Валы – 3 получают вращение от шестерен – 5, входящих в постоянное зацепление с коронным колесом – 6, закрепленным на оси РО посредством нормально замкнутого многодискового тормоза – 7 с неподвижными электромагнитами – 8. Сцепление коронного колеса – 6 с неподвижной частью тормоза – 9 осуществляется пружиной – 10, сжимающей фрикционные диски – 11.

От попадания пыли и влаги в зацепления шестерен – 5 с коронным колесом – 6 установлены применяемые при любых относительных скоростях скольжения



**Рисунок 3.1 – Инерционный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента**

радиальные лабиринтные уплотнения – 12, зазоры в которых заполнены пластичным смазочным материалом. Смазка зацеплений шестерен – 5 с коронным колесом – 6 выполняется окунанием в масляную ванну – 13, образуемую обоймой – 14 коронного колеса – 6 и неподвижной частью тормоза – 9. Минеральное масло заливается в ванну – 13 через отверстие в дополнительной бочке – 15. Смазка подшипников валов – 3 осуществляется консистентной смазкой, закладываемой в опоры – 2.

При запуске привода вращения РО нормально замкнутый тормоз – 7 растормаживается. Время растормаживания муфты находится в пределах

0,01...0,35с [71] и коронное колесо – 6 вращается со скоростью РО до полного запуска привода в работу. При этом дебалансы – 4 под действием сил инерции –  $P_{и}$  занимают положение I. После окончания запуска электромагниты – 8 обесточиваются. Коронное колесо – 6 останавливается и валы – 3 вращают дебалансы – 4 посредством шестерен – 5, входящих в постоянное зацепление с заторможенным коронным колесом – 6 с угловой скоростью

$$\omega_d = i_d \omega_B, \text{ рад/с} \quad (3.6)$$

где  $i_d$  – передаточное отношение зубчатой пары «шестерня – коронное колесо», равное  $i_d = z_K/z_{ш}$ . Здесь  $z_K$ ,  $z_{ш}$  – число зубьев коронного колеса и шестерни соответственно.

Что касается величины передаточного отношения зубчатой пары «шестерня – коронное колесо», то оно определяется максимально допустимой скоростью в зацеплении, равной  $[V]_з \leq 1,0 \text{ м/с}$  [71], из неравенства

$$i_d \leq 10^3 \frac{2[V]_з}{m_z z_{ш} \omega_B} \quad (3.7)$$

где  $m_z$  – модуль в зацеплении «шестерня – коронное колесо», мм.

При  $z_{ш} = 17$  или 18 (ед.) и  $m_z = 5 \div 6$  (мм) передаточное отношение зубчатой пары «шестерня – коронное колесо» составит

$$i_d = 5,2 \div 6,6 \quad (3.8)$$

При этом металлоконструкция ротора РО с ковшами – 1 под действием сил инерции –  $P_{и}$  начинает совершать гармонические высокочастотные колебания с частотой

$$\nu_r = \omega_d / 2\pi, \text{ Гц} \quad (3.9)$$

Или с учетом (3.6) и (3.8)

$$\nu_r^* \leq \frac{(5,2 \div 6,6) \omega_B}{2\pi} \leq 2,946 \div 3,739, \text{ Гц} \quad (3.10)$$

Сумма высокочастотных инерционных сил –  $P_{и\Sigma}(t)$ , действующих на металлоконструкцию ротора РО с ковшами – 1 (водило), составит

$$P_{и\Sigma}(t) = nP_{и} = nm_d r \omega_d^2 \sin \omega_d t, \text{ Н} \quad (3.11)$$

где  $n$  – число дебалансов, ед.;

$m_d$  – масса дебаланса, кг;

$r$  – эксцентриситет массы дебаланса относительно оси его вращения, м.

Центробежный момент от действия суммы сил инерции на РО определится как

$$M_{ц} = 0,5k_1DP_{и\Sigma} = 0,5nk_1Dm_dr\omega_d^2\sin\omega_d t, \text{ Нм} \quad (3.12)$$

где  $k_1$  – отношение диаметра размещения осей дебалансов к диаметру РО; для компактного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ  $k_1 = 0,38$  [38].

За время одного оборота шестерни –  $T$ , равного

$$T^* = \frac{2\pi}{i_d\omega_b} = 0,267 \div 0,339, \text{ с} \quad (3.13)$$

дебалансы – 4 последовательно занимают положения I, IV, II, III, причем в положениях I и II инерциальные силы –  $P_{и}$  не создают импульсного крутящего момента на РО (водиле – 1, рис. 3.1).

Таким образом, зная кинематические параметры центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента по величине частоты его колебания –  $\nu_r^* = 3,739$  (Гц), что соответствует передаточному отношению зубчатой пары «шестерня – коронное колесо»  $i_d = 6,6$  экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ и используя уравнения (2.37), (2.38) и (2.39), можно установить зависимость относительного эффективного коэффициента трения скольжения РО при действии на него движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил.

Далее, с учетом выражений (2.114), (2.115) и (2.116) дополним таблицу 2.2 величиной коэффициента частотной симуляции (модуляции) вынужденных вибрационных сил при частоте работы инерционного генератора привода вращения РО, равной  $\nu_r^* = 3,739$  для каждой  $i$ -той плоскости действия движущих сил. Результаты расчета коэффициента частотной симуляции приведены в таблице 3.2

Характер изменения мгновенных значений движущих высокочастотных (вибрационных) периодических сил  $P_K(t)$ ,  $P_H(t)$  и  $P_B(t)$  в точке  $K$  при их синфазном изменении в плоскостях вращения –  $YOZ$ , подачи РО –  $XOY$  и в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора –  $XOZ$  и зависимости

Таблица 3.2.

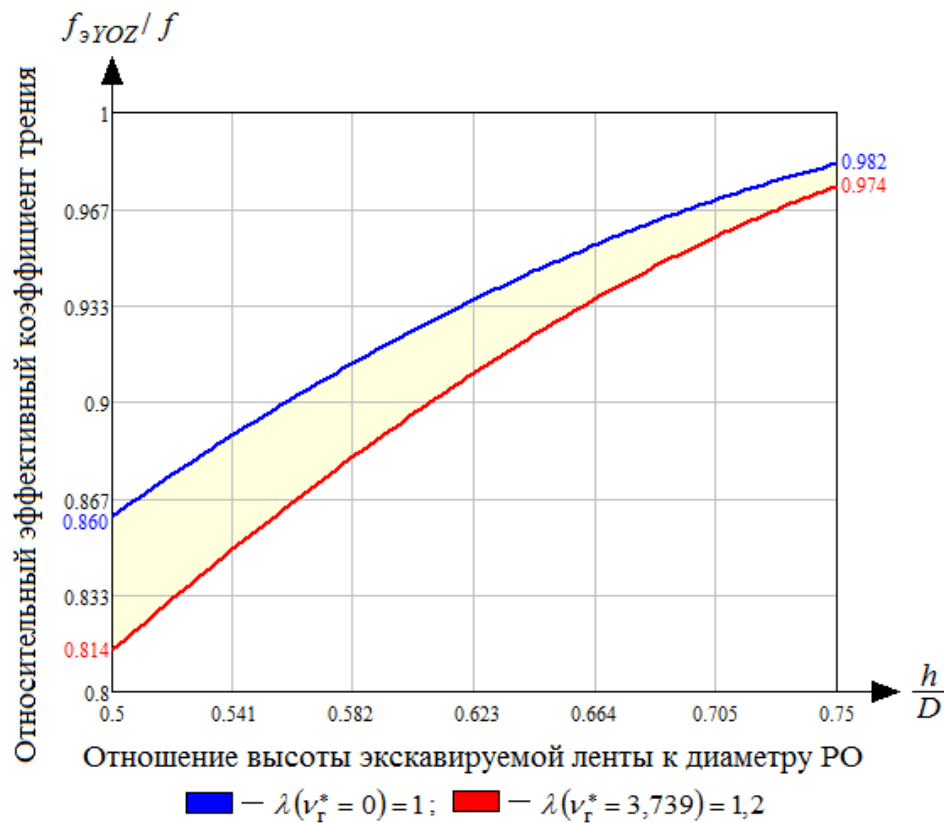
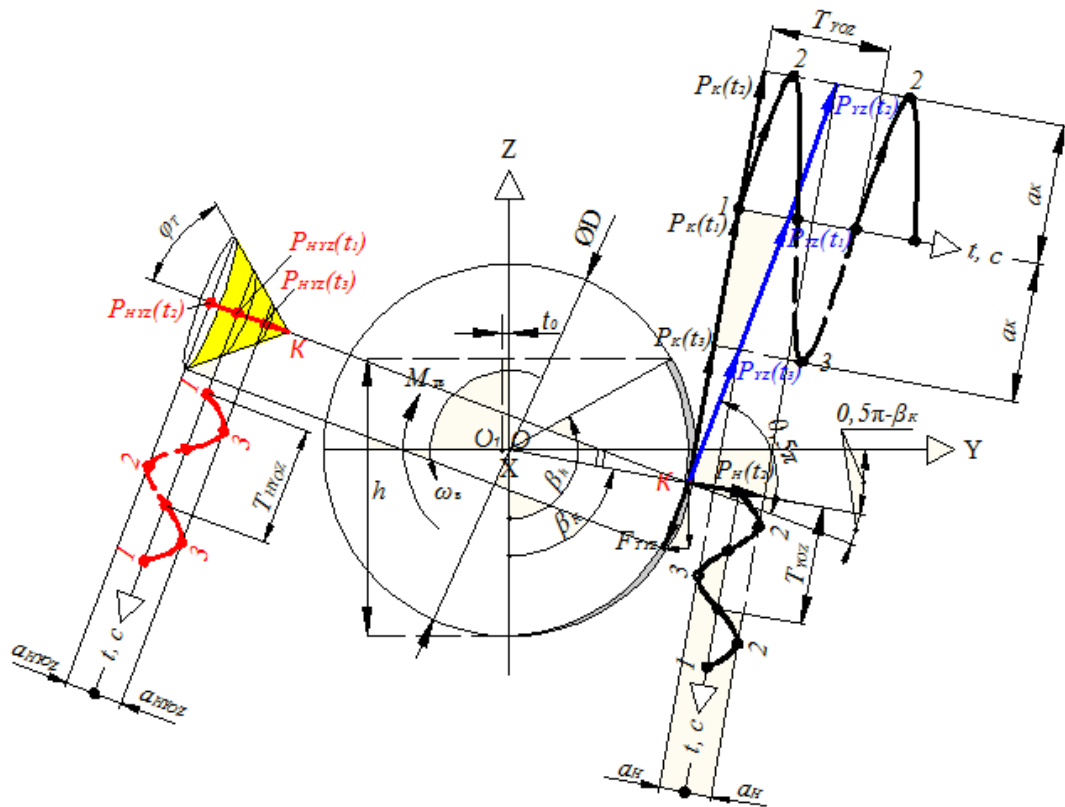
Плоскость действия движущих сил	Компактный экскаватор	$\psi_6$	$c_i$	$\lambda_i(v_r^* = 3,739)$
YOZ вращения РО	Вскрышной	-	1	1,205
	Добычной			
XOZ	Вскрышной	0,35	3,205	1,314
	Добычной	0,5	3,356	1317
		0,75	3,634	1,323
XOY поворота верхнего строения экскаватора	Вскрышной	0,35	0,371	1,111
	Добычной	0,5	0,349	1,106
		0,75	0,324	1,100

относительного эффективного коэффициента трения скольжения РО –  $f_{zi}/f$  при действии на него движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил генератора ( $\lambda_i(v_r^* = 3,739)$ ) от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО -  $h/D$  при различных отношениях боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО –  $\psi_6$  с учетом результатов таблицы 3.2 приведены на рисунках 3.2, 3.3 и 3.4, соответственно.

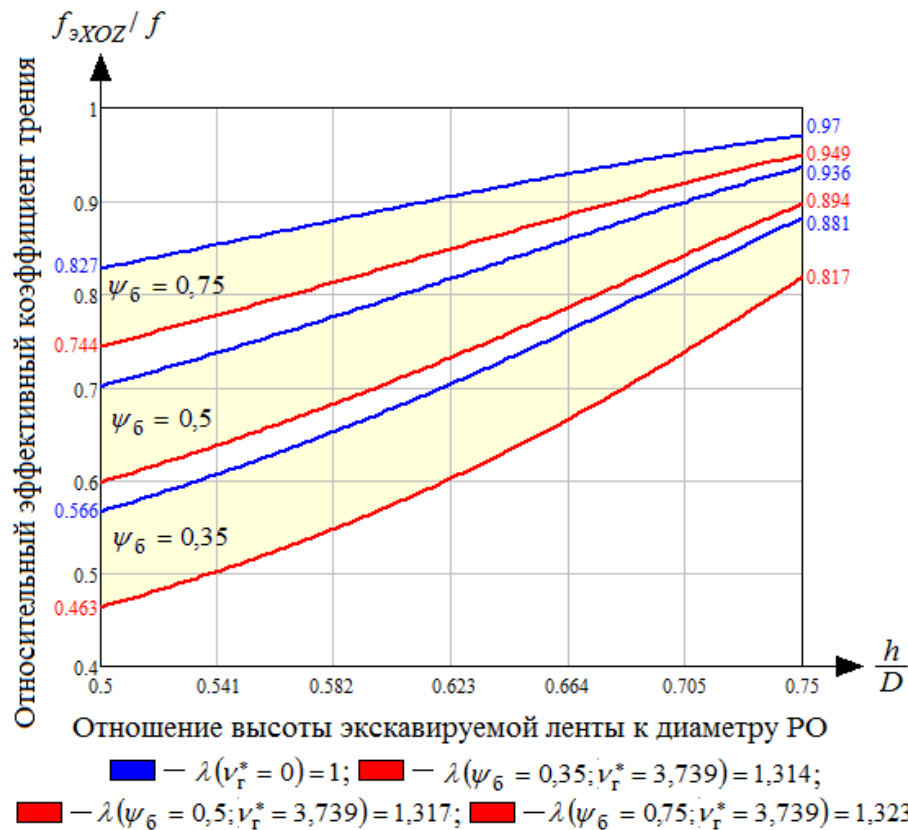
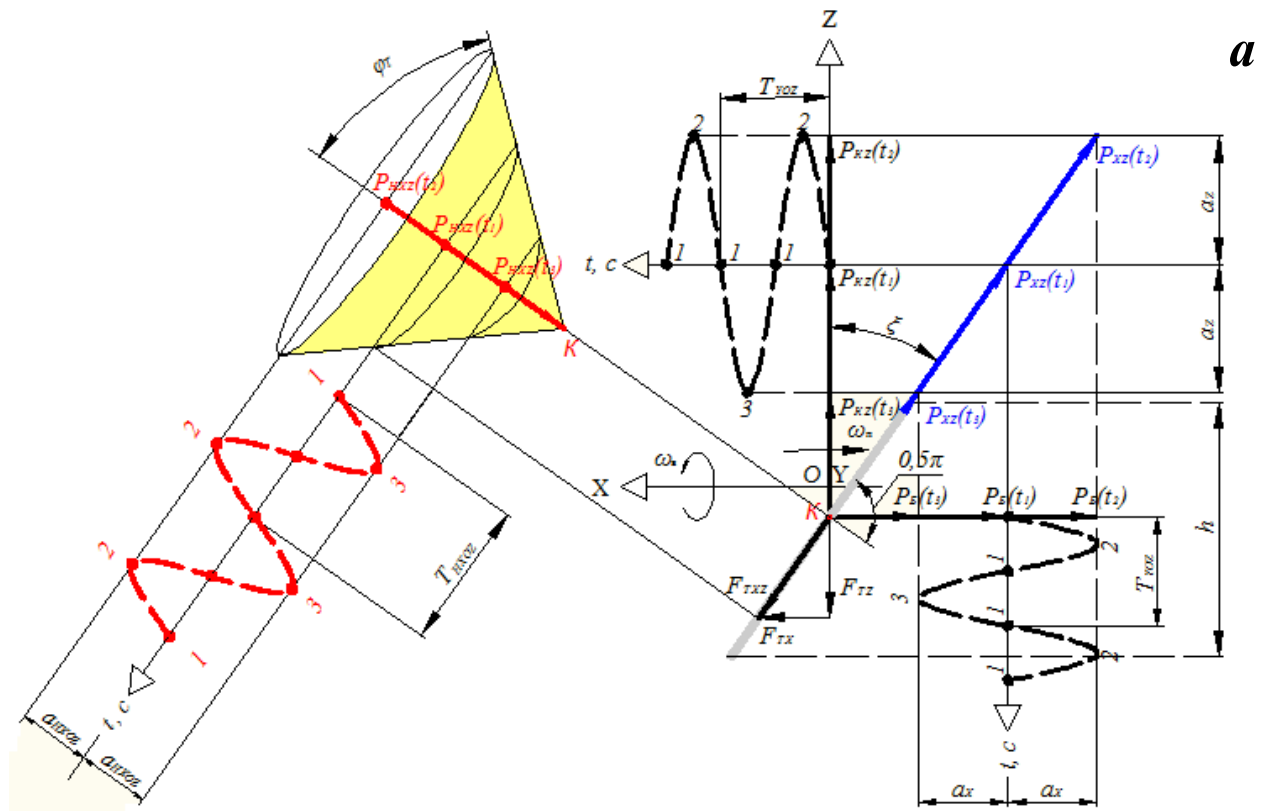
Из рисунка 3.2 а и уравнения (2.105) следует, что

$$T_{YOZ} = T_{HYOZ} = T^* = 0,267, \text{ с} \quad (3.14)$$

Анализ результатов, приведенных на рисунке 3.2 б, свидетельствует, что относительный эффективный коэффициент трения скольжения –  $f_{эYOZ}/f$  в плоскости вращения РО экскаватора – YOZ нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО -  $h/D$  как при экскавации породной ленты без использования инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента ( $\lambda_{YOZ}(v_r^* = 0) = 1$ ), так и при его использовании ( $\lambda_{YOZ}(v_r^* = 3,739) = 1,2$ ). При этом использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить в плоскости вращения РО - YOZ относительный эффективный коэффициент трения скольжения на относительной высоте породной ленты, равной 0,5, на 5,65% (с 0,860 до 0,814), а на номинальной относительной высоте 0,75 на 0,82% (с 0,982 до 0,974).



**Рисунок 3.2** – Характер изменения: **a** - мгновенных значений движущих высокочастотных (вибрационных) периодических сил  $P_K(t)$  и  $P_H(t)$  при их синфазном изменении в плоскости вращения рабочего органа компактного роторного экскаватора – YOZ; **б** – относительного эффективного коэффициента трения скольжения



**Рисунок 3.3** – Характер изменения: **a** - мгновенных значений движущих высокочастотных (вибрационных) периодических сил  $P_K(t)$  и  $P_B(t)$  при их синфазном изменении в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания –  $XOZ$ ; **б** – относительного эффективного коэффициента трения скольжения



Из рисунка 3.3 а и уравнения (2.106) следует, что период вынужденных вибрационных колебаний движущих сил в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ (XOZ), составляет

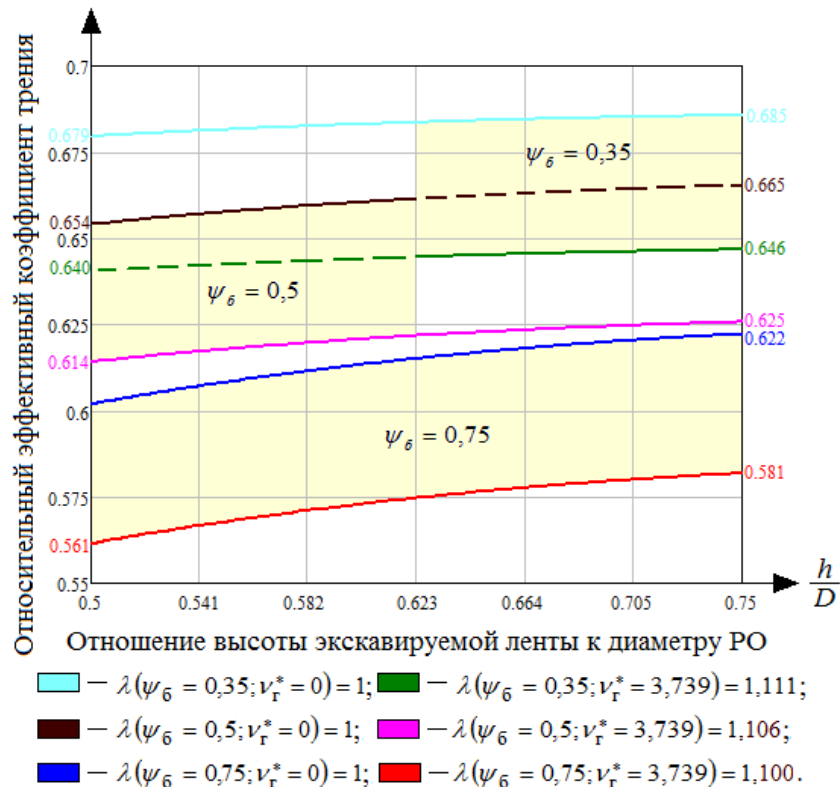
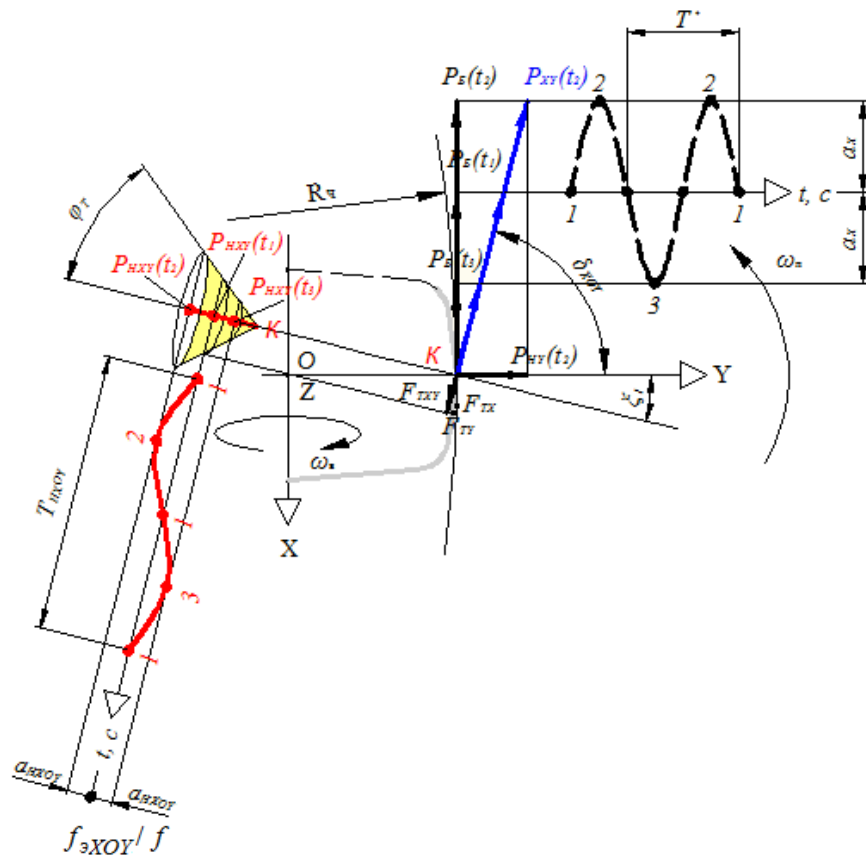
$$T_{XOZ} = T_{HXOZ} = T^* \frac{1}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{r_B + r_{II}}{\sqrt{2}\pi r_{II}} \sqrt{\frac{\pi R_q I_{II}}{(I_p + I_{II})(D + 2R_q)}} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \sqrt{\frac{\zeta_Y^2 + \zeta_Z^2}{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D), \text{ с} \quad (3.15)$$

Уравнение (3.15) с учетом выражения (2.118) после соответствующих алгебраических преобразований примет вид

$$T_{XOZ} = T_{HXOZ} = T^* \frac{c_{XKZ}}{\sqrt{2}} \frac{I_{II} R_q (r_B + r_{II})^2}{(I_p + I_{II})(D + 2R_q) r_{II}^2}, \text{ с} \quad (3.16)$$

В свою очередь, анализ результатов, приведенных на рисунке 3.3 б, свидетельствует, что относительный эффективный коэффициент трения скольжения –  $f_{\Delta XOZ}/f$  в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора – XOZ, нелинейно убывает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$  как при экскавации породной ленты без использования центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента ( $\lambda_{XOZ}(v_r^* = 0) = 1$ ), так и при его использовании ( $\lambda_{XOZ}(v_r^* = 3,739)$ ). Причем темп убывания прямо пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО –  $\psi_6$ . При этом использование в приводе вращения РО инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить относительный эффективный коэффициент трения скольжения в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания – XOZ на относительной высоте породной ленты:

- равной 0,5:
  - при  $\psi_6 = 0,35$  на 22,24% (с 0,566 до 0,463);
  - при  $\psi_6 = 0,5$  на 17,25% (с 0,700 до 0,597);
  - при  $\psi_6 = 0,75$  на 11,15% (с 0,827 до 0,744),
- равной 0,75:
  - при  $\psi_6 = 0,35$  на 7,83% (от 0,881 до 0,817);
  - при  $\psi_6 = 0,5$  на 4,69% (от 0,936 до 0,894);
  - при  $\psi_6 = 0,75$  на 2,21% (от 0,970 до 0,949).



**Рисунок 3.4 – Характер изменения: а - мгновенных значений движущих высокочастотных (вибрационных) периодических сил  $P_B(t)$  и  $P_H(t)$  при их синфазном изменении в плоскости подачи рабочего органа компактного роторного экскаватора –  $XOY$ ; б - относительного эффективного коэффициента трения скольжения**

Из рисунка 3.4 а и уравнения (2.107) следует, что период вынужденных вибрационных колебаний движущих сил в плоскости подачи РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ (XOY) составляет

$$T_{XOY} = T_{HXOY} = \frac{T^*}{(h/D)_{max} - (h/D)_{min}} \frac{\sqrt{2}r_b}{r_n} \sqrt{\frac{I_{пRч}}{I_{пD}} \int_{(h/D)_{min}}^{(h/D)_{max}} \frac{\sqrt{\zeta_Y^2 + \zeta_X^2}}{\sqrt{\zeta_X^2 + \zeta_Z^2}} d(h/D)}, \text{ с} \quad (3.17)$$

И с учетом уравнения (2.119) выражение (3.17) после соответствующих алгебраических преобразований определит период вынужденных вибрационных колебаний как

$$T_{XOY} = T_{HXOY} = 2T^* c_{XKY} \frac{r_g^2}{r_n^2} \frac{I_{пRч}}{I_{пD}}, \text{ с} \quad (3.18)$$

В свою очередь, анализ результатов, приведенных на рисунке 3.4 б, свидетельствует, что относительный эффективный коэффициент трения скольжения –  $f_{эXOY}/f$  в плоскости подачи РО экскаватора – XOY нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$  как при экскавации породной ленты без использования инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента ( $\lambda_{XOY}(v_r^* = 0) = 1$ ), так и при его использовании ( $\lambda_{XOY}(v_r^* = 3,739)$ ). Причем темп возрастания обратно пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО –  $\psi_6$ . При этом использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить относительный эффективный коэффициент трения скольжения в плоскости подачи РО – XOY на относительной высоте породной ленты:

- равной 0,5:
  - при  $\psi_6 = 0,35$  на 3,82% (с 0,679 до 0,654);
  - при  $\psi_6 = 0,5$  на 4,23% (с 0,640 до 0,614);
  - при  $\psi_6 = 0,75$  на 7,3% (с 0,602 до 0,561),
- равной 0,75:
  - при  $\psi_6 = 0,35$  на 3% (с 0,685 до 0,665);

– при  $\psi_6 = 0,5$  на 3,36% (с 0,646 до 0,625);

– при  $\psi_6 = 0,75$  на 7,05% (с 0,622 до 0,581).

Далее, используя результаты таблицы 2.2, выполним расчеты величин периодов и частот вынужденных вибрационных колебаний движущих сил в каждой плоскости их действия на РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ по зависимостям (3.14), (3.16), (3.18). Результаты расчетов приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Плоскость действия движущих сил	Компактный экскаватор	$\psi_6$	$T_i$ , с	$\nu_i$ , Гц
YOZ вращения РО	Вскрышной	–	0,267	3,739
	Добычной			
XOZ	Вскрышной	0,35	0,321	3,115
	Добычной	0,5	0,336	2,976
		0,75	0,364	2,747
XOY поворота верхнего строения экскаватора	Вскрышной	0,35	1,354	0,738
	Добычной	0,5	1,274	0,784
		0,75	1,183	0,845

Таким образом, приведенные на рисунках 3.2, 3.3, 3.4 и в таблице 3.3 результаты свидетельствуют об отсутствии резонансного минимума относительного эффективного коэффициента трения скольжения в диапазоне  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО, что подтверждается данными экспериментальных исследований, приведенных в работе [51], в которой показано, что при фрикционном контакте двух тел с ростом частоты вынужденных колебаний эффективное сопротивление скольжению уменьшается монотонно без какого-либо резонансного минимума.

Далее, на основе уравнения (3.11), допуская синусоидальный характер изменения движущего момента, запишем дифференциальное равенство моментов колебательной системы инерционного генератора относительно оси вращения РО

$$I_p \frac{d^2\beta}{dt^2} = 0,5nm_d r k_1 D i_d^2 \omega_b^2 \sin i_d \omega_b t \quad (3.19)$$

где  $\beta$  – угол колебания РО за один оборот дебалансов, рад.

Результат интегрирования дифференциального уравнения (3.19) относительно угла колебания РО за один оборот дебалансов составит

$$\Delta\beta = \pi \frac{nm_A r k_1 D}{I_p}, \text{ рад} \quad (3.20)$$

Откуда масса одного дебаланса определится как

$$m_d = \frac{I_p}{\pi n r k_1 D} \Delta\beta, \text{ кг} \quad (3.21)$$

Вынужденные вибрационные колебания движущих сил, вызываемые инерционным генератором, установленным в плоскости вращения РО, приводят к дополнительным нормальным деформациям в каждой плоскости их действия с соответствующими частотами (см. табл. 3.3).

Используя гипотезу колебаний мгновенных значений нормальных сил в точке  $K$ , определим суммарную величину нормальной деформации в этой точке как

$$a_{H\Sigma} = \sqrt{a_{HYKZ}^2 + a_{HKKZ}^2 + a_{HKKY}^2}, \text{ м} \quad (3.22)$$

Выражение (3.22) с учетом уравнения (2.69) и таблицы 2.1 после соответствующих алгебраических преобразований имеет вид

$$a_{H\Sigma} = \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu) D \left( 0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5}, \text{ м} \quad (3.23)$$

То же самое выражение (3.22) с учетом уравнений (2.81), (2.82) и (2.83) и того, что угол колебания РО за один оборот дебалансов вызывает дополнительную деформацию в плоскости вращения РО, равную  $-\frac{0,5D\Delta\beta}{\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1}$  после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид

$$a_{H\Sigma} = \frac{0,5D\Delta\beta}{\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1} \left( \cos^2\beta_K + \psi_6^2 \cos^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1 \right)^{0,5}, \text{ м} \quad (3.24)$$

Далее, приравнивая выражения (3.23) и (3.24) и решая полученное равенство относительно угла колебания РО за один оборот дебалансов, после соответствующих алгебраических преобразований имеем

$$\Delta\beta = \frac{2\sigma}{E} \frac{(1-2\mu) \left( 0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5} (\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1)}{(\cos^2\beta_K + \psi_6^2 \cos^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1)^{0,5}}, \text{ рад} \quad (3.25)$$

Таким образом, масса одного дебаланса (зависимость (3.21)) с учетом выражения (3.25) и того, что  $\sigma = K_F$  определится как

$$m_d(\beta_K) = \frac{2I_p}{\pi n r k_1 D} \frac{K_F}{E} \frac{(1-2\mu) \left( 0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5} (\lambda_{YOZ}(v_r^*=3,739)-1)}{(\cos^2\beta_K + \psi_6^2 \cos^2\xi + \cos^2\beta_K \cos^2\xi_1)^{0,5}}, \text{ кг} \quad (3.26)$$

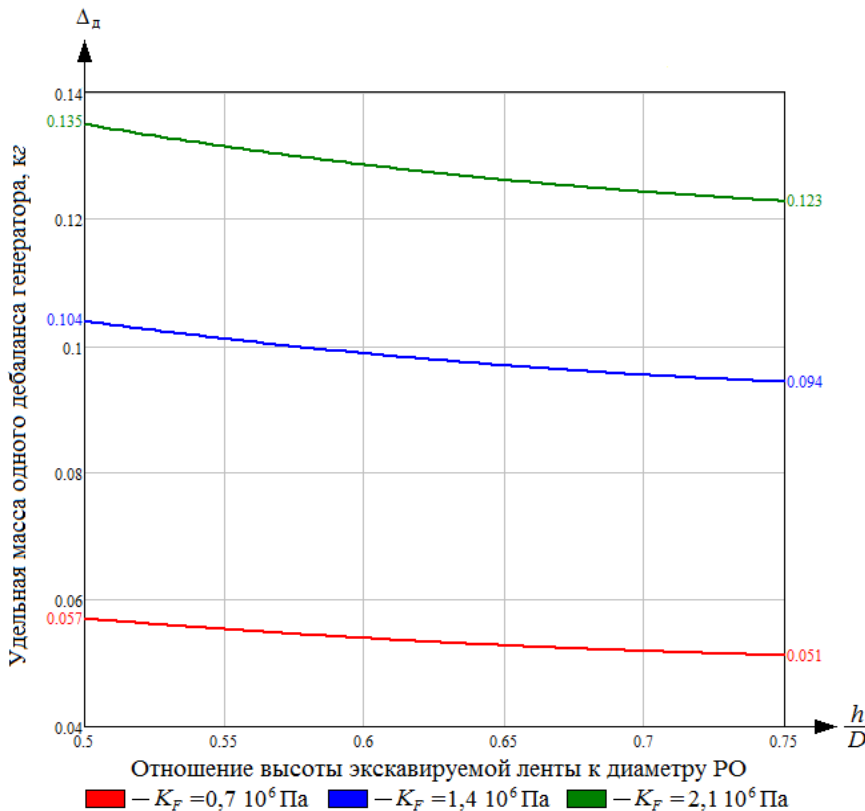
Далее, в зависимости (3.26) обозначим удельную массу одного дебаланса генератора через  $\Delta_d$ , равную

$$\Delta_d = \frac{2I_p}{\pi n r k_1 D} \left( 0,25 + \frac{4R_q^2}{(D+2R_q)^2} + \frac{R_q^2}{D^2} \right)^{0,5} (\lambda_{Yoz}(v_\Gamma^* = 3,739) - 1), \text{ кг} \quad (3.27)$$

Зависимость (3.26) с учетом выражения (3.27) примет вид

$$m_d(\beta_K) = \Delta_d \frac{K_F}{E} (1 - 2\mu) (\cos^2 \beta_K + \psi_6^2 \cos^2 \xi + \cos^2 \beta_K \cos^2 \xi_1)^{-0,5}, \text{ кг} \quad (3.28)$$

Графическая интерпретация зависимости (3.28) при  $E = 5 \cdot 10^6$  Па;  $\mu = 0,3$  в диапазоне отношения  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  для различных значений удельного сопротивления породы копанию приведена на рисунке 3.5.



**Рисунок 3.5 – Зависимость удельной массы одного дебаланса инерционного генератора от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО для различных значений удельного усилия сопротивления породы копанию**

Анализ результатов, приведенных на рисунке 3.5, показывает, что:

- масса одного дебаланса нелинейно убывает с ростом отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО;
- темп убывания прямо пропорционален величине удельного усилия сопротивления породы копанию;
- масса одного дебаланса, обеспечивающая гарантированное снижение относительного эффективного коэффициента трения скольжения, должна быть определена по зависимости (3.28) при отношении высоты экскавируемой ленты к

диаметру РО, равном  $h/D = 0,5$ .

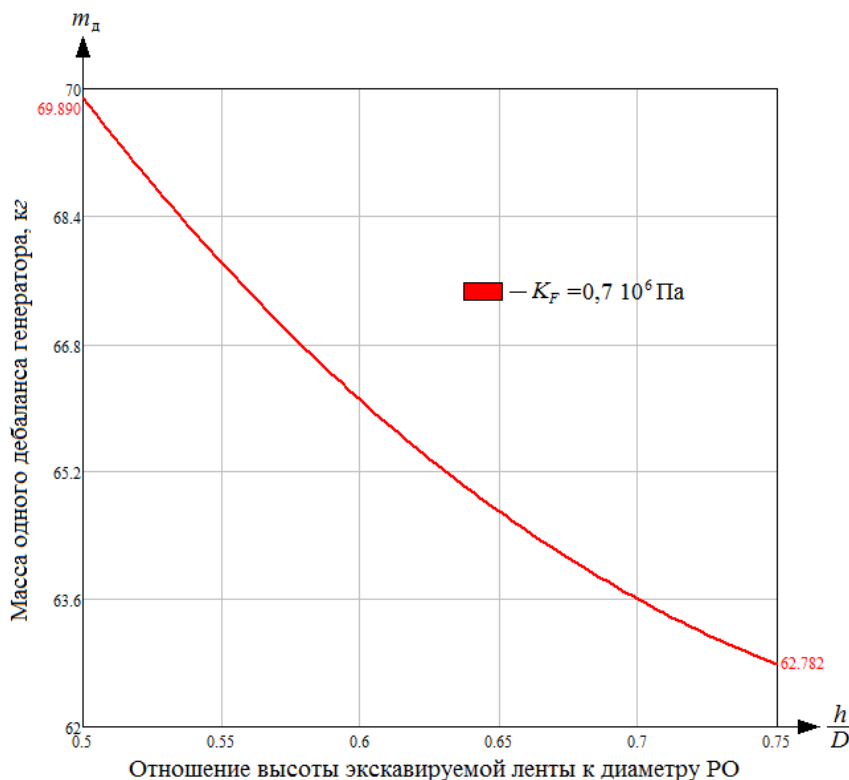
Результаты расчетов удельной массы одного дебаланса при отношении высоты экскавируемой ленты к диаметру РО, равном  $h/D = 0,5$ , приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Компактный экскаватор	$K_F$ , МПа	$\Delta_d$ , кг
Вскрышной	0,7	0,057
Добычной	1,4	0,104
	2,1	0,135

При проектировании инерционного одночастотного генератора величину массы одного дебаланса следует принимать для каждого значения удельного усилия сопротивления породы копанию при отношении высоты экскавируемой ленты к диаметру РО, равном  $h/D = 0,5$  не менее величины, приведенной в таблице 3.3. Задаваясь диаметром дебаланса, следует подобрать его массу за счет его ширины.

В свою очередь, графическая интерпретация зависимости (3.28) для компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ при  $\Delta_d = 1226$  кг;  $E = 5 \cdot 10^6$  Па;  $\mu = 0,3$  в диапазоне отношения  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  для удельного сопротивления породы копанию, равного  $K_F = 0,7 \cdot 10^6$  Па, приведена на рисунке 3.6.



**Рисунок 3.6 – Зависимость массы одного дебаланса инерционного генератора от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ**

Таким образом, масса каждого из шести дебалансов инерционного генератора экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ на частоте  $\nu_{\Gamma}^* = 3,739$  Гц контактной деформации должна составлять не менее  $m_d = 69,890$  кг.

### 3.3 Исследование эффективности работы компактного роторного экскаватора с инерционным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента в приводе РО

Как было установлено ранее, траектория движения РО компактного роторного экскаватора в забое образуется его вращением относительно собственной оси с одновременным перемещением (подачей) в плоскости, перпендикулярной сечению стружки, осуществляемое поворотом верхнего строения экскаватора. При этом *мощность привода вращения РО* –  $N_B$  затрачивается на преодоление:

- *усилия сопротивления породы разрушению*, возникающего при внедрении вооружения РО в изотропный породный массив с постоянным пределом прочности при одноосном сжатии  $\sigma = const$ ;
- *усилия на подъем грунта* из зоны экскавации до зоны разгрузки;
- *потерь в трансмиссиях* привода РО и центробежного генератора гармонических колебаний;
- *сил трения*, возникающих в линиях трения РО в зоне его фрикционного контакта с породной лентой, препятствующих его вращению.

И определяется для экскаватора, не оснащенного генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*, как произведение суммарного окружного усилия привода РО –  $P_{K\Sigma}$ , определяемого по зависимости (2.47) при  $\lambda_{\gamma OZ} = 1$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0$  и касательной составляющей скорости вращения РО, равной

$$V_K = 0,5D\omega_B, \text{ м/с} \quad (3.29)$$

$$N_B(\nu_{\Gamma}^* = 0) = K_F \frac{\pi k_{дв}(1+k_h)}{z(1-\cos 1,5\beta_K) \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} [\eta_B - \theta_B(\lambda_{i,\xi})]} Q, \text{ Вт} \quad (3.30)$$

В свою очередь, для экскаватора, оснащенного генератором движущих



периодических высокочастотных (вибрационных) сил, мощность привода вращения РО –  $N_B$  определяется как произведение суммарного окружного усилия привода РО –  $P_{K\Sigma}$  по зависимости (2.47) и касательной составляющей скорости вращения РО, определяемой по зависимости (3.29)

$$N_B(v_r^*) = K_F \frac{\pi k_{дв}(1+k_h)}{z(1-\cos 1,5\beta_K) \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} [\lambda_{Y O Z}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \xi))]} Q, \text{ Вт} \quad (3.31)$$

В свою очередь, мощность привода поворота верхнего строения (привода подачи РО) компактного роторного экскаватора –  $N_\Pi$  затрачивается на преодоление:

- усилия боковой составляющей процесса копания;
- сил трения, возникающих в линиях трения РО в зоне его фрикционного контакта с породной лентой, препятствующих его подаче;
- потерь в трансмиссии привода поворота верхнего строения экскаватора.

И определяется для экскаватора, не оснащенного генератором движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил, как произведение суммарной боковой составляющей сил сопротивления повороту верхнего строения экскаватора –  $P_{B\Sigma}$  по зависимости (2.59) при  $\lambda_{Y O Z} = 1$ ,  $\eta_r = 0$  и скорости поворота, равной

$$V_B = R_q \omega_\Pi, \text{ м/с} \quad (3.32)$$

$$N_\Pi(v_r^* = 0) = K_F \frac{2\pi t g \xi}{z(1-\cos 1,5\beta_K) \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} \eta_\Pi} \left[ k_{дп} t g \xi + \frac{k_{дв}(1+k_h) \theta_\Pi(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi)} \right] Q, \text{ Вт} \quad (3.33)$$

А для экскаватора, оснащенного генератором движущих периодических высокочастотных (вибрационных) сил, мощность привода поворота верхнего строения –  $N_\Pi$  определяется как произведение суммарной боковой составляющей сил сопротивления повороту верхнего строения экскаватора –  $P_{B\Sigma}$  по зависимости (2.59) и скорости поворота, определяемой зависимостью (3.32)

$$N_\Pi(v_r^* = 3,739) = K_F \frac{2\pi t g \xi}{z(1-\cos 1,5\beta_K) \frac{\sin \varphi_1}{\varphi_1} \eta_\Pi} \left[ k_{дп} t g \xi + \frac{k_{дв}(1+k_h) \theta_\Pi(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{Y O Z}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right] Q, \text{ Вт} \quad (3.34)$$

Эффективность работы компактного роторного экскаватора с РО центробежной разгрузки зависит от многих взаимосвязанных между собой факторов. Однако предлагаемые методы расчета производительности роторного экскаватора [4, 40] не учитывают мощность его приводов, задействованных в

процессе выемки породной ленты, и прочность экскавируемой породы, хотя известно, что уровень технической производительности роторного экскаватора определяется мощностью его приводов, задействованных в процессе выемки породной ленты.

Поэтому нами предлагается *многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке уступа вертикальными стружками, которая представляет собой отношение технической производительности –  $Q$  в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения –  $N_B$  и поворота верхнего строения –  $N_{\Pi}$  экскаватора

$$\Pi = Q / (N_B + N_{\Pi}), \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}} \quad (3.35)$$

Учет зависимостей (3.30) и (3.33) в выражении (3.35) после соответствующих алгебраических преобразований приводит *многопараметрическую модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора без генератора движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*, к виду:

$$\Pi(v_{\Gamma}^* = 0) = \frac{z\pi^{-1}(1-\cos 1,5\beta_K)\frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}}{K_F \frac{k_{ДВ}(1+k_h)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} + \frac{2tg\xi}{\eta_{\Pi}} \left[ k_{ДП}tg\xi + \frac{k_{ДВ}(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i=1, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} \right]}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}} \quad (3.36)$$

В свою очередь учет зависимостей (3.31) и (3.34) в выражении (3.35) после соответствующих алгебраических преобразований приводит *многопараметрическую модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при использовании генератора движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*, установленного в приводе вращения РО к виду:

$$\Pi(v_{\Gamma}^* = 3,739) = \frac{z\pi^{-1}(1-\cos 1,5\beta_K)\frac{\sin\varphi_1}{\varphi_1}}{K_F \frac{k_{ДВ}(1+k_h)}{\lambda_{YOZ}(v_{\Gamma}^*) + 0,5(\eta_B + \eta_{\Gamma}) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} + \frac{2tg\xi}{\eta_{\Pi}} \left[ k_{ДП}tg\xi + \frac{k_{ДВ}(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{YOZ}(v_{\Gamma}^*) + 0,5(\eta_B + \eta_{\Gamma}) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right]}, \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}} \quad (3.37)$$

Что касается коэффициентов динамичности привода вращения РО –  $k_{ДВ}$  и привода поворота верхнего строения экскаватора –  $k_{ДП}$ , то первый составляет не более  $k_{ДВ} = 1,13 \div 1,15$  [26, 44, 45], а второй вследствие большой инерциальности

верхнего строения экскаватора ( $I_n \gg I_p$ ) с достаточной степенью точности можно принять равным  $k_{дп} \cong 1$ .

Используя *многопараметрическую модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора (зависимости (3.36) и (3.37)) с учетом результатов, приведенных в таблице 3.2, можно установить увеличение удельной производительности экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ (изготовитель ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ») с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией как

$$\Delta\P(\beta_K) = \left( \frac{\Pi(v_r^*=3,739)}{\Pi(v_r^*=0)} - 1 \right) 100, \% \quad (3.38)$$

Выражение (3.38) с учетом зависимостей (3.36) и (3.37) составит

$$\Delta\P(\beta_K) = \left( \frac{\frac{1+k_h}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} + \frac{2tg\xi}{\eta_n} \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_n(\lambda_i=1, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} \right]}{\frac{1+k_h}{\lambda_{YOZ}(v_r^*)+0,5(\eta_B+\eta_r)-(1+\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} + \frac{2tg\xi}{\eta_n} \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_n(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{YOZ}(v_r^*)+0,5(\eta_B+\eta_r)-(1+\theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right]} - 1 \right) 100, \% \quad (3.39)$$

со средне интегральной величиной, равной

$$\widetilde{\Delta\P} = \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \Delta\P(\beta_K) d\beta_K, \% \quad (3.40)$$

Увеличение удельной производительности экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией может иметь место при экскавации породной ленты *одинаковой прочности*

$$K_{Fmax(min)}/K_{Fmax(min)} = 1 \quad (3.41)$$

с технической производительностью, определенной по зависимостям (3.36) и (3.37) соответственно.

По данным изготовителя экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ максимальная производительность по разрыхленной горной массе (по пропускной способности РО) определяется при расчетной удельной силе копания  $K_{Fmin} = 0,98$  МПа, а минимальная производительность по разрыхленной горной массе определяется при расчетной удельной силе копания  $K_{Fmax} = 2,06$  МПа [38]. При экскавации породной ленты с номинальной высотой удельная пропускная способность РО (техническая производительность) экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ в плотном теле при

коэффициенте разрыхления  $k_p = 1,35$  и  $N_{\text{бу}} = 315$  кВт,  $N_{\text{пу}} = 2 * 42$  кВт составляет  $\Pi(v_r^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$ .

В свою очередь экскавация породной ленты с максимальным удельным усилием сопротивления породы копанию -  $K_{Fmax}$  без снижения производительности экскаватора определится из условия

$$\frac{K_{Fmax}^*(min)}{K_{Fmax}(min)} \frac{\frac{1+k_h}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} + \frac{2tg\xi \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i=1, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} \right]}{\eta_{\Pi} \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{Y O Z}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right]}}{1} - 1 = 0 \quad (3.42)$$

где  $K_{Fmax}^*$  – минимаксное значение удельного сопротивления породы копанию при оснащении привода вращения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*, Па.

Решая уравнение (3.42) относительно минимаксной величины удельного усилия сопротивления породы копанию, имеем

$$K_{Fmax}^*(min) = K_{Fmax}(min) \frac{\frac{1+k_h}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} + \frac{2tg\xi \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i=1, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} \right]}{\eta_{\Pi} \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{Y O Z}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right]}}{1}, \text{ Па} \quad (3.43)$$

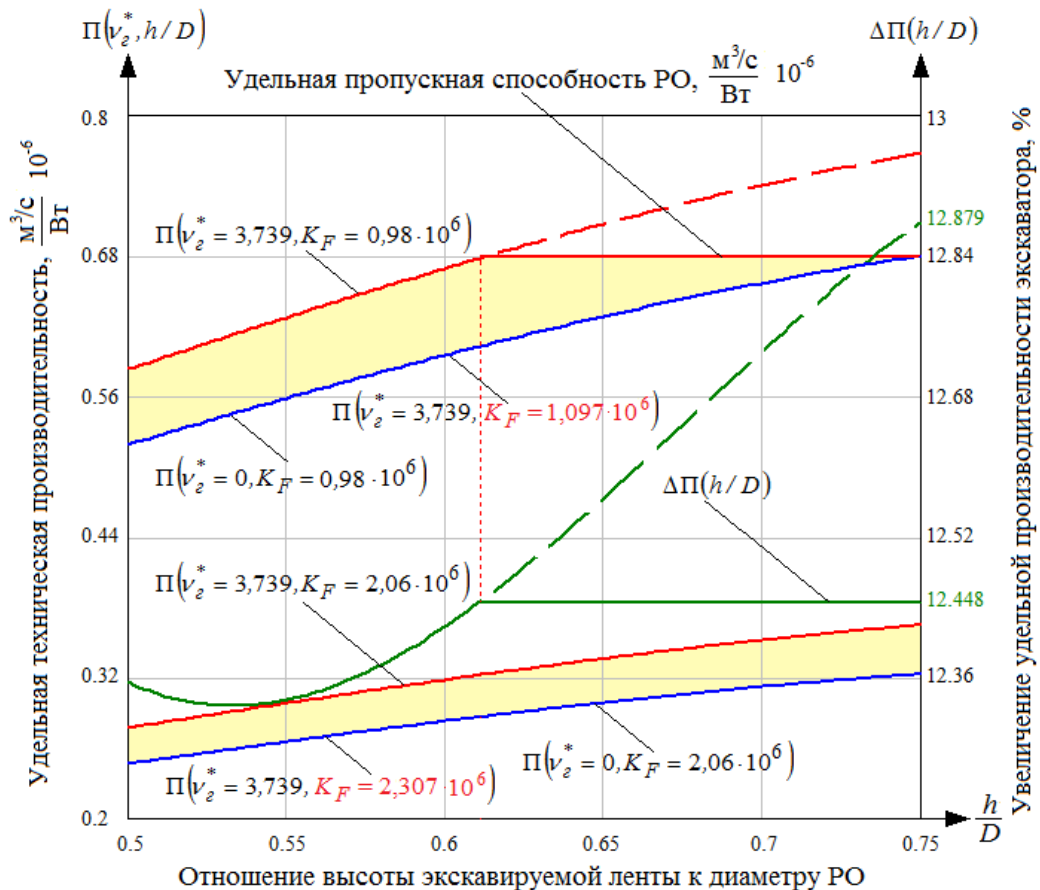
Значение усилия сопротивления породы копанию, усредненное по угловой координате точки приложения сил и скоростей, составит величину

$$\begin{aligned} & \tilde{K}_{Fmax}^*(min) = \\ & = K_{Fmax}(min) \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \frac{\frac{1+k_h}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} + \frac{2tg\xi \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i=1, \beta_K, \xi_1)}{\eta_B - \theta_B(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)} \right]}{\eta_{\Pi} \left[ \frac{k_{дп}}{k_{дв}} tg\xi + \frac{(1+k_h)\theta_{\Pi}(\lambda_i, \beta_K, \xi_1)}{\lambda_{Y O Z}(v_r^*) + 0,5(\eta_B + \eta_r) - (1 + \theta_B(\lambda_i, \beta_K, \xi))} \right]}}{1} d\beta_K, \text{ Па} \quad (3.44) \end{aligned}$$

Выполняя процедуру (3.44), имеем усредненные по угловой координате точки приложения сил и скоростей значения удельного сопротивления породы копанию  $\tilde{K}_{Fmin}^* = 1,097$  МПа (3.45),  $\tilde{K}_{Fmax}^* = 2,307$  МПа (3.46) при паспортных значениях удельного сопротивления породы копанию у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ, равных  $K_{Fmin} = 0,98$  МПа,  $K_{Fmax} = 2,06$  МПа соответственно.

Зависимость удельной технической производительности экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» и с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, от отношения

высоты экскавируемой ленты к его диаметру при различных значениях удельного усилия сопротивления породы копанию (определенных по (3.45) и (3.46)) приведена на рисунке 3.7. На этом рисунке также показано увеличение удельной технической производительности экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией, определенной по зависимости (3.39). Графическая интерпретация означенных зависимостей, приведенных на рисунке 3.7, от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО в диапазоне  $0,5 \leq h/D \leq 0,75$  ( $11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18$ ) и в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  получена в пакете прикладных программ Math Cad с учетом уравнений (2.8), (2.21) и (2.22) при  $z = 8 \text{ ед.}$ ,  $\eta_B = 0,95$ ,  $\eta_{\Pi} = 0,9$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0,98$ ,  $\varphi_1 = \pi/6 \text{ рад.}$ ,  $k_{\text{дв}} = 1,14$ ,  $k_{\text{дп}} = 1,012$ .



**Рисунок 3.7 – Зависимость удельной технической производительности экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» и с приводом вращения РО, оснащенного инерционным генератором, от отношения высоты экскавируемой ленты к его диаметру при различных значениях удельного усилия сопротивления породы копанию**

Анализ результатов моделирования зависимостей (3.36), (3.37) и (3.39) свидетельствует, что:

- в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  удельная техническая производительность в плотном теле нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО как у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», так и у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенный инерционным генератором, причем темп возрастания производительности обратно пропорционален удельному усилию копания;

- максимально возможная удельная техническая производительность в плотном теле у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенный инерционным генератором, достигается при минимальном удельном усилии копания  $K_{Fmin} = 0,98 \text{ МПа}$  и ограничивается только удельной пропускной способностью РО экскаватора, равной  $P(v_r^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$ , при этом увеличение удельной технической производительности в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  составляет около 12,5% по сравнению с экскаватором ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ».

Таким образом, привод вращения РО карьерного роторного экскаватора должен быть оснащен инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*. Это даст возможность (при одной и той же установленной мощности приводов вращения и подачи РО) осуществить экскавацию породной ленты с более высокой прочностью или существенно увеличить ресурс вооружения РО без снижения производительности экскаватора.

Последнее утверждение базируется на результатах исследований, выполненных доктором технических наук, профессором Морозовым В.И. в работах [72, 73].

Для подтверждения выше приведенного тезиса запишем баланс работы трения вооружения РО при экскавации породной ленты в виде равенства

$$[N_{ТВ}(v_r^* = 0) + N_{ТП}(v_r^* = 0)]T(v_r^* = 0) = [N_{ТВ}(v_r^* = 3,739) + N_{ТП}(v_r^* = 3,739)]T(v_r^* = 3,739) \quad (3.47)$$

где  $T(v_r^* = 0)$ ,  $T(v_r^* = 3,739)$  - ресурс до предельного состояния вооружения РО

экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ, эксплуатирующегося без инерционного генератора движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* и с ним соответственно, машиночасов;

$N_{ТВ}(v_{Г}^* = 0)$ ,  $N_{ТВ}(v_{Г}^* = 3,739)$  – мощность трения вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ, эксплуатирующегося без инерционного генератора движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* и с ним соответственно, Вт;

$N_{ТП}(v_{Г}^* = 0)$ ,  $N_{ТП}(v_{Г}^* = 3,739)$  – мощность трения вооружения РО, расходуемая приводом подачи экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ, эксплуатирующегося без инерционного генератора движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* и с ним соответственно, Вт.

Для экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», не оснащенной инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* мощность трения вооружения РО в плоскости его вращения составляет

$$N_{ТВ}(v_{Г}^* = 0) = 0,5P_{K\Sigma}\theta_{в}(\lambda_i = 1, \beta_K, \xi)D\omega_{в}, \text{ Вт} \quad (3.48)$$

Для экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом РО, оснащенным инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* мощность трения вооружения РО в плоскости его вращения составляет

$$N_{ТВ}(v_{Г}^* = 3,739) = 0,5P_{K\Sigma}\theta_{в}(\lambda_i, \beta_K, \xi)D\omega_{в}, \text{ Вт} \quad (3.49)$$

Для экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», не оснащенной инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* мощность трения вооружения РО в плоскости его подачи составляет

$$N_{ТП}(v_{Г}^* = 0) = P_{K\Sigma}\theta_{п}(\lambda_i = 1, \beta_K, \xi)R_{ч}\omega_{п}, \text{ Вт} \quad (3.50)$$

Для экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», оснащенной инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил* мощность трения вооружения РО в плоскости его подачи составляет

$$N_{ТП}(v_{Г}^* = 3,739) = P_{K\Sigma}\theta_{п}(\lambda_i, \beta_K, \xi)R_{ч}\omega_{п}, \text{ Вт} \quad (3.51)$$

Что касается определения мощностей трения, то здесь следует отметить, что их определение выполнено по М.М. Хрущеву [74] как произведение сил трения на скорость трения.

Далее, из равенства (3.47) следует, что кратность увеличения ресурса до предельного состояния вооружения РО составляет

$$\frac{T(v_r^*=3,739)}{T(v_r^*=0)} = \frac{N_{TB}(v_r^*=0) + N_{TP}(v_r^*=0)}{N_{TB}(v_r^*=3,739) + N_{TP}(v_r^*=3,739)}, \text{ ед.} \quad (3.52)$$

Уравнение (3.52) с учетом выражений (2.32), (3.48), (3.49), (3.50) и (3.51) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид

$$\frac{T(v_r^*=3,739)}{T(v_r^*=0)} = \frac{\theta_b(\lambda_i=1, \beta_K, \xi) + \theta_n(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)tg\xi}{\theta_b(\lambda_i, \beta_K, \xi) + \theta_n(\lambda_i, \beta_K, \xi)tg\xi}, \text{ ед.} \quad (3.53)$$

В свою очередь, увеличение ресурса до предельного состояния вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией в диапазоне угловой координаты точки приложения сил и скоростей  $11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18$  определится как

$$\Delta T(\beta_K) = \left( \frac{\theta_b(\lambda_i=1, \beta_K, \xi) + \theta_n(\lambda_i=1, \beta_K, \xi)tg\xi}{\theta_b(\lambda_i, \beta_K, \xi) + \theta_n(\lambda_i, \beta_K, \xi)tg\xi} - 1 \right) 100, \% \quad (3.54)$$

со средне интегральной величиной, равной

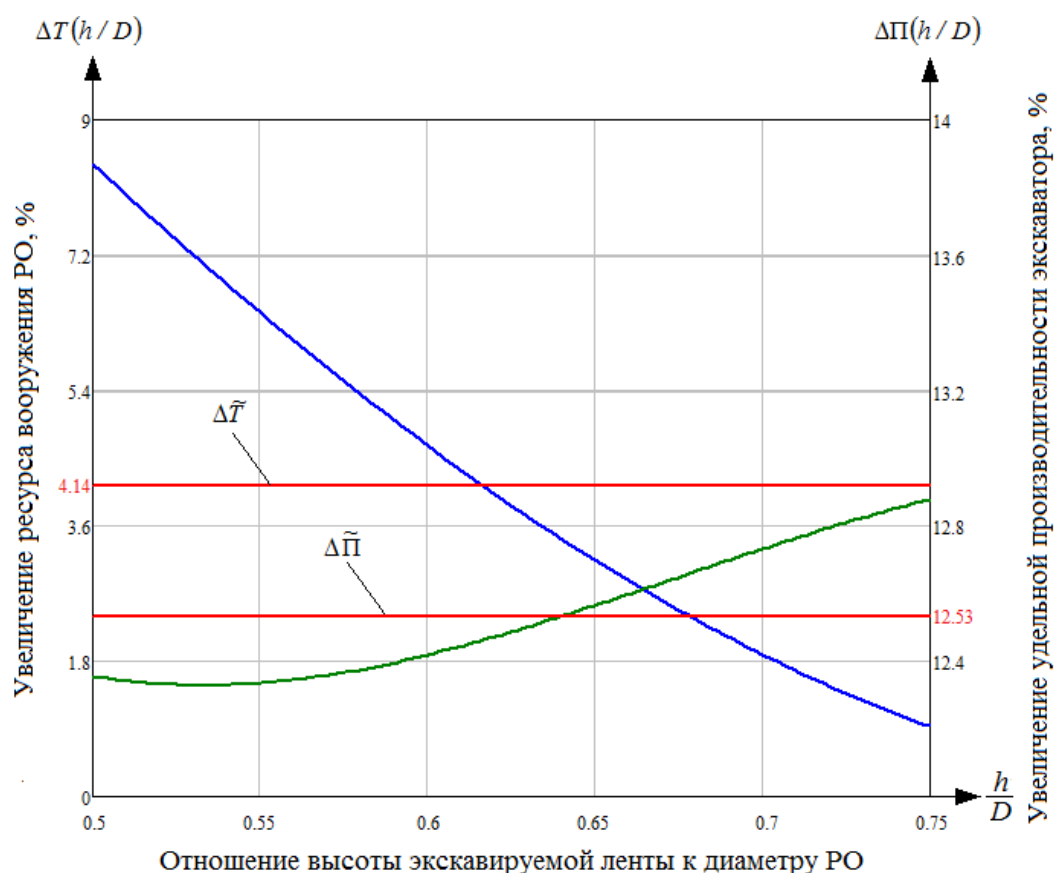
$$\widetilde{\Delta T} = \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \Delta T(\beta_K) d\beta_K, \% \quad (3.55)$$

Графическая интерпретация увеличения ресурса до предельного состояния вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ в диапазоне угловой координаты точки приложения сил и скоростей  $11\pi/6 \leq \beta_K \leq 35\pi/18$  в пакете прикладных программ Math Cad с учетом уравнений (2.8), (2.21) и (2.22) и (3.53) и того, что  $\lambda_{YOZ}(v_r^* = 0) = \lambda_{XOZ}(v_r^* = 0) = \lambda_{XOY}(v_r^* = 0) = 1$ ,  $\lambda_{YOZ}(v_r^* = 3,739) = 1,205$ ,  $\lambda_{XOZ}(v_r^* = 3,739) = 1,314$ ,  $\lambda_{XOY}(v_r^* = 3,739) = 1,111$  приведена на рисунке 3.8.

Анализ результатов моделирования зависимостей (3.39), (3.54) и расчетов величин (3.40) и (3.55), приведенных на рисунке 3.8, свидетельствует, что увеличение среднеинтегрального относительного ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» при увеличении



среднеинтегральной удельной производительности экскаватора на  $\Delta\tilde{\Pi} = 12,53 \%$  составляет величину  $\Delta\tilde{T} = 4,14 \%$ .



**Рисунок 3.8 – Зависимость увеличения ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО**

Себестоимость эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» с инерционным генератором движущих *периодических высокочастотных (вибрационных) сил*, установленным в приводе вращения РО, без учета затрат на его проектирование, изготовление, монтаж и промышленные испытания может быть определена на основе зависимости, предложенной в работе [75], как

$$C_{\text{и}} = C_0 D + C_0 (1 - D) \frac{\Pi(v_r^* = 0)}{\Pi(v_r^* = 3,739)} \frac{T(v_r^* = 0)}{T(v_r^* = 3,739)}, \text{ руб/т} \quad (3.56)$$

где  $C_0$  – себестоимость эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» на угольном разрезе, руб/т;

$D$  – доля условно постоянных эксплуатационных расходов на горном предприятии.

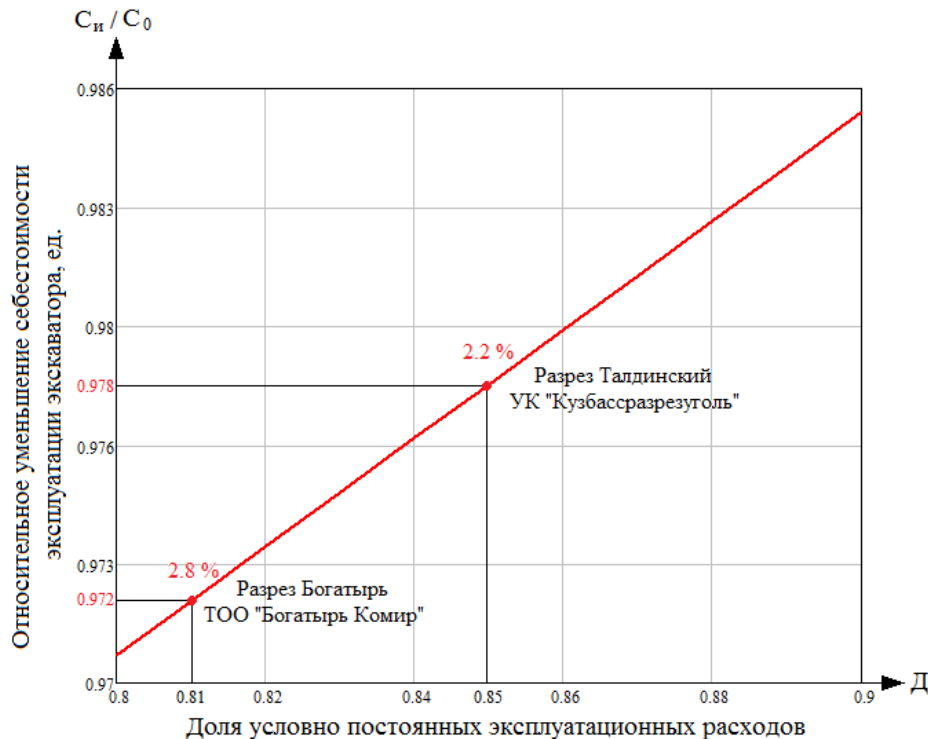
Поделив левую и правую части выражения (3.56) на величину себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» на угольном разрезе -  $C_0$ , получим относительное уменьшение себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией

$$\frac{C_{и}}{C_0} = D + (1 - D) \frac{\Pi(v_r^*=0)}{\Pi(v_r^*=3,739)} \frac{T(v_r^*=0)}{T(v_r^*=3,739)}, \text{ ед.} \quad (3.57)$$

Далее, исключая угловую координату точки приложения сил и скоростей и переходя к средне интегральной оценке отношений удельных производительностей и ресурсов до предельного состояния вооружения РО экскаватора в выражении (3.57), имеем

$$\frac{C_{и}}{C_0} = D + (1 - D) \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \frac{\Pi(v_r^*=0)}{\Pi(v_r^*=3,739)} \frac{T(v_r^*=0)}{T(v_r^*=3,739)} d\beta_K, \text{ ед.} \quad (3.58)$$

Результаты моделирования зависимости (3.58) с учетом выражений (3.36), (3.37) и обратной функции (3.53) в диапазоне  $0,8 \leq D \leq 0,9$  доли условно постоянных эксплуатационных расходов приведены на рисунке 3.9.



**Рисунок 3.9** – Зависимость относительного уменьшения себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией при различных значениях доли условно постоянных эксплуатационных расходов

При этом относительное уменьшение себестоимости эксплуатации компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО за счет одновременного увеличения его удельной производительности и относительного ресурса его вооружения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» с учетом зависимости (3.58) определится как

$$\Delta \frac{C_{и}}{C_0} = (1 - Д) \left( 1 - \frac{1}{\beta_{Kmax} - \beta_{Kmin}} \int_{\beta_{Kmin}}^{\beta_{Kmax}} \frac{\Pi(v_r^* = 0)}{\Pi(v_r^* = 3,739)} \frac{T(v_r^* = 0)}{T(v_r^* = 3,739)} d\beta_K \right) 100, \% \quad (3.59)$$

Так, в РФ на разрезах УК «Кузбассразрезуголь» Кузбасского угольного бассейна доля условно постоянных эксплуатационных расходов составляет  $Д = 0,85$ , а в ТОО «Богатырь Комир» на разрезе Богатырь Экибастузского угольного месторождения в Республике Казахстан –  $Д = 0,81$ . Подставляя в зависимость (3.59) эти значения, имеем относительное уменьшение себестоимости эксплуатации компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО за счет одновременного увеличения удельной производительности экскаватора и относительного ресурса вооружения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» на этих угольных предприятиях 2,2 % и 2,8 % соответственно (см. рис. 3.9).

### Выводы по главе

1. На основе анализа выполненных теоретических и прикладных исследований виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии РО различных по конструкции приводов горных машин с породой (фосфоритами [69, 70], углем [55] и грунтом [54, 59, 63]; см. табл. 3.1) установлено, что сформированный генератором высокочастотный импульс не приведет к желаемой высокочастотной амплитуде колебания РО большой инерциальности при:

- гидравлической версии его привода за счет наличия закритического демпфирования в трубопроводах;
- электромеханической версии его привода энергия генератора будет

затрачена не на высокочастотные крутильные колебания РО, а на дополнительную упругую деформацию элементов трансмиссии привода, приводящую к накоплению в них усталостных повреждений [59].

2. Установлено, что для исключения дополнительных затрат энергии электромеханического привода вращения РО на дополнительную упругую деформацию в основном в зацеплениях зубчатых колес компактного роторного экскаватора центробежный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента должен приводиться в работу от основного электродвигателя его привода и располагаться непосредственно в РО (см. рис. 3.1).

3. На основе полученных аналитических зависимостей относительного эффективного коэффициента трения скольжения РО при экскавации породной ленты без использования инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента ( $\lambda_{Yoz}(v_r^* = 0) = 1$ ), так и при его использовании ( $\lambda_{Yoz}(v_r^* = 3,739) = 1,2$ ) установлено, что:

- в плоскостях вращения –  $YOZ$  и подачи РО экскаватора –  $XOY$  относительные эффективные коэффициенты трения скольжения –  $f_{эYoz}/f$  и –  $f_{эXOY}/f$  нелинейно возрастают с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$ . Причем темп возрастания в плоскости –  $XOY$  обратно пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО –  $\psi_6$ ;
- в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора –  $XOZ$ , относительный эффективный коэффициент трения скольжения –  $f_{эXOZ}/f$  нелинейно убывает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО –  $h/D$ . Причем темп убывания прямо пропорционален отношению боковой к касательной составляющей сил сопротивления движению РО –  $\psi_6$ .

4. Установлено, что использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить:

- ✓ в плоскости вращения РО –  $YOZ$  относительный эффективный коэффициент

трения скольжения на относительной высоте породной ленты, равной 0,5, на 5,65% (с 0,860 до 0,814), а на номинальной относительной высоте 0,75 на 0,82% (с 0,982 до 0,974);

✓ в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания –  $XOZ$  на относительной высоте породной ленты:

- равной 0,5:

- при  $\psi_6 = 0,35$  на 22,24% (с 0,566 до 0,463);

- при  $\psi_6 = 0,5$  на 17,25% (с 0,700 до 0,597);

- при  $\psi_6 = 0,75$  на 11,15% (с 0,827 до 0,744),

- равной 0,75:

- при  $\psi_6 = 0,35$  на 7,83% (от 0,881 до 0,817);

- при  $\psi_6 = 0,5$  на 4,69% (от 0,936 до 0,894);

- при  $\psi_6 = 0,75$  на 2,21% (от 0,970 до 0,949).

✓ в плоскости подачи РО –  $XOY$  на относительной высоте породной ленты:

- равной 0,5:

- при  $\psi_6 = 0,35$  на 3,82% (с 0,679 до 0,654);

- при  $\psi_6 = 0,5$  на 4,23% (с 0,640 до 0,614);

- при  $\psi_6 = 0,75$  на 7,3% (с 0,602 до 0,561),

- равной 0,75:

- при  $\psi_6 = 0,35$  на 3% (с 0,685 до 0,665);

- при  $\psi_6 = 0,5$  на 3,36% (с 0,646 до 0,625);

- при  $\psi_6 = 0,75$  на 7,05% (с 0,622 до 0,581).

5. На основе полученной аналитической зависимости величины массы одного дебаланса инерционного генератора от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО для различных значений удельного усилия сопротивления породы копанию установлено, что:

- масса одного дебаланса нелинейно убывает с ростом отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО;
- темп убывания прямо пропорционален величине удельного усилия

сопротивления породы копанию;

- масса одного дебаланса, обеспечивающая гарантированное снижение относительного эффективного коэффициента трения скольжения, должна быть определена при отношении высоты экскавируемой ленты к диаметру РО, равном  $h/D = 0,5$ .

6. Разработана *многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке уступа вертикальными стружками, представляющая собой отношение технической производительности –  $Q$  в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения –  $N_v$  и поворота верхнего строения –  $N_{\Pi}$  экскаватора.

7. Моделированием отношения технической производительности –  $Q$  в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения –  $N_v$  и поворота верхнего строения –  $N_{\Pi}$  экскаватора установлено, что:

- в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  удельная техническая производительность в плотном теле нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО как у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», так и у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, причем темп возрастания производительности обратно пропорционален удельному усилию копания;
- максимально возможная удельная техническая производительность в плотном теле у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, достигается при минимальном удельном усилии копания  $K_{Fmin} = 0,98 \text{ МПа}$  и ограничивается только удельной пропускной способностью РО экскаватора, равной  $P(v_r^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$ , при этом увеличение удельной технической производительности в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq$

2,06 МПа составляет около 12,5% по сравнению с экскаватором ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ».

8. На основе полученной аналитической зависимости увеличения ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» от отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО установлено, что увеличение среднеинтегрального относительного ресурса вооружения РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» при увеличении среднеинтегральной удельной производительности экскаватора на  $\widetilde{\Delta\Pi} = 12,53 \%$  составляет величину  $\widetilde{\Delta T} = 4,14 \%$ .

9. На основе полученной аналитической зависимости относительного уменьшения себестоимости эксплуатации экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО по сравнению с заводской конструкцией при различных значениях доли условно постоянных эксплуатационных расходов установлено, что относительное уменьшение себестоимости эксплуатации компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с инерционным генератором в приводе вращения РО за счет одновременного увеличения его удельной производительности и относительного ресурса его вооружения РО по сравнению с конструкцией ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» составит 2,2 % и 2,8 % в условиях УК «Кузбассразрезуголь» и ТОО «Богатырь Комир» соответственно.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей квалификационной законченной научно-исследовательской диссертационной работе на основе выполненных исследований дано новое решение актуальной научной задачи – установление зависимостей формирования рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора, уменьшающих трение в зоне его фрикционного контакта с угольным массивом.

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

1. Опыт использования компактных карьерных роторных экскаваторов и анализ научных результатов ведущих научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций показывают, что в соответствии с прогнозом в ближайшее время наиболее ёмкими потребителями компактных карьерных роторных экскаваторов в РФ будут являться угольные разрезы (до 40 млн м<sup>3</sup>/год), карьеры по добыче драгоценных минералов (до 15 млн м<sup>3</sup>/год) и карьеры по добыче нерудных строительных материалов (до 8 млн м<sup>3</sup>/год).

2. Разработана трехмерная многопараметрическая математическая модель упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной породой с заданными физико-механическими свойствами, учитывающая конструктивные и инерциальные параметры рабочего органа и верхнего строения экскаватора, позволяющая количественно установить влияние отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа (при различных значениях отношения боковой к касательной составляющей сил сопротивления его вращения) на частоту вынужденных периодических вибрационных колебаний масс рабочего оборудования экскаватора в каждой из трех плоскостей его взаимодействия с забоем.

3. На основе трехмерной многопараметрической математической модели упругих контактных периодических вибрационных колебаний рабочего оборудования компактного роторного экскаватора при его взаимодействии с горной



породой по разработанному алгоритму в пакете прикладных программ Math Cad установлено, что в диапазоне отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру рабочего органа ( $0,5 \leq h/D \leq 0,75$ ) имеют место вынужденные вибрационные колебания массы рабочего оборудования экскаватора в плоскостях:

- вращения ( $YKZ$ ) и подачи ( $XKY$ ) РО с высокой частотой от  $\nu_z$  до  $2,233\nu_z$  Гц;
- в плоскости, перпендикулярной радиусу черпания экскаватора ( $XKZ$ ), с низкой частотой от  $0,13\nu_z$  до  $0,256\nu_z$  Гц.

4. Установлено, что использование в приводе вращения РО центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента позволит снизить относительный эффективный коэффициент трения скольжения как в плоскости вращения, так и в плоскости подачи РО на  $0,82...5,65\%$ , на  $3...7,3\%$  соответственно в зависимости от относительной высоты породной ленты и отношения боковой к касательной составляющей скоростей вращения РО.

5. Разработана *многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи РО* центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора при отработке уступа вертикальными стружками, представляющая собой отношение технической производительности –  $Q$  в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения –  $N_g$  и поворота верхнего строения –  $N_n$  экскаватора.

6. Моделированием отношения технической производительности –  $Q$  в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения –  $N_g$  и поворота верхнего строения –  $N_n$  экскаватора установлено, что:

- в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  удельная техническая производительность в плотном теле нелинейно возрастает с увеличением отношения высоты экскавируемой ленты к диаметру РО как у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ», так и у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенным инерционным генератором, причем темп возрастания производительности обратно

пропорционален удельному усилию копания;

– максимально возможная удельная техническая производительность в плотном теле у экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ с приводом вращения РО, оснащенный инерционным генератором, достигается при минимальном удельном усилии копания  $K_{Fmin} = 0,98$  МПа и ограничивается только удельной пропускной способностью РО экскаватора, равной  $\Pi(v_z^* = 0, h/D = 0,75) = 0,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3/\text{с}}{\text{Вт}}$ , при этом увеличение удельной технической производительности в диапазоне удельного усилия копания  $0,98 \text{ МПа} \leq K_F \leq 2,06 \text{ МПа}$  составляет около 12,5% по сравнению с экскаватором ЭРГВ 630-ОЦ конструкции ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ».

7. Установлено, что оснащение трансмиссии РО экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ инерционным генератором по сравнению с конструкцией экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ» позволит:

– увеличить средне интегральный относительный ресурс вооружения при увеличении средне интегральной удельной производительности экскаватора на  $\widetilde{\Delta\Pi} = 12,53 \%$  на  $\widetilde{\Delta T} = 4,14 \%$ ;

– уменьшить относительную себестоимость эксплуатации экскаватора при различных значениях доли условно постоянных эксплуатационных расходов за счет одновременного увеличения его удельной производительности и относительного ресурса вооружения его РО на 2,2 % и на 2,8 % в условиях УК «Кузбассразрезуголь» (РФ) и ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан) соответственно.

8. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «МОГОРМАШ» по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций рабочих органов центробежной разгрузки компактных роторных экскаваторов в 2018 – 2019 гг. на контрактной основе с ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан).

#### **Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:**

Исследовать динамические процессы в инерционном генераторе гармонических одночастотных колебаний движущего момента при его пуске в работу.

**Личный вклад автора** состоит в формулировании цели и идеи работы, постановке задач и выборе методов исследования, анализе полученных результатов и разработке рекомендаций.

В публикациях с соавторами [1, 2, 3, 4, 5] (нумерация по автореферату) личное участие автора состоит в разработке критериев оценки технического уровня современных конструкций отечественных и зарубежных роторных экскаваторов, в разработке многопараметрических математических моделей влияния конструктивных, кинематических, силовых и виброреологических параметров, а также физико-механических свойств экскавируемого угля (эффективных упругих модулей геоматериалов) на удельную техническую производительность компактного роторного экскаватора с рабочим органом центробежной разгрузки.

### Список литературы

1. Правительство РФ Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 г. Утверждена Правительством РФ от 13.11.2009 №1715-р
2. Писаренко М.В., Шаклеин С.В. Производство и потребление угля в мире и России // «Горная промышленность», - М.: ООО «НПК «Гемос Лимитед» №2 (120) / 2015. – С. 24-27.
3. Владимиров В.М., Трофимов В.К. Повышение производительности карьерных многоковшовых экскаваторов. Изд-во «Недра» // М., 1980, 312 с.
4. Беляков Ю.И., Владимиров В.М. Совершенствование экскаваторных работ на карьерах. М., Изд-во «Недра», 1974, 304 с.
5. Трубецкой К.Н., Потапов М.Г., Виноцкий К.Е. и др. Справочник. Открытые горные работы/ М.: Горное бюро, 1994. 590с.: ил.
6. Владимиров В.М., Хазанет Л.Л. Роторные экскаваторы с повышенными и высокими усилиями копания. Изд-во «ЦНИЭИуголь»// М., 1977, 44 с.
7. Gartner K. Schaufelradbagger als Baugerat. — Sonderdruck aus «Fördern und Heben», 1965, N 6, s. 11-18.
8. Rasper L. Leistungsfähige Schaufelradbagger auf Raupenfahrwerken für kleinere und mittlere Förderleistungen. BMT 4 (1957), N 4, s. 23-25.
9. Rasper L. und Ritther H. Der Aufschluss des Braunkolentagebaus der Neyveli Lignite Corporation und Erfahrungen mit Schaufelrädern in hartem, -Abraum. — «Braunkohle, Wärme und Energie», 1961, № 10, s. 31-34.
10. Rasper L. Stand der Entwicklung der Schaufel radbagger in der Bundes- 116epublic Deutschland. — «Braunkohle, Wärme und Energie», 1964, N 11, s. 8-11.
11. Schwarz W., Marx F. Hinweise zur Beurteilung der standsicherheit gleisloser Fahrzeugkrane.- Deutsche Hebe-und Fordertechnik, 1971, № 4, s. 171-174.
12. Schwarz W., Marx F. Wheel excavator loading ont 1,000 tons per hour in semi-hard brown T thale. — «Earthmoving and Construction», 1965, N 10, s. 181-193.
13. Sundkwist G.J. «Bucket Wheel excavators. — Mining and Minerals Engineering», 1965 № 10, pp. 16-28.
14. Bargmann E. Energieverbrauch des Schaufelrades—«Braunkohle, Wärme und Energie», 1965, N 1, s. 48-53.
15. Mayer P. Deutsche Industrie — Messe Hannover 1966. — «Bergfreiheit», 1966, N 8, pp. 62-69.

16. Sundkwist G.J. Bucket Wheel Can Cut Mine Stripping Costs. — Mining World, 1962, N 9, pp. 17-24.
17. Ortlepp W.D. German Approach to Mass Excavation. — «Engineering», 1964, N 12, pp. 163-171.
18. Гужовский В.В. Пути повышения эксплуатационной надежности роторных комплексов. Угольн. И горнорудн. Машиностроение (НИИИНФОРМТЯЖМАШ), 1968, №6, 87 с. с илл.
19. Гаврилова Л.А., Лагунова Ю.А. Роторные экскаваторы. МУ для студ. спец. 170100 – Горные машины и оборудование, часть 2. Екатеринбург, изд-во УГГА, 1994, 40 с.
20. Monaghan I. New developments in earthmoving. Part two: Wheel excavators. — «Construction methods and Equipments», 1965, N 2, pp. 64-69.
21. Информационное сообщение компании Sandvik Mining & Construction Новый компактный роторный экскаватор особой мощности отправлен на испытания в Буккабраны // Горная промышленность №3 (85), М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2009. – С. 7 – 9
22. Владимиров В.М. Классификация роторных экскаваторов. Научные записки Укрниипроект Вып. 11., Изд-во «Укрниипроект» // Киев, 1963, 123 с.
23. Хазанет Л.Л., Остапенко П.В., Моисеенко М.Г. Эксплуатация карьерного оборудования непрерывного действия // М., «Недра» 1984. 251 с.
24. Венцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: «Наука», 1964, 576 с. ил.
25. Percy H. Hill The science of engineering design. HOLT, RINERANT and WINSTON, Inc. New York. 1970. 264 p.
26. Подэрни Р.Ю. Исследование нагрузок на исполнительных органах и динамических характеристик карьерного оборудования с целью повышения эффективности рабочего процесса. Дисс. докт. техн. наук, МГИ, М., 1972, 251 с.
27. Подэрни Р.Ю. Исследование процесса работы роторного исполнительного органа. Дисс. канд. техн. наук, МГИ, М., 1962, 309 с. с приложениями.
28. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. — 8-е изд., перераб. и доп.— М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2013. — 593 с.: ил. (ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ)
29. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкции, теория и расчет. М.: Изд-во «Машиностроение», 1972, 432 с.

30. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: Изд-во «Недра», 1971, 384 с.
31. Волков Д.П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. М.: Изд-во «Недра», 1968, 408 с.
32. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Динамические процессы горных машин, М.: «Наука», 1972. – 150 с.
33. Владимиров В.М., Шендеров А.И., Калашников Ю.Т. и др. Карьерные роторные экскаваторы. Издательство «Техніка», Киев, 1968, 282 с.
34. Гужовский В.В., Обухов Н.К., Репин В.Н. Борьба с шумом и вибрациями в горных машинах для открытых работ. М.: «Недра», 1980, 152 с.
35. Ветров Ю.А. Расчеты сил резания и копания грунтов. Киев.: Издательство Киевского университета, 1965, 167 с. : ил
36. Шендеров А.И. Инновационная направленность технического развития открытого способа добычи угля // Научные сообщения ИГД № 332, Изд-во «ВИНИТИ», 2006. С. 9 – 29.
37. Подэрни Р.Ю., Шендеров А.И., Колесников Е.Ф., Таранов Д.И. Технологические аспекты применения роторных экскаваторов с цетробежной разгрузкой // Научные сообщения ИГД № 332, Изд-во «ВИНИТИ», 2006. С. 54-63.
38. Попов В.Н., Колесников Е.Ф., Ничик И.Я. и др. Карьерные роторные экскаваторы: Справочное пособ./ К21 – М.: Недра, 1994. 287 с.: ил.
39. Серенсен С.В., Бутлов Е.Г., Гарф М.Э. и др. Прочность при нестационарных режимах нагрузки // Киев, Издательство АН УССР, 1961. 295 с.
40. Подэрни Р.Ю. Теория рабочего процесса роторных исполнительных органов. Учебное пособие, Московский ордена Трудового Красного Знамени горный институт, М., 1969г. 72 с.
41. Клиге Н.Н. Сопротивление копанию при работе роторных экскаваторов // Строительные и дорожные машины. №1 – М.: «Стройиздат», 1964, С. 25-29.
42. Домбровский Н. Г., Мельников Н.В., Сатовский Б. И., Симкин Б. А. Оборудование для открытых горных разработок за рубежом, М., ЦИНТИМАШ, 1961, 38 с.
43. Папазова Т.М., Петров А.М. и др. МУ по экспериментальному исследованию динамических нагрузок, действующих на

- исполнительном органе и в приводе ротора роторных экскаваторов. Изд-во ДМЗ им. Ленинского комсомола Украины // Донецк, 1974, 121с.
44. Прямилов Н.М. Исследование упруго-демпфирующего устройства исполнительного органа роторного экскаватора как средства стабилизации рабочего процесса. Дисс. канд. техн. наук, М.: МГИ, 1974, 150 с. с ил.
  45. Сандалов В.Ф. Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Дисс. канд. техн. наук, М.: МГИ, 1977, 143с.
  46. ГОСТ 7.32 – 2001 Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.
  47. Подэрни Р.Ю., Ляпин Д.Г. и др. Исследование влияния конструктивных, кинематических и силовых параметров компактного роторного экскаватора с инерционной разгрузкой рабочего органа на его забойную производительность // Горная промышленность № 5, М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2016 – С. 112-114.
  48. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. Исследование влияния эффективного коэффициента сухого трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных гармонических колебаниях движущего момента // Горная промышленность №1 (113), М.: Изд-во ООО НПК «Гемос Лимитед», 2014. – С. 112 – 113.
  49. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В.н. Кудряшова и Ю.Н. Кирдяшева. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1977., 536 с. с ил.
  49. Челомей В.Н., Авдуевский В.С., Артоболевский И.И., Блехман И.И. и др. Вибрации в технике (справочник в 6-и томах). Колебания нелинейных механических систем. Том 2 под ред. И.И. Блехмана. М.: «Машиностроение», 1979, 352 с.
  50. Блехман И.И., Моласян С.А. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей поверхностью. – «Известия АН СССР. Серия Механика твердого тела», 1970, №4, С. 4-10.
  51. Крагельский И.В., Алисин В.В., Асташкевич Б.М. и др. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х книгах. Кн. 2. Под редакцией И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358

- с., илл.  
 52. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., стер. – М.: Изд-во МГГУ, 2002. – 453 с.  
 53. Беляков Ю.И. Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах. М., «Недра», 1977, 295 с.  
 54. Григорьев А.С. Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций. Автореферат дисс. канд. техн. наук, М.: МГГУ, 2005, 23с.  
 55. Губенко А.А. Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Дисс. канд. техн. наук. М., МГГУ, 2011, 137 с. с ил.  
 56. Еленкин В.Ф., Клементьева И.Н. Особенности взаимодействия шнеков очистного комбайна с угольным пластом в зоне фрикционного контакта // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 9, 2012. – С. 40 – 43  
 57. Клементьева И.Н. Обоснование и выбор динамических параметров трансмиссии привода шнека очистного комбайна. Дисс. канд. техн. наук. М., МИСиС, 2015, 124 с. с ил.  
 58. Блехман И.И. Действия вибрации на механические системы. – «Вибротехника», Вильнос, «Минтис», 1973 №3 (20) С. 369-374.  
 59. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Учебное пособие. Часть 2. М.: Изд-во МГГУ, 1993. – 230 с.  
 60. Courtel R. Normal vibration in contact friction. – «Wear», 11, 1986, 77 p.  
 61. Baglin R., Rongier P. et Courtel R. Sur la rigidite de contact entre deux surfaces solides et son role dans le frottement en presence des vibrations. C. R. Acad. Sc. Paris, t.268, 1969, 686 p.  
 62. Lenkiewicz W. The sliding friction process-effect of external vibrations. – «Wear», 13, 1996, №2, p. 99–108  
 63. Рыльникова М.В., Зотеев О.В. Геомеханика: Учебное пособие. М.: Издательский дом «Руда и Металлы», 2003. – 240 с.  
 64. Осецкий В.М. Техническая механика. М.: Госгортехиздат, 1962. 355 с.  
 65. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1980. – 151 с.  
 66. Трофимов С.В. Определение рациональных параметров



- вибробгасящего устройства для подвески стрелы рабочего органа роторного экскаватора. Дисс. канд. техн. наук. М., МГИ, 1980, 132 с. с ил.  
<http://el-dvigatel.ru/vao2280,315,355>
67. Скурыдин Б.И.,  
 68. Подэрни Р.Ю. и др.  
 69. Кузиев Д.А.  
 70. Грабский А.А.  
 71. Чернавский С.А.,  
 Снесарев Г.А.,  
 Козинцов Б.С. и др.  
 72. Морозов В.И.  
 73. Морозов В.И.,  
 Чуденков В.И.,  
 Сурина Н.В.  
 74. М.М. Хрущев  
 75. Лучина А.Н.
- Импульсный привод роторного экскаватора. Авт. свид. СССР, № 939650 – Бюлл. изобр. №24, 1982
- Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна. Дисс.канд. техн. наук, М., МГГУ, 2007, 111 с. с ил.
- Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна. – М.: МГГУ, 2011, 204 с.
- Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с., ил.
- Разработка системы управления качеством ремонта горного оборудования. Дисс. докт. техн. наук, М.: МГИ, 1987, 387с.
- Очистные комбайны: Справочник // Под общей ред. В.И. Морозова. – М.: Издательство МГГУ, 2006. – 650 с.: ил.
- Закономерности абразивного изнашивания. Износостойкость. М.: «Наука», 1975, С. 5-28
- Некоторые результаты исследования влияния длительности эксплуатации горнотранспортных комплексов на показатели их надежности и эффективности. Сборник трудов НИИ КМА им. Л.Д. Шевякова «Разработка рыхлых пород комплексами непрерывного действия», выпуск 4, Губкин, изд. НИИ КМА, 1974, С. 87-93

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### УТВЕРЖДАЮ

Зам. генерального директора ООО «МОГОРМАШ»

\_\_\_\_\_ Ю.А. Дорохова  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.



### А К Т

внедрения результатов диссертационной работы **Ляпина Дмитрия Геннадьевича** на тему: **«Обоснование рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС».

По итогам рассмотрения диссертационной работы аспиранта **Ляпина Д.Г.** на тему **«Обоснование рациональных параметров инерционного генератора колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Министерства образования и науки Российской Федерации, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, принято нижеследующее заключение:

**предложенные в диссертационной работе Ляпина Д.Г. результаты:**

- **технические требования** на создание инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ;
- **инженерная методика расчета и выбор рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии инерционного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа компактного роторного экскаватора ЭРГВ 630-ОЦ;

- **программное обеспечение** для моделирования параметров генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента рабочего органа центробежной разгрузки компактного роторного экскаватора в режиме номинального нагружения

**могут быть использованы в плановых научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «МОГОРМАШ» в 2018-2019 гг. на контрактной основе с ТОО «Богатырь Комир» (Республика Казахстан).**

Руководитель  
сервисного центра



Р.Ю. Катонин