

На правах рукописи



СУЛТОНОВ ХАЙДАР НАЗАРОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ОДНОДВИГАТЕЛЬНОГО ПРИВОДА ХОДОВОГО
МЕХАНИЗМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

АВТОРЕФЕРАТ

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

МОСКВА 2016

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

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Кривенко Александр Евгеньевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, ФБГОУ ВО «Тверской государственный технический университет (ТвГТУ)», кафедра «Торфяные машины и оборудование», профессор
Яблонев Александр Львович

кандидат технических наук, эксперт ООО «ЭПБ» г. Москва
Поляков Алексей Вячеславович

Ведущая организация: ФБГОУ ВО «Уральский государственный горный университет» (УГГУ), г. Екатеринбург

Защита состоится « 16 » февраля 2017 г. в 14³⁰ часов в ауд. А-305 на заседании диссертационного совета Д 212.132.15 при ФГАОУ ВО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» по адресу: г. Москва, Ленинский проспект, дом 6 стр. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» и на сайте по адресу: http://misis.ru/files/3987/Sultonov_disser.pdf

Автореферат разослан « » _____ 2016 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета
канд. техн. наук, профессор



ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Сегодня в Республике Таджикистан открытый способ разработки является основным направлением развития отраслей по добыче и переработке полезных ископаемых и строительства объектов гидроэнергетики.

В настоящее время на карьерах и разрезах, Республики находятся на балансе более 30 единиц экскаваторов моделей ЭКГ – 4,6Б и ЭКГ – 5А, в основном, выпуска 70 – х и 80 – х годов прошлого века (изготовитель ОАО « УРАЛМАШЗАВОД»). Из которых около 70% находится в работоспособном состоянии, а остальные простаивают из-за нехватки запасных частей, в основном ходового оборудования. Следовательно, увеличение добычи полезных ископаемых и объёмов строительства объектов энергетики открытым способом в Республике в ближайшей перспективе, может эффективно осуществляться в первую очередь за счет модернизации ходового оборудования существующей техники, которая не потребует больших капиталовложений [1].

Производительность горных машин, в значительной степени зависит от надежности работы приводов исполнительных механизмов, подвергающихся в процессе эксплуатации воздействию знакопеременных нагрузок. В результате этого ускоряется износ деталей привода, в ряде случаев возникают усталостные разрушения, поэтому, снижение динамичности работы механизмов машины можно рассматривать, как один из способов повышения их долговечности и надежности.

В свою очередь основным недостатком однодвигательного привода механизма хода экскаватора является сложность и прерывистость управления потоками мощности при маневрах в забое, причем динамические нагрузки значительно превышают их расчетные значения, что приводит к возрастанию числа отказов элементов трансмиссии и гусеничных движителей.

С учетом этого разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерных экскаваторов, находящихся в эксплуатации в различных горнотехнических условиях в зависимости от их конструктивных, кинематических и силовых характеристик **является актуальной научной задачей** для машиностроительного комплекса РФ,

решение которой позволит создать карьерный экскаватор, соответствующий современному уровню технико-экономических показателей.

Степень научной разработанности темы исследования. Вопросы рационального проектирования трансмиссий приводов карьерных экскаваторов при заданных физико – механических характеристиках породы и параметрах отработки забоя уступа широко рассмотрены в научных трудах докторов технических наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, В.А. Черкасова, Р.Ю. Подэрни, Д.А. Каминской и многих других. В результате выполненных ими исследований были предложены различные пути снижения динамических нагрузок в металлоконструкциях и приводах машин для открытых горных работ. До настоящего времени, в технической литературе, практически не нашли отражения вопросы связанные как с установлением влияния динамических параметров привода ходового механизма на уровень технической производительности экскаватора, так и вопросы снижения динамических нагрузок в трансмиссии привода ходового механизма.

В связи с этим исследования направленные на обоснование и выбор динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма экскаватора являются по-прежнему актуальными.

Целью работы является установление зависимостей формирования рациональных динамических параметров – жесткости и демпфирования электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Основная идея работы заключается в снижении крутильной жесткости, при одновременном увеличении демпфирования в трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, за счёт установки упругодемпфирующих элементов в её реактивных звеньях.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций карьерных механических лопат в РФ;
- **анализом и установлением** критериев технического уровня карьерных экскаваторов российских производителей;
- **разработкой** многопараметрической математической модели уровня технической производительности карьерного экскаватора, с учетом его

технологических, конструктивных, эксплуатационных и динамических параметров.

- **разработкой** математической модели электромеханической системы однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора;
- **обоснованием места установки** упруго - демпфирующего устройства в реактивном звене привода ходового механизма;
- **установлением рациональных динамических параметров** (жёсткости и демпфирования) упруго – демпфирующего устройства;
- **установлением** критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров на уровень колебаний нагрузки в приводе ходового механизма;
- **разработкой** комплекса научно-технических мероприятий для обеспечения рациональных динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Научное значение работы заключается в установлении зависимостей:

- энерговооруженности, теоретической энергоемкости и удельной материалоемкости конструкций карьерных экскаваторов от их веса;
- коэффициента динамичности электромеханической системы привода ходовой тележки экскаватора от соотношения вынужденных и собственных частот колебаний при её перемещении по подошве уступа и повороте;
- забойной производительности карьерного экскаватора от его конструктивных и динамических параметров привода ходового механизма в различных горнотехнических условиях эксплуатации.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- **принципиальной схемы** трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в реактивных звеньях дифференциалов, воспринимающих через нормально замкнутые тормоза статические и динамические нагрузки;
- **инженерной методики и программного обеспечения** для моделирования и расчета оптимальных динамических параметров трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора с рациональными жесткостными и демпфирующими характеристиками.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод включающий: анализ теоретических и

экспериментальных исследований в области приводных систем ходовых механизмов карьерных экскаваторов, а также синтез принципиальной схемы трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в реактивных звеньях дифференциалов, воспринимающих статические и динамические нагрузки через нормально замкнутые тормоза.

Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием разработанных на основе теории Хилла (Percy H. Hill) методов выбора оптимальных параметров трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Основные положения, выносимые на защиту:

- многопараметрическая математическая модель работы карьерного экскаватора позволяющая установить её количественное влияние на уровень забойной производительности: характеристик забоя, конструктивных, эксплуатационных, а также жесткостных и демпфирующих параметров электромеханической системы однодвигательного привода его ходового механизма в течение одного рабочего цикла.
- минимальный уровень динамического нагружения привода ходового механизма карьерного экскаватора, достигается путем оснащения его трансмиссии упругодемпфирующими элементами, установленными в её реактивных звеньях.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается **корректностью** постановки задач исследований, **достоверностью** принятых допущений и проверкой корректности аналитических моделей моделированием на ЭВМ с использованием пакета прикладных программ MathCAD обеспечившим относительную ошибку результатов моделирования в резонансной зоне колебаний маховых масс трансмиссии привода ходового механизма по амплитуде не более 5%, а по вынужденным и собственным частотам 0,3%. Научные положения, выводы и рекомендации **обоснованы** достаточным объемом аналитических исследований, базирующихся на апробированных положениях теоретической механики и математического моделирования.

Соответствие паспорту специальности. Работа посвящена обоснованию

и выбору динамических параметров однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора при его эксплуатации в различных горнотехнических условиях 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 динамических процессов в электромеханической системе привода ходовой тележки карьерного экскаватора.

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках 2017–2018 гг. ОАО «РогунГЭСстрой» (Республика Таджикистан) на контрактной основе с ООО «МООГОРМАШ» приняты следующие результаты работы:

- **технические требования** на создание трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами, установленными в её реактивных звеньях;
- **инженерная методика расчета и выбора рациональных статических и динамических параметров** трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора с упругодемпфирующими элементами;

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: - Международной научно-практической конференции «Перспективы применения инновационных технологий и усовершенствование технического образования ВУЗов стран СНГ», 2011г., (ТТУ) Душанбе Республика Таджикистан; - на Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка - 2014» (НИТУ «МИСиС») г. Москва; - на 10 Международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2013 г., (ИПКОН РАН) г. Москва; - на XVIII Международной экологической конференции «Горное дело и окружающая среда. Инновационные и высокие технологии XXI века» в 2014 г., (ИПКОН РАН) г. Москва; - на научных семинарах кафедры «Горные машины и оборудование» 2013 г. (МГГУ), кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» 2016 г., (НИТУ «МИСиС»).

Публикации. По теме диссертации опубликовано четыре работы, две из них опубликованы в журналах, входящих в перечень рецензируемых изданий, утвержденных ВАК Минобрнауки РФ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения и списка литературы из 97 наименований и включает 56 рисунков и 6 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновываются актуальность исследования, его цель, идея, приведены научные положения, практическая ценность и реализация работы в промышленности.

В первой главе рассмотрены современное состояние вопроса, поставлена цель исследования и определены задачи её достижения, а также перспективы развития конструкций карьерных механических лопат.

Над изучением динамических характеристик горных машин работали коллективы институтов; МГИ под руководством д - ра техн . наук Р.Ю. Подэрни , канд. техн . наук М.Х. Мухамедова; МИСИ под руководством докторов техн. наук Н.Г. Домбровского, Д.П. Волкова, В.И. Черкасова; ИГД им. А.А. Скочинского под руководством д - ра техн . наук Ю.Д. Красникова; УкрНИИПроект под руководством д - ра техн . наук В.М. Владимирова, канд. техн . наук В.В. Гужовского; КИСИ под руководством д - ра техн . наук Ю.А. Ветрова; 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; ДМЗ им. ЛКУ под руководством кандидатов техн. наук Е.Ф. Колесникова, А.Г. Минчина и других.

В настоящее время на современных карьерах и разрезах отраслей по добыче и переработке полезных ископаемых в странах СНГ экскаваторный парк представлен карьерными механическими напорными лопатами российских производителей в основном выпуска 80 - х 90 - х годов. Поэтому, дальнейшее развитие карьерных механических напорных лопат следует осуществлять, в направлении: повышения надежности работы оборудования и улучшения организации экскавационных работ; повышения автономности и

мобильности экскаваторов; улучшения безопасности эксплуатации, санитарно-гигиенических условий и комфорта труда обслуживающего персонала.

Статистический анализ критериев технического уровня карьерных экскаваторов (рис.1) показывает, что: величины энерговооруженности W_N ,

Энерговооруженность, Вт/т

$$W_N = \frac{N_y}{G}$$

Теоретическая
энергоёмкость, Нм/м³

$$W_A = \frac{N_y}{E/t_{\text{цп}}}$$

Удельная
материалоемкость, т/(м³/час)

$$W_M = \frac{G}{3,6 \cdot 10^3 E/t_{\text{цп}}}$$

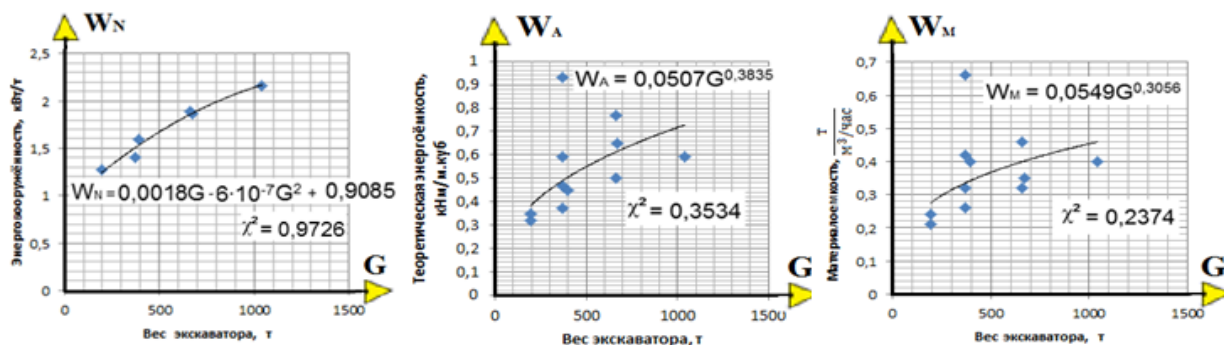
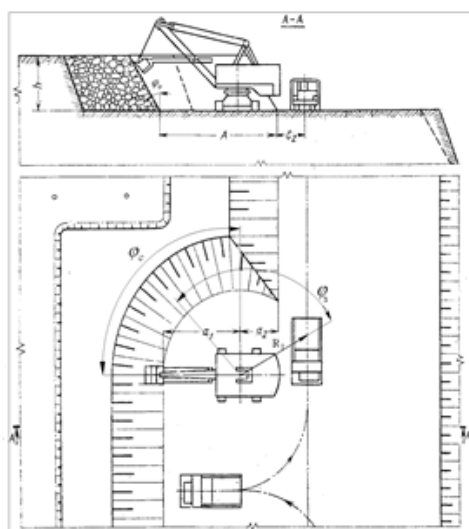


Рисунок 1- Критерии технического уровня карьерных экскаваторов: N_y –установленная мощность силовой установки экскаватора, Вт; G - вес экскаватора, т; E - вместимость ковша, м³; $t_{\text{цп}}$ – длительность паспортного цикла экскаватора, с .

теоретической энергоёмкости работы W_A и материалоемкости конструкции W_M возрастают не линейно с увеличением их веса G по степенной зависимости. Наибольшее значение критерия характеризующего: энерговооруженность экскаватора имеет модель ЭКГ- 20А, а наименьшее значение модель экскаватора ЭКГ-5А. Теоретическую энергоёмкость работы имеет модель ЭКГ-4ус, а наименьшее её значение модель экскаватора ЭКГ-5А; Наибольшее значение удельной материалоемкости имеет модель ЭКГ- 4ус, а наименьшую имеет экскаватор ЭКГ - 4,6Б.

Сегодня, при определении уровня технической производительности экскаватора практически не учитываются технологические и конструктивные параметры его работы в условиях конкретного забоя. В связи с этим, в работе предложена многопараметрическая математическая модель уровня технической производительности карьерного экскаватора реализуемой в конкретном забое (рис.2), отличающаяся учетом *конструктивных* (вместимости ковша - E ; наибольшего радиуса разгрузки - R_1 ; паспортной скорости движения экскаватора - V_x и коэффициента использования скорости хода - k_x), *технологических* (расстояния от оси хода экскаватора до нижней внутренней -

a_1 и внешней - a_2 бровки экскаваторной заходки; расстояния от оси автодороги до нижней бровки навала горной массы после взрыва - c_2 ; высоты уступа - h ; угла естественного откоса навала - φ_o), эксплуатационных параметров (коэффициента наполнения ковша - k_n и коэффициента разрыхления породы в ковше - k_p и безразмерного коэффициента - k_m , характеризующего увеличение длительности рабочего цикла работы экскаватора с одного места стояния за счет неготовности транспортной системы).



Многопараметрическая модель уровня технической производительности

$$\Pi = \frac{1.8 \cdot 10^3 E k_n}{\left[\frac{2T_{\text{ци}}}{3k_m} \left(1 - \frac{1}{\pi} \arccos \frac{a_2 + c_2}{R_1} \right) + \frac{E}{a_1 h k_x V_x \cos \varphi_o} \right] k_p}$$

ЭКГ-5А - 1, ЭКГ-8И - 2, ЭКГ-12.5 - 3, ЭКГ-20 - 4

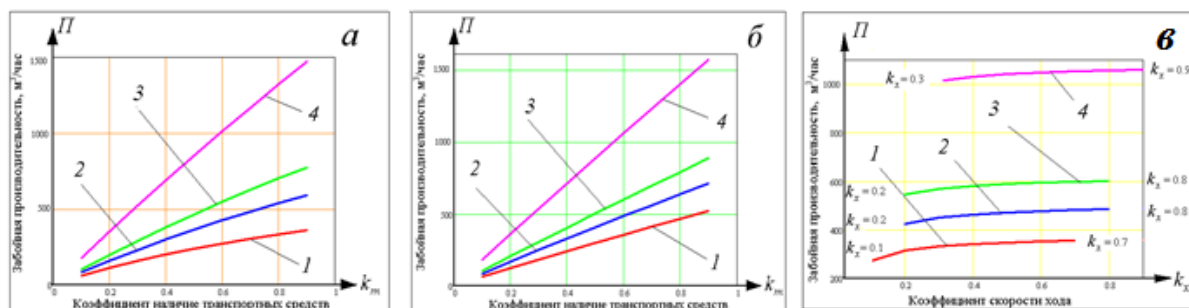


Рисунок 2 – Многопараметрическая модель уровня технической производительности

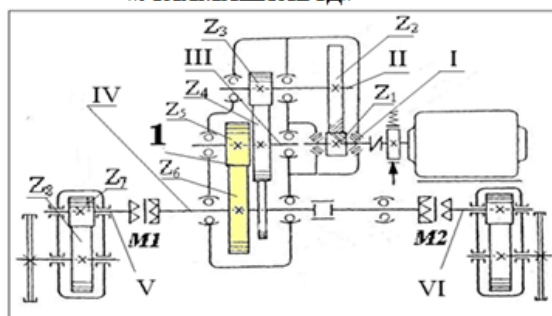
Результаты моделирования уровня технической производительности - Π в зависимости от коэффициента скорости хода экскаватора - k_x и коэффициента учитывающего готовность транспортной системы - k_m при минимальном (рис. 2 а) и максимальном (рис. 2 б) значениях коэффициента скорости хода - k_x показали, что: - при увеличении коэффициента характеризующего готовность транспортной системы - k_m с 0,1 до 0,9 производительность лопат ЭКГ-5А, ЭКГ-8И, ЭКГ-12.5 и ЭКГ-20 возрастает на 6,4% ÷ 15,5% (на 51-102 м³/час), причем большее значение производительности наблюдается у экскаваторов с большей вместимостью ковша; - при увеличении коэффициента скорости хода -

с 0,1 до 0,9 уровень производительности лопат ЭКГ-5А, ЭКГ-8И, ЭКГ-12.5 и ЭКГ-20 (рис. 2 в) возрастает на $4,6\% \div 22,5\%$ (на $47-81 \text{ м}^3/\text{час}$), причем большое значение увеличения производительности наблюдается у экскаваторов с меньшей вместимостью ковша. Это обстоятельство актуализирует поиск новых технических решений по повышению надежности работы ходового оборудования экскаваторов, что позволит повысить их автономность и мобильность.

Вторая глава посвящена исследованию закономерности формирования сил сопротивления в приводах гусеничных движителей.

Анализ опыта эксплуатации карьерных экскаваторов показывает, что основным недостатком их ходового механизма с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) для двух бортовых передач, является сложность и прерывистость управления потоками мощности при его маневрах в забое. Это объясняется тем, что активацию зубчатых муфт М1 и М2 (рис.3) можно осуществить только при неработающем электродвигателе. В свою очередь анализ источников технической информации показал, что существующие конструкции приводов, с планетарными трансмиссиями отечественных производителей, до настоящего времени еще не получили должного распространения.

Кинематическая схема привода ходового механизма карьерной механической напорной лопаты конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»



Активация зубчатых муфт трансмиссии ходового механизма экскаватора

Муфта	Активация	Направление движения ходовой тележки экскаватора		
		«Вперед/Назад»	«Налево»	«Направо»
M1	есть			
	нет			
M2	есть			
	нет			

Рисунок 3 - Направления движения тележки экскаватора при активации зубчатых муфт трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя

В то же время опыт конструирования и эксплуатации планетарных трансмиссий зарубежных производителей показывает, что эти трансмиссии, перед обычными обладают рядом существенных преимуществ, важнейшими из которых являются: снижение массы и уменьшение габаритов трансмиссии;

увеличение долговечности трансмиссии при её рациональной схеме; упрощение управления приводом машины.

Для выявления возможности применения трехзвенных дифференциалов в трансмиссии ходового механизма с приводом от одного электродвигателя, был разработан и систематизирован массив принципиальных конкурентных схем трансмиссии ходового механизма экскаватора (рис.4) с приводом от одного

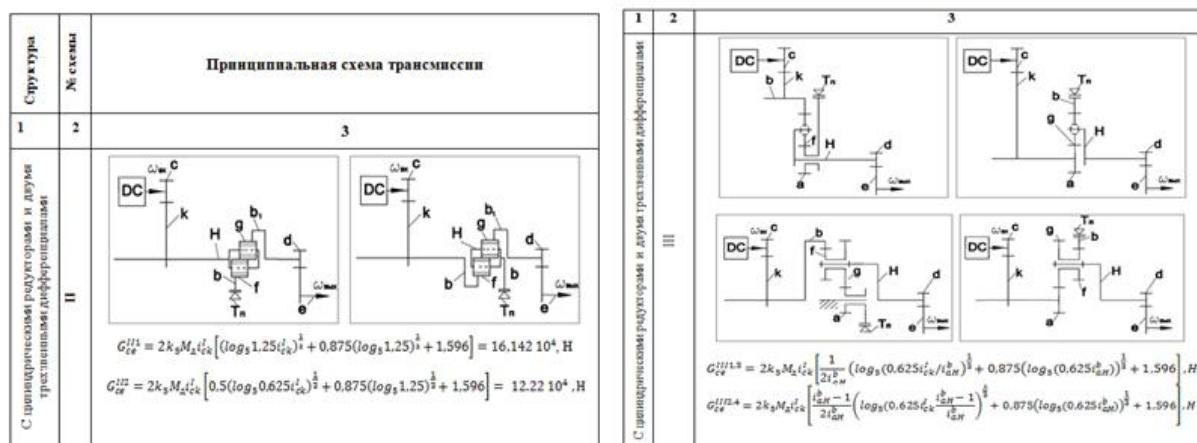
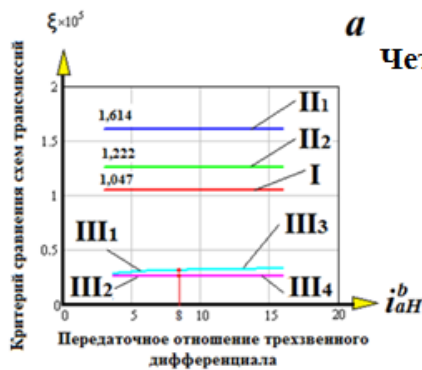


Рисунок 4 - Массив конкурентных схем трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с имплантированными в их структуру трехзвенными дифференциалами

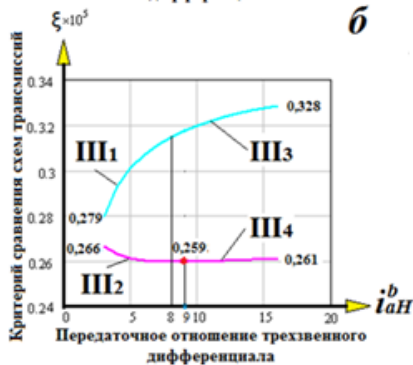
электродвигателя с включённым в их структуру трехзвенными дифференциалами. Для каждой принципиальной схемы массива конкурентных схем ходового механизма, по методике доктора технических наук проф. А.Я. Рогова были установлены зависимости для определения их суммарного веса (рис.4). Однако, полученные зависимости определяющие суммарный вес трансмиссии однозначно не позволяют выбрать рациональную схему, поскольку нами установлено, что вес дифференциала определяется не передаточным отношением силового потока (от ведущего звена к ведомому звену), а его максимальным передаточным отношением в диапазоне $3 \leq i_{ан}^b \leq 16$. Поэтому, для выбора рациональной схемы трансмиссии на стадии проектирования из массива конкурентных схем, нами предложен четырех факторный критерий (рис. 5) их сравнения $\xi(i) \rightarrow min$, учитывающий: суммарный вес трансмиссии; момент на тормозном элементе дифференциала; суммарный КПД; число кинематических и силовых функции привода, включая возможность установки упругодемпфирующих элементов (УДЭ) и их весовые коэффициенты.



а Четырех факторный критерий сравнения схем трансмиссий

$$\xi(i) = \frac{2G_{jz}(i) + M_T(i)}{\eta_{\Sigma}(i) + \varsigma} \rightarrow \min$$

$G_{jz}(i)$ - вес трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя в зависимости от передаточного отношения i последовательно и i^* параллельно соединённых передач, Н



M_T - тормозной момент остановки звена дифференциала (или крутящий момент, передаваемый сцепной муфтой), Нм

$\eta_{\Sigma}(i)$ - КПД трансмиссии привода ходового механизма экскаватора в зависимости от передаточного отношения i последовательно и i^* параллельно соединённых передач

ς - число кинематических и силовых функций трансмиссии ходового механизма, одна из которых это возможность установки упругодемпфирующего элемента (УДЭ), ед.

Рисунок 5 - Критерий сравнения конкурентных схем трансмиссий ходового механизма экскаватора в зависимости от передаточного отношения имплантированных в его схему трехзвенных дифференциалов

Моделированием критерия сравнения - $\xi(i) \rightarrow \min$ для каждой схемы массива трансмиссии установлено, что схема III_4 имеет минимальное значение критерия сравнения равное $\xi = 0,259 \cdot 10^5$ (Рис.5 б). В то время как схема трансмиссии ходового механизма экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» имеет значение критерия сравнения равное $\xi = 1,047 \cdot 10^5$ (Рис.5 а).

Поворот экскаватора с однодвигательным приводом ходового механизма осуществляется за счет изменения скорости только забегающей гусеничной ленты, при нулевой скорости отстающей гусеницы за счет их различных скоростей (рис. 6). Так при повороте экскаватора участок гусеничной ленты скользит по грунту со скоростью – v ортогональные проекции, которой на оси координат будут v_x и v_y . На этом участке гусеничной ленты действует элементарная сила трения, направленная противоположно скорости v .

$$dF = \mu \frac{G_{\Sigma}}{2b_{гд}L} dx dy, \quad (1)$$

где μ – коэффициент сопротивления скольжению гусеничной ленты при повороте; G_3 – вес экскаватора, Н; $b_{г\pi}$ – ширина гусеничной ленты, м; L – длина прямолинейного участка гусеничной ленты, м.

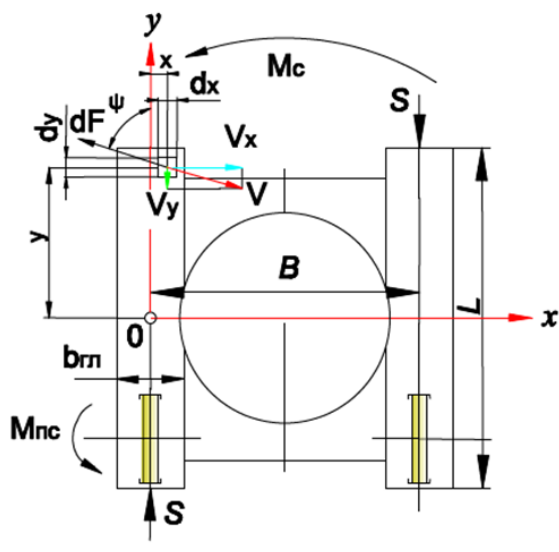


Рисунок 6 - Схема сил действующих на двух гусеничную ходовую тележку при повороте карьерного экскаватора

Аналитически установлены зависимости формирования сопротивлений в приводе двух гусеничной ходовой тележки экскаватора:

- суммарный момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса бортовой передачи при перемещении ходовой тележки экскаватора с учетом гипсометрии подошвы уступа: $M_{\Sigma C} t = f G_3 1 \pm \sin \varphi + p_{max}^2 b_{г\pi} / p_o \Delta h \cos \omega_d t$, Нм (2)

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию экскаватора; φ – наибольший угол уклона машины на подъеме (спуске), рад; p_{max} – максимальное давление под гусеничными лентами ходовой тележки с учетом их конструктивных параметров, Н/м³; p_o – коэффициент сопротивления смятию грунта, Н/м³; Δh – относительная амплитуда гипсометрии подошвы уступа; ω_d – угловая скорость вращения ведущего зубчатого колеса, рад/с;

- момент сопротивления вращению ведущих зубчатых колеса бортовых передач забегавшей гусеничной ленты с учетом поворота экскаватора по траектории с учетом значительной гипсометрии подошвы уступа

$$M_{сп}(t) = \mu \frac{G_3 L D}{16 B} k_m \Delta h \cos \omega_{\pi} t, \text{ Нм} \quad (3)$$

где B – расстояние между продольными осями гусеничных лент ходовой тележки (колея), м; D – диаметр ведущей звездочки гусеничного движителя,

м; k_m - коэффициент сопротивления повороту экскаватора; ω_{π} - угловая скорость поворота ходового тележки, рад/с;

В третьей главе выполнено исследование динамических процессов в однодвигательной трансмиссии ходового механизма карьерной механической лопаты и разработана принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, имеющей минимальное значение критерия сравнения $\xi = 0,259 \cdot 10^5$, которая включает: цилиндрический редуктор (с передаточным отношением $i_1 = 18,41$); два дифференциала (каждый с передаточным отношением $i_2 = 9$), у которых коронное колесо (эпицикл), замкнуто посредством УДЭ на металлоконструкцию ходовой тележки; две бортовые передачи (каждая с передаточным отношением $i_2 = 2,666$). Инновационная трансмиссия позволяет осуществлять (рис. 7): перемещение и поворот ходовой тележки в забое активацией тормозов - T_L или T_{Π} эпициклов дифференциалов;

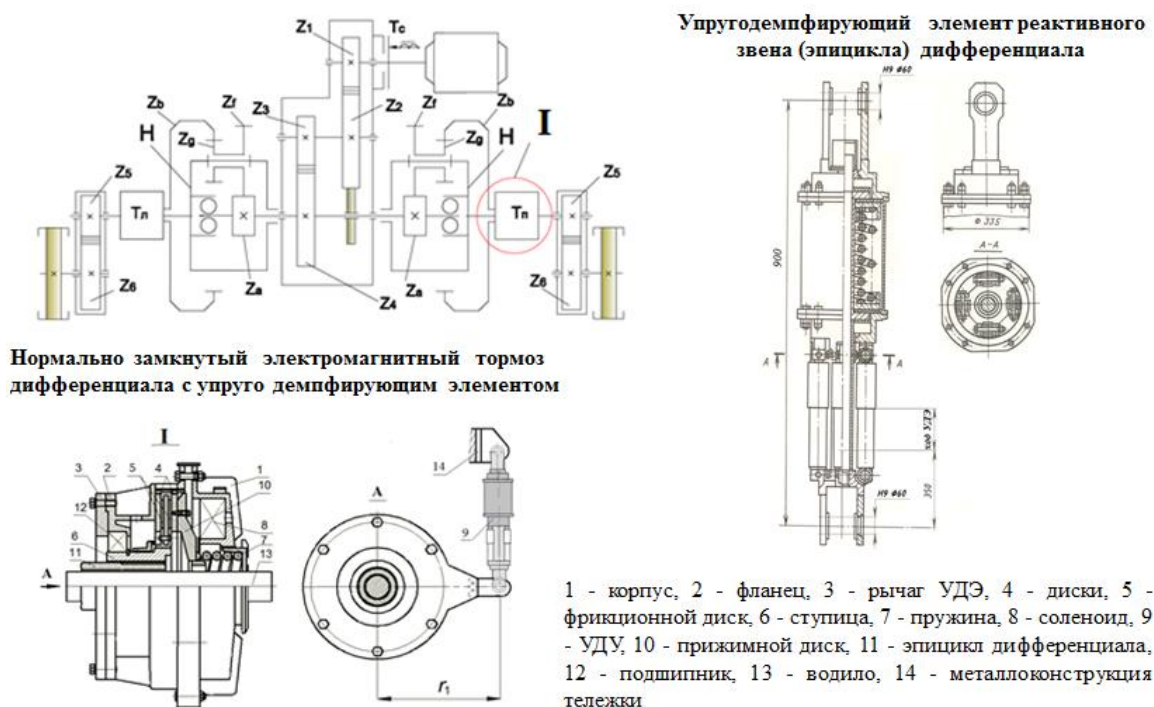


Рисунок 7 - Принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора

эффективную коррекцию динамических параметров электромеханической системы привода ходового механизма упругодемпфирующими элементами

(УДЭ), воспринимающими статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента привода.

Нормально замкнутый тормоз состоит из корпуса 1, который крепится фланцем 2, к рычагу УДЭ 3 (рис. 7). Корпус 1 посредством внутреннего зубчатого зацепления связан с дисками 4, между которыми расположены фрикционные диски 5, находящиеся в зацеплении со ступицей 6. Диски 4,5 под действием пружины 7 (рис. 7) при обесточенном соленоиде 8 находятся в прижатом состоянии, замыкая корпус 1 через УДЭ 9 на металлоконструкцию 14 ходовой тележки.

При активации соленоида 8, тормоз растормаживается. При этом ступица 6, получает возможность свободно вращаться на подшипнике 12 относительно корпуса 1, исключая из силовой цепи привода УДЭ 9. В это время водило 13 заторможено сопротивлением зубчатого ведущего колеса отстающей гусеничной ленты, имеющей нулевую скорость v_1 .

Таким образом, перемещение ходовой тележки вперед-назад в забое, осуществляется реверсом приводного электродвигателя и УДЭ каждого дифференциала трансмиссии, через нормально замкнутые тормоза T_L и T_P которые воспринимают статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента.

Приведенный к валу электродвигателя привода ходового механизма экскаватора, динамический момент инерции j – го элемента трансмиссии будет составлять величину:
$$I_{прi} = \sum_{j=1}^n I_j i_j^{-2}, \text{ кг м}^2, \quad (4)$$
 где: i_j – передаточное отношение элемента трансмиссии к валу электродвигателя; n – число элементов трансмиссии привода, ед.

Расчёты инерциальных параметров трансмиссии ходового механизма карьерного экскаватора выполненные в соответствии с блок схемой приведения моментов инерции к валу приводного электродвигателя (рис. 8) показали, что приведенные к его валу моменты инерции элементов: конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» «ротор электродвигателя – цилиндрический редуктор – две бортовые передачи – два ведущих колеса с гусеничными лентами» в процентном соотношении составляют: 80: 17: 2:1; а у инновационной конструкции «ротор электродвигателя – цилиндрический редуктор – два трехзвенных дифференциала – два тормоза – две бортовые

передачи – два ведущих колеса с гусеничными лентами» в процентном соотношении определились, как: 69 : 12 : 10 : 6 : 2 : 1.

Суммарная крутильная жесткость механической трансмиссии привода ходового механизма карьерного экскаватора, определена из уравнения податливости:

$$K_{\Sigma} = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i}, \text{ Нм/рад}, \quad (5)$$

При этом приведенная к валу электродвигателя привода ходового механизма карьерного экскаватора жесткость j – го элемента трансмиссии составляет величину:

$$K_{прj} = \sum_{j=1}^n K_j i_j^{-2}, \text{ Нм/рад}, \quad (6)$$

где: i_j – передаточное отношение элемента трансмиссии к валу электродвигателя; n – число элементов трансмиссии привода, ед.



Рисунок 8 - Блок – схема приведенных моментов инерции элементов инновационной трансмиссии к валу приводного электродвигателя

Расчёты по приведенным зависимостям жесткостей элементов трансмиссии ходового механизма с учетом блок – схемы приведения к валу электродвигателя (рис. 9) показали, что приведенные к валу электродвигателя жесткости элементов имеют, ниже следующие значения:

- для конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» при перемещении ходовой тележки вперед-назад $K_{TY1} = 2,52 \cdot 10^6$ Нм/рад, а при повороте ходовой тележки вправо-влево $K_{TY2} = 2,09 \cdot 10^6$ Нм/рад;
- для инновационной конструкции (без учета податливости упругодемпфирующих элементов) при перемещении ходовой тележки вперед-назад $K_{T1} = 2,83 \cdot 10^6$ Нм/рад и при её повороте вправо-влево $K_{T2} = 2,18 \cdot 10^6$ Нм/рад. Установлено, что применение УДЭ в трансмиссии ходовой тележки

экскаватора снижают её крутильную жесткость при перемещении ходовой тележки вперед-назад в 1,15 раза, а при её повороте вправо-влево в 1,4 раза, по сравнению с конструкцией трансмиссии ОАО «УРАЛМАШЗАВОД».

В свою очередь коэффициент демпфирования трансмиссии привода ходового механизма составляет $\mu_T = \sum_{i=1}^k \frac{M_{тр i}}{\omega_i R_i^2}$, Нмс/рад, (7)

где ω_i – угловая скорость i -го элемента трансмиссии привода, рад/с; R_i – радиус i -го элемента трансмиссии привода, м; $M_{тр i}$ – момент, затраченный на трение i -ым элементом трансмиссии привода, Нм, определяемый потерями:

- в эвольвентном прямозубом зацеплении зубчатых передач трансмиссии:

$$M_{тр з} = (1 - \eta_z^n) \cdot M_z, \text{ Нм} \quad (8)$$

- в подшипниках крепления валов зубчатых передач трансмиссии:

$$M_{тр п} = (1 - \eta_b^{2n+1}) M_{п}, \text{ Нм} \quad (9)$$

где η_z, η_b – КПД прямозубой передачи и подшипника крепления её вала, соответственно; n число ступеней редукции, ед; $M_{тр з}, M_{тр п}$ соответственно момент затраченный на трение в прямозубой передаче и в подшипниках крепления валов трансмиссии, Нм; $M_z, M_{п}$ соответственно момент сил, действующих в прямозубом зацеплении передачи и в подшипниках крепления валов трансмиссии, Нм.

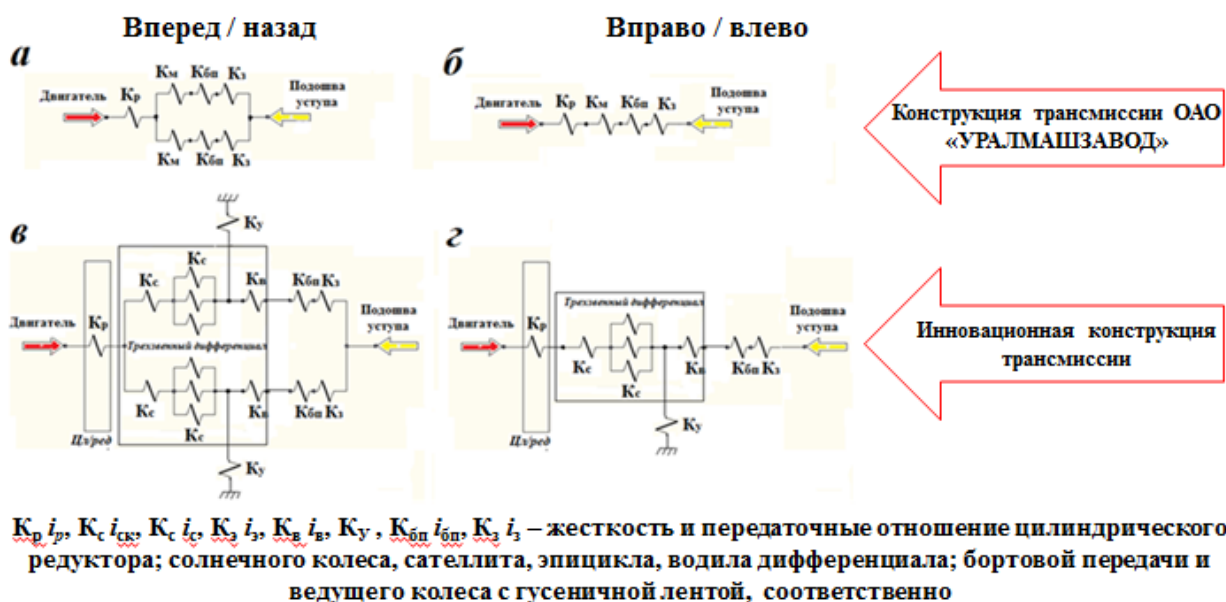


Рисунок 9 - Блок - схема приведения жесткостей элементов трансмиссии к валу приводного электродвигателя

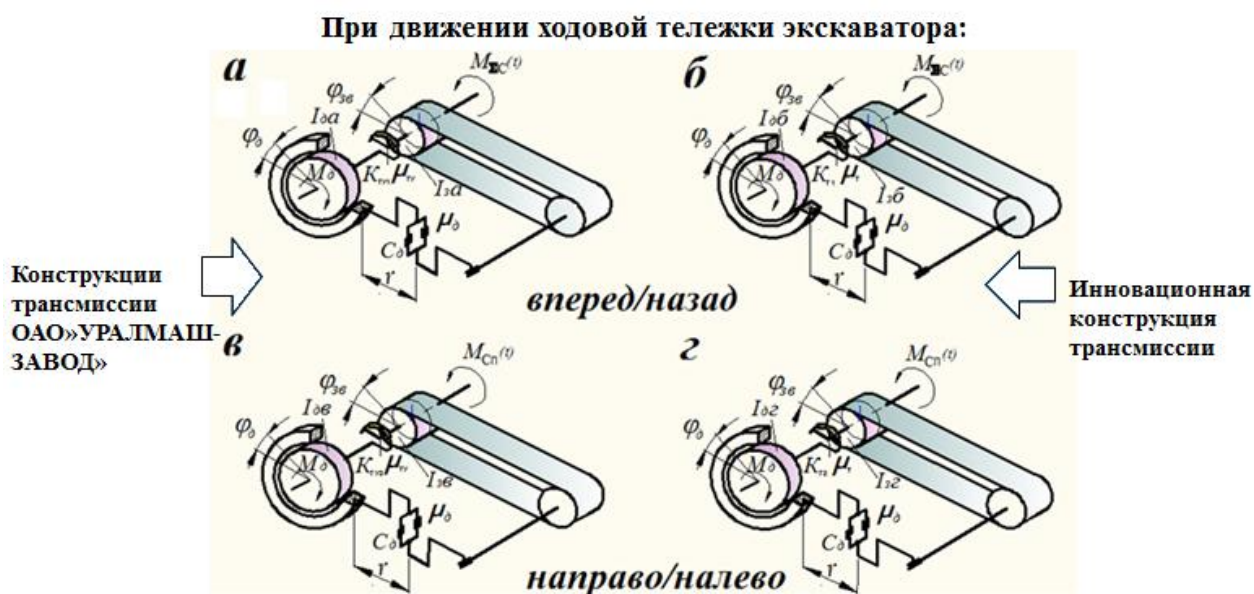
Расчёты, выполненные по зависимостям (7), (8) и (9) показали, что коэффициент демпфирования трансмиссии ходовой тележки экскаватора

конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» составляет величину $\mu_{\Sigma} = 22,8 \cdot 10^4$, Нмс/рад, а инновационной конструкции трансмиссии с учетом демпфирования УДЭ составит:

$$\mu_{\Sigma} = \frac{4\mu_a}{\arctg \frac{x_{max}}{r_1}} = 88,3 \cdot 10^4, \text{ Нмс/рад} \quad (10)$$

где: μ_a — коэффициентом демпфирования гидравлического амортизатора передней подвески автомобиля КраЗ, Нмс/рад; x_{max} — максимальная осадка (ход) пружин УДЭ, м; r_1 — длина плеча колебания УДЭ, м.

Для решения задач динамики, в частности исследования колебаний элементов привода ходового механизма — физические процессы, происходящие в них виде математических моделей (системы дифференциальных уравнений) в зависимости от обобщенных координат так, чтобы выходные сигналы этой системы адекватно отображали исследуемые процессы во времени. Так, к исследуемым динамическим процессам были отнесены процессы в приводном электродвигателе постоянного тока. С учетом отсутствия инфранизкочастотных резонансных колебаний гусеничного движителя экскаватора на подошве уступа, разработаны двух массные динамические модели (рис. 10) однодвигательного привода ходового механизма экскаватора,



C_δ, μ_δ — жесткость и коэффициент демпфирования системы «ротор электродвигателя — электрическая сеть», соответственно; I_δ — динамический момент инерции ротора электродвигателя, кг м²; M_δ — движущий момент электродвигателя; I_3 — динамический момент инерции приводного зубчатого колеса и трансмиссии привода приведенный к валу электродвигателя, кг м²; K_T, μ_T — крутильная жесткость и коэффициент демпфирования трансмиссии привода приведенные к валу электродвигателя; момент сопротивления вращению ведущего зубчатого колеса бортовой передачи: $M_{\Sigma C}(t)$ — при перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа; $M_{cn}(t)$ — забегавшей гусеничной ленты.

Рисунок 10 - Двух массные динамические модели привода ходового механизма карьерного экскаватора

для инновационной конструкции трансмиссии и трансмиссии конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» с обобщёнными координатами — φ_{δ} , $\varphi_{зв}$, при движении ходовой тележки вперед-назад и вправо-влево.

На основе уравнений Лагранжа второго рода были получены уравнения движения элементов ходового механизма карьерного экскаватора (11), (12), (13) и (14). Которые представлены системой однородных дифференциальных уравнений третьего порядка для инновационной конструкции трансмиссии и трансмиссии конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» при перемещении экскаватора по подошве уступа вперед-назад и при его повороте влево-вправо с учетом динамических процессов в приводном электродвигателе постоянного тока (рис. 11).

**При перемещении экскаватора по подошве уступа вперед/назад
с приводом конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»**

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\delta} + 8 \cdot 10^{-3} \ddot{\varphi}_{зв} + 2 \cdot 10^2 (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_{зв}) + 2,28 \cdot 10^3 (\varphi_{\delta} - \varphi_{зв}) = 0,89 \cdot 10^{-3} [M_{\delta}(t) - M_{\Sigma C}(t)]; \\ M_{\delta}(t) = (\omega_C - \dot{\varphi}_{\delta}) / \nu_y \omega_C - T_{\delta} \dot{M}_{\delta}; \\ M_{\Sigma C}(t) = [fG_s (1 \pm \sin \varphi) + p^2_{\max} b_{\Sigma} / p_o] \Delta h \cos \omega_{\Delta} t; \end{cases} \quad (11)$$

с инновационным приводом

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\delta} + 10^{-2} \ddot{\varphi}_{зв} + 8,6 (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_{зв}) + 2,2 (\varphi_{\delta} - \varphi_{зв}) = 0,95 \cdot 10^{-3} [M_{\delta}(t) - M_{\Sigma C}(t)]; \\ M_{\delta}(t) = (\omega_C - \dot{\varphi}_{\delta}) / \nu_y \omega_C - T_{\delta} \dot{M}_{\delta}; \\ M_{\Sigma C}(t) = [fG_s (1 \pm \sin \varphi) + p^2_{\max} b_{\Sigma} / p_o] \Delta h \cos \omega_{\Delta} t; H_M \end{cases} \quad (12)$$

При повороте вправо / влево

с приводом конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\delta} + 4,8 \cdot 10^{-3} \ddot{\varphi}_{зв} + 2,4 \cdot 10^2 (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_{зв}) + 2,2 \cdot 10^3 (\varphi_{\delta} - \varphi_{зв}) = 1,059 \cdot 10^{-3} [M_{\delta}(t) - M_{\Sigma П}(t)]; \\ M_{\delta}(t) = (\omega_C - \dot{\varphi}_{\delta}) / \nu_y \omega_C - T_{\delta} \dot{M}_{\delta}; H_M \\ M_{\Sigma П}(t) = \mu (G_s LD / 16 B) k_{\Sigma} \Delta h \cos \omega_{\Delta} t; H_M \end{cases} \quad (13)$$

с инновационным приводом

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{\delta} + 0,5 \cdot 10^{-2} \ddot{\varphi}_{зв} + 84,6 \cdot 10^2 (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_{зв}) + 20,9 \cdot 10^2 (\varphi_{\delta} - \varphi_{зв}) = 0,94 \cdot 10^{-3} [M_{\delta}(t) - M_{\Sigma П}(t)]; \\ M_{\delta}(t) = (\omega_C - \dot{\varphi}_{\delta}) / \nu_y \omega_C - T_{\delta} \dot{M}_{\delta}; H_M \\ M_{\Sigma П}(t) = \mu (G_s LD / 16 B) k_{\Sigma} \Delta h \cos \omega_{\Delta} t; H_M \end{cases} \quad (14)$$

Рисунок 11 - Математическая модель электромеханической системы привода ходовой тележки экскаватора (уравнения движения)

Для выявления влияния жесткостных и демпфирующих параметров электромеханической системы привода на спектр её колебаний разработан критерий - коэффициент динамичности $k_{д1}$, определяемый, как амплитудно -

частотная характеристика (АЧХ) электромеханической системы привода ходовой тележки, с учетом неравномерности вращения ведущего колеса бортовой передачи гусеничного движителя экскаватора.

Интегрирование уравнений движения элементов трансмиссии привода ходовой тележки экскаватора позволило установить зависимость коэффициента динамичности $k_d(\omega_b/\omega_c)$ от отношения частот вынужденных и собственных колебаний нагрузки ω_b/ω_c с для привода ходовой тележки при её перемещении вперед-назад и повороте вправо-влево, с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» и предложенной нами (Рис. 12).

За счёт снижения крутильной жесткости, в предложенной нами трансмиссии, при одновременном увеличении её динамического момента инерции и коэффициента демпфирования, по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», позволило снизить величину коэффициента динамичности при: перемещении ходовой тележки экскаватора по подошве уступа вперед-назад с 1,57 до 1,282 и с 1,259 до 1,123 соответственно; и при её повороте вправо-влево с 1,482 до 1,203 и с 1,16 до 1,09, соответственно.

$$k_d(\omega_b/\omega_c) = k_{d1}[1 + \text{АЧХ}(\omega_b/\omega_c)]$$

$\text{АЧХ}(\omega_b/\omega_c)$ – амплитудно-частотная характеристика динамической системы привода ходового механизма экскаватора по обобщённой координате φ_d в функции отношения вынужденной - ω_b и собственной - ω_c частот колебаний; k_{d1} - коэффициента динамичности гусеничной ленты, у карьерного экскаватора ЭКГ-5А конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» $k_{d1} = 1,16$

Перемещение ходовой тележки по подошве уступа:

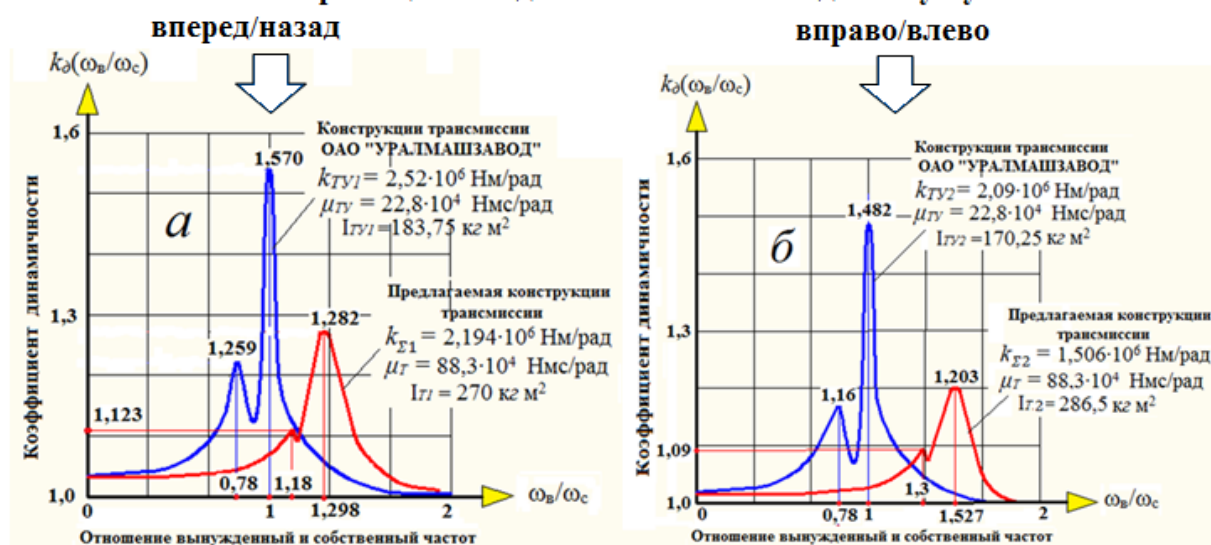


Рисунок 12 - Критерий влияния жесткостных и демпфирующих параметров электромеханической системы привода на спектр её колебаний - коэффициент динамичности системы

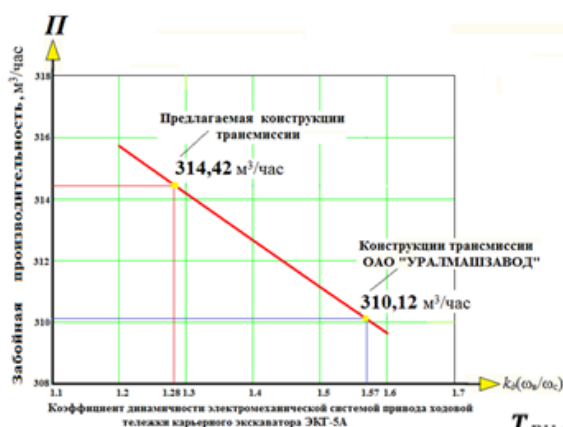
На рисунке 13 приведены кратность ресурса трансмиссии привода ходового механизма инновационной конструкции и конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», а также зависимость забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки (многопараметрическая математическая модель уровня технической производительности).

Моделированием зависимости уровня забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А (рис. 13) от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки (с учетом неравномерности вращения ведущего колеса гусеничного движителя). Установлено, что эксплуатация ходовой тележки с инновационной трансмиссией по сравнению с эксплуатацией ходовой тележки с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД» позволяет увеличить забойную производительность экскаватора с 310,12 м³/час до 314,42 м³/час (на 1,4%) и ресурс работы трансмиссии до предельного состояния на 22,5 %.

Зависимость забойной производительности экскаватора ЭКГ-5А от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки

$$\Pi = \frac{1.8 \cdot 10^3 E k_x}{\left[\frac{2T_{из}}{3k_m} \left(1 - \frac{1}{\pi} \arccos \frac{a_2 + c_2}{R_1} \right) + E \frac{2 + k_\delta (\omega_\varepsilon / \omega_c)}{a_1 h k_y^2 V_x \cos \varphi_o} \right] k_p}, \text{ м}^3/\text{час}$$

$k_\delta (\omega_\varepsilon / \omega_c)$ - коэффициент динамичности электромеханической системы привода ходовой тележки;



Кратность ресурсов трансмиссии привода ходового механизма инновационной конструкции и конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД»

$$T_{RI}/T_{RY} = \frac{k_{\partial y}(\frac{\omega_B}{\omega_c}=1)}{k_{\partial И}(\frac{\omega_B}{\omega_c})}$$

При перемещении ходовой тележки экскаватора:

Вперед / назад ➡ $(T_{RI}/T_{RY})_{в/н} = 1,226$

Вправо / влево ➡ $(T_{RI}/T_{RY})_{в/в} = 1,232$

Кратность ресурсов работы до предельного состояния трансмиссии привода ходового механизма

$$T_{RI}/T_{RY} = 0,88(T_{RI}/T_{RY})_{в/н} + 0,12(T_{RI}/T_{RY})_{в/в} = 1,225$$

Рисунок 13 - Многопараметрическая математическая модель уровня технической производительности и ресурс трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора ЭКГ-5А

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленной квалификационной научной работе дано новое решение актуальной научной задачи, заключающейся в установлении зависимостей

динамических параметров трансмиссии однодвигательного привода хода карьерного экскаватора от жесткостных и диссипативных характеристик электромеханической системы привода ходовой тележки при его эксплуатации в различных горнотехнических условиях.

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

1. **Установлено, что** в настоящее время, в связи с сокращением капитальных вложений в Республике Таджикистан из 30 единиц экскаваторов моделей ЭКГ - 4,6Б и ЭКГ - 5А, в основном, выпуска 70 - х 80 - х годов прошлого века (изготовитель ОАО «УРАЛМАШЗАВОД») около 30% простаивают только из-за нехватки запасных частей, в основном ходового оборудования, в то время как, опыт эксплуатации карьерных экскаваторов в СНГ и анализ деятельности ведущих производителей горного оборудования в РФ (ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», ООО ИЗ-КАРТЕКС им. П.Г. Коробкова») показывают, что в ближайшее время в Республике Таджикистан наиболее ёмкими потребителями карьерного оборудования могли бы быть предприятия по добыче и переработке угля на месторождениях: - («Назарайлок», «Зидди», «Фон-Ягноб»); - черных и цветных металлов (Шугнов, Чокадамбулок проявление Барч, Тарор Чоре, Джилау, Дуоба, Большой Канимансур, Джиджикрут, Акджилиг, Майхура); - строительных материалов (районы Республики: Варзобский, Яванский, Пенджикентский и др.), а также предприятия по сооружению гидроэнергетических объектов (АООТ «РогунГЭСстрой», АООТ «НоракБОЗСОЗ» и др.),

2. **Установлено, что** основным недостатком ходового механизма карьерных экскаваторов с приводом от одного электродвигателя (постоянного тока) двух бортовых передач является сложность и прерывистость управления потоками мощности, при его маневрах в забое. Это объясняется тем, что активацию зубчатых муфт управления потока мощности от однодвигательного привода к бортовым передачам можно осуществить только при неработающем электродвигателе.

3. **Разработан и систематизирован** массив принципиальных схем трансмиссии ходового механизма экскаватора с приводом от одного электродвигателя с введением в их структуру трехзвенными дифференциалами.

4. **Предложен** четырех факторный критерий сравнения схем трансмиссий однодвигательного ходового механизма экскаватора $\xi_i \rightarrow \min$ учитывающий: суммарный вес трансмиссии; момент на тормозном элементе дифференциала; суммарный КПД; число кинематических и силовых функции привода, включая возможность установки УДЭ и позволяющий осуществить выбор рациональной схемы трансмиссии из массива конкурентных схем на стадии проектирования.

5. **Разработана** принципиальная конструкция инновационной трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора, позволяющая осуществлять: перемещение и поворот ходовой тележки в забое активацией тормозов эпициклов дифференциалов; эффективную коррекцию динамических параметров электромеханической системы привода ходового механизма упругодемпфирующими элементами (УДЭ), воспринимающими статические и динамические нагрузки от крутильных колебаний движущего момента привода.

6. **Разработана** многопараметрическая математическая модель определения уровня технической производительности карьерного экскаватора в функции коэффициента динамичности привода его ходовой тележки, позволяющая установить зависимость уровня забойной производительности экскаватора от коэффициента динамичности электромеханической системы привода его ходовой тележки, с учетом неравномерности вращения ведущего колеса гусеничного движителя.

7. **Установлено**, что за счёт снижения крутильной жесткости, предлагаемой в работе конструкции трансмиссии ходового механизма экскаватора (с увеличенными динамическим моментом инерции и коэффициентом демпфирования), по сравнению с трансмиссией конструкции ОАО «УРАЛМАШЗАВОД», позволят снизить коэффициент динамичности, при его перемещении вперед-назад с 1,57 до 1,282, а при его повороте вправо-влево с 1,482 до 1,203, и увеличить: забойную производительность экскаватора ЭКГ - 5А с 310,12 м³/час до 314,42 м³/час (на 1,4%), а также ресурс эксплуатации трансмиссии привода ходового механизма экскаватора до предельного состояния на 22,5 %.

8. **Основные результаты** диссертационной работы, на контрактной основе, с ОАО «РогунГЭСстрой» (Республика Таджикистан) приняты к

реализации в плановых проектно – конструкторских разработках на 2017 – 2018 г. ООО «МООГОРМАШ», по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

Исследовать ресурс упругодемпфирующих элементов в двухветвевой трансмиссии однодвигательного привода ходового механизма карьерного экскаватора.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. **Султонов Х.Н.** Повышение надежности работы механизма хода экскаватора – прямая мехлопата / Л.И. Кантович, Х.Н. Султонов // «Уголь».- 2014.- № 6. – С. 30 – 32.

2. **Султонов Х.Н.** Влияние конструктивных и технологических параметров на забойную производительность карьерной механической прямой напорной лопаты/ Л.И. Кантович, Х.Н. Султонов, Д.А. Кузиев // ГИАБ. - 2014.- № 6. – С. 271 – 275.

3. **Султонов Х.Н.** Усовершенствование привода механизма хода экскаватора – прямая мехлопата // Материалы международной научной конференции акад. К.Н. Трубецкого «Проблемы и перспективы комплексного освоения и сохранения земных недр». // ИПКОН РАН. - 2014. – С. 259 – 264.

4. **Султонов Х.Н.** Эксплуатация оборудования механической лопаты экскаватора ЭКГ-5А на горнодобывающих предприятиях России, стран СНГ и Республики Таджикистан: проблемы и меры по их эффективному использованию. / Л.И. Кантович, М.Р. Хромой, Х.Н. Султонов // Сборник докладов 10 – й Международной научной школы молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых». ИПКОН РАН. - 2014. – С. 9 – 14.

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 [94, 95, 97], личное участие автора состоит в разработке критериев надёжности привода ходового механизма карьерной мехлопаты, в разработке многопараметрической математической модели влияния конструктивных и технологических параметров на забойную производительность карьерной механической прямой напорной лопаты и в анализе опыта эксплуатации механической лопаты ЭКГ-5А на горнодобывающих предприятиях России, СНГ в том числе и Республики Таджикистан.

Подписано в печать _____ *2016*

Объем 1 п.л.

Тираж 100 экз.

Формат 60x90/16

Заказ №
