

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-
дорожная академия»

На правах рукописи



САВИНКИН ВИТАЛИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ**

Специальность 05.05.04. Дорожные, строительные и
подъемно-транспортные машины

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант: д.т.н., доцент
Кузнецова Виктория Николаевна

Омск - 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН	20
1.1. Исследования процессов взаимодействия конструктивно-технологических систем одноковшовых экскаваторов.....	20
1.2. Разработка научной концепции исследования с позиции системного подхода.....	25
1.3. Анализ решений научной проблемы повышения энергоэффективности одноковшовых экскаваторов.....	29
Выводы по главе.....	47
2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ	50
2.1 Теоретическое исследование позиционирования рабочего оборудования одноковшового экскаватора при экскавации грунта	50
2.1.1. Исследование геометрических и кинематических параметров экскаватора с учетом затраченной энергии на копание грунта.....	50
2.1.2. Разработка математической модели процесса копания грунта при совмещенной и несомещенной работе ковша и рукояти экскаватора в зависимости от длины выхода штока.....	62
2.2. Анализ эффективности работы одноковшового экскаватора при взаимодействии с разрабатываемым грунтом.....	86
2.3. Теоретическое исследование процесса поворота одноковшового экскаватора.....	99
2.3.1. Математическая модель динамического процесса поворота одноковшового экскаватора при действии моментов сил инерции.....	99
2.3.2. Анализ влияния динамики поворота на величину напряжений в зацеплении опорно-поворотного круга одноковшового экскаватора.....	108

Выводы по главе.....	117
3. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ПУТЕМ АДАПТАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ К РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	120
3.1. Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования при копании грунта.....	120
3.2. Обоснование силовых и энергетических параметров редуктора поворотной платформы одноковшового экскаватора.....	131
3.3. Исследование эффективности внутренней энергии гидропривода экскаватора при различных режимах нагружения.....	154
Выводы по главе.....	174
4. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКИХ ПРОЦЕССОВ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА.....	176
4.1. Исследование напряженного состояния элементов конструкции ковша.....	176
4.2. Моделирование режимов нагружения кинематической пары «ведущая шестерня - венец поворотного круга».....	183
4.3. Моделирование режимов эксплуатации конструктивно- технологических систем гидропривода.....	209
Выводы по главе.....	221
5. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА.....	223
5.1. Методика обоснования параметров энергоемкого процесса разработки грунта.....	223
5.2. Конструкция и принцип работы энергосберегающего механизма поворотной платформы.....	227

5.2.1. Система управления энергоэффективным приводом поворотной платформы одноковшового экскаватора.....	239
5.2.2. Исследование параметров электрорекуператора при переходных режимах работы поворотной платформы с гибридным энергосберегающим приводом.....	254
Выводы по главе.....	259
6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭНЕРГОЕМКИХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА И МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ.....	262
6.1. Методика проведения эксплуатационных комплексных испытаний одноковшового экскаватора с установленными ковшом пониженного сопротивления и механизмами рекуперативного действия.....	262
6.2. Результаты эксплуатационных испытаний одноковшового экскаватора с определением экспериментальных значений нагрузок в гидроприводе и механизмах поворота платформы.....	274
6.3. Эксплуатационные исследования влияния режимов цикловой подачи топлива на индикаторные и токсичные характеристики дизельного двигателя с последующей оптимизацией характеристик.....	289
6.4. Экономические критерии оценки оптимальной мощности гидропривода и эффективной производительности в зависимости от минимальных удельных затрат и расчет экономической эффективности от внедрения энергосберегающего гидропривода.....	301
6.4.1. Определение оптимальной мощности гидропривода и эффективной производительности в зависимости от минимальных удельных затрат.....	301
6.5. Расчет технико-экономического эффекта от внедрения энергосберегающих элементов гидропривода рекуперативного действия...	305
6.6. Расчет экономического эффекта от повышения ресурса гидропривода экскаватора.....	313

Выводы по главе.....	315
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	319
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	324
ПРИЛОЖЕНИЯ	351
Приложение А. Конструкция ковша пониженного сопротивления.....	352
Приложение Б. Конструкция и принцип работы электрогидроцилиндра рекуперативного действия	355
Приложение В. Протокол испытаний.....	370
Приложение Г. Хронометражная ведомость.....	371
Приложение Д. Акт испытаний опытного инерционного преобразователя кинетической энергии рабочей жидкости гидропривода.....	373
Приложение Е. Акт внедрения методики определения оптимальных параметров гидропривода рабочего оборудования дорожных машин.....	374
Приложение Ж. Акт внедрения методики расчета эффективных показателей работы гидропривода рабочего органа землеройной машины.....	375
Приложение З. Акт внедрения энергосберегающего привода поворотной платформы землеройной машины.....	376
Приложение И. Акт внедрения комплекта технической документации на изготовление комплектующих деталей энергоэффективного электрогидроцилиндра рекуперативного действия.....	377
Приложение К. Протокол технического совещания при директоре ТОО «РЕМПЛАЗМА».....	378
Приложение Л. Акт внедрения методики имитационного моделирования действующих напряжений в энергонагруженных деталях строительных дорожных, путевых и подъемно-транспортных машин.....	379
Приложение М. Акт внедрения методики «Оптимизации параметров гидропривода дорожных, строительных и путевых машин с позиции энергоэффективности процесса».....	380
Приложение Н. Протокол металлографических испытаний.....	381

Приложение О. Акт внедрения способа рекуперации энергии гидропривода дорожных, строительных, путевых и подъемно-транспортных машин.....	384
Приложение П. Акт внедрения результатов научно-исследовательской работы, выполненных в процессе подготовки диссертации	385
Приложение Р. Решение о выдачи патента на полезную модель «Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины».....	386
Приложение С. Решение о выдачи патента на полезную модель «Ковш эффективного действия с пониженным сопротивлением копания грунта»..	388
Приложение Т. Патент на полезную модель «Инерционный гидроцилиндр эффективного действия».....	390

ВВЕДЕНИЕ

Разработанный правительством Российской Федерации план стратегического развития макро- и микроэкономики страны на 2010 – 2020 гг. предусматривает развитие индустриально-промышленных комплексов с приоритетом создания инновационных технологий.

Актуальность темы исследования.

Большие объемы выполняемых земляных работ на территории Российской Федерации и Казахстана, тяжелые условия эксплуатации при строительстве дорог и транспортных сооружений, разработке и обустройстве нефтяных и газовых месторождений, прокладке трубопроводов и коммуникаций обуславливают необходимость использования землеройных и землеройно-транспортных машин, в том числе и одноковшовых экскаваторов.

Удаленность от баз и режимы циклически изменяющейся нагрузки негативно сказываются на эффективности их использования по причине снижения долговечности гидропривода и увеличения энергоемкости работ.

Технологические операции гидропривода осуществляются при высоких затратах энергии, большая доля которой приходится на преодоление сил сопротивления и перемещение собственных масс рабочего оборудования. При этом мощные гидравлические механизмы и рабочее оборудование испытывают циклически изменяющиеся нагрузки при выполнении технологических операций. Кроме того, в процессе эксплуатации экскаватора изменяются начальные значения технологических параметров, что приводит к повышению динамических нагрузок в гидроприводе и нестабильности режимов эксплуатации. Эти факторы являются причиной снижения эффективности гидропривода и рабочего оборудования, увеличения удельных затрат на разработку грунта, уменьшения срока службы и производительности экскаватора.

Научно-технические достижения в развитии строительно-дорожных машин (СДМ), а в частности экскаваторов, направленные на повышение их эффективности, безопасности, обеспечение качественных показателей

землеройных работ, снижение эксплуатационных затрат, энергоемкости процессов, невозможны без научного исследования их узлов, агрегатов, механизмов, систем и блоков управления, а также способов рекуперации энергии и ресурсосбережения [4, 81].

Тенденция развития научных основ, методов и средств управления гидрофицированными машинами обуславливает необходимость в совершенствовании теории и практики эксплуатации гидроприводов СДМ, поэтому применение методов рекуперации энергии потока рабочей жидкости становится первостепенной задачей. Это позволит более качественно использовать потенциал СДМ и повысить основные эксплуатационные показатели для заданного цикла работ при разных режимах загрузки гидропривода.

Следовательно, важной научно-технической задачей является использование потерь энергии за счет сил сопротивления и разработка энергосберегающего привода (ЭП). В этой связи особую актуальность приобретают исследования процесса экскавации грунта с учетом системных связей между силовой установкой, гидроприводом и рабочим оборудованием, что позволит установить закономерности изменения их силовых и мощностных параметров.

Работая в энергонапряженных режимах, механизмы гидропривода потребляют огромное количество энергии, вырабатываемой силовой установкой, и лишь незначительная ее часть затрачивается на выполнение полезной работы в технологическом процессе. Решение данной проблемы предлагается осуществлять снижением потерь энергии. Разработка энергосберегающего привода (ЭП) является важной научно-технической концепцией, которая обеспечит повышение производительности и эффективности работы путем преобразования, накопления энергии и перераспределения мощности по элементам экскаватора в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций.

Решение данной задачи невозможно без строгого контроля энергоемкости технологических процессов, без применения средств, элементов автоматизации,

методов моделирования и теории управления роботами и манипуляторами. Применение данных методов позволит существенно снизить энергозатраты, затраты времени на реагирование элементов гидропривода, влияющие на производительность и долговечность СДМ. При этом ключевым направлением становится использование технологий рекуперации энергии потока рабочей жидкости и применение элементов гидропривода полезного действия.

Качественные критерии, регламентирующие энергоэффективные и оптимальные режимы эксплуатации экскаватора, базируются на методе экспертных оценок, опыте эксплуатации дорожных предприятий и не подкреплены научной базой исследований, а в современных технических источниках имеют широкий диапазон, что подтверждает важность решаемых в диссертации задач. В этой связи особую актуальность приобретают разработка и научное обоснование новых методов и технических решений энергосбережения, позволяющих обеспечить повышение эффективности рабочего процесса экскаватора.

Вопросам проектирования и эффективности эксплуатации землеройных машин посвящены научные труды ряда исследователей, в том числе ученых России, Казахстана и зарубежья: Т.В. Алексеевой, Э. А. Абраменкова, К.А. Артемьева, В.Ф. Амельченко, В. Г. Ананина, В.И. Баловнева, И.В. Бояркиной, Ю.А. Бурьяна, Т.М. Башты, Ю.А. Ветрова, Б.П. Воловикова, Н.С. Галдина, В.М. Герасуна, Ю.В. Гинзбурга, Б.И. Глотова, В.В. Грузина, Н. Г. Домбровского, Ю.С. Дорошева, Д.В. Драгомирова, Д. Н. Ешуткина, И.И. Елинсона, В.А. Зорина, А.В. Захаренко, В.Г. Зедгенизова, Р.А. Кабашева, А.С. Кадырова, Д.Ю. Кобзов, В.П. Коваленко, А.Д. Костылева, В.Н. Кузнецовой, Б.Г. Ким, Ю.Г. Лапынина, В.В. Макарова, В.А. Мещерякова, И. А. Недорезова, И.А. Несмиянова, В. П. Павлова, В.Б. Пермьякова, В.И. Пындака, А.Ф. Рогачева, Г.В. Родионова, Д.Б. Романова, А.А. Строганова, В.О. Строкова, В.Н. Тарасова, С.А. Тихоненкова, Л. С. Ушакова, Д.И. Федорова, Л. Г. Фохта, В.П. Хавроница, Е.М. Щеглова, Г. В. Щепеткина, В.С. Щербакова, В.С. Шестакова, И.А. Янцена, R. Abo-Shanab, Blackburn J.F., Seward D., N. Sepehri, D. Seward, C. Pace, R. Morrey, I. Sommerville,

Q.P. Ha, Q.H. Nguyen, Durrant-Whyte H.F., Kordak R., S. Kleinsteuber, S.U. Lee, P.H. Chang, Mentzner F., Tonn W., Wilson E., Holm R и других. [1 - 8, 16 – 18, 21 – 24, 27 - 30, 41 - 49, 65,73 – 77, 119, 120, 131 – 138, 191 - 196, 199 – 200, 204, 205, 209 – 213, 216 - 218, 222, 227 - 229], которые разработали основные концепции повышения надежности и долговечности. Однако применение технологий рекуперации энергии изучено еще недостаточно, в частности, использование сил сопротивления и статической нагрузки рабочего оборудования землеройной машины при разных операциях такта.

Одной из важных и сложных задач является задача оптимального управления технологическими параметрами и распределения мощности гидропривода при существующих нагрузках на рабочем органе. Оптимальное распределение мощности гидропривода по исполнительным элементам, а также повторное использование затраченной энергии на преодоление сил сопротивления и собственных масс при перемещении грунта позволит минимизировать энергетические затраты и повысить КПД гидропривода.

Научная проблема состоит в необходимости научно-методологической базы совершенствования существующих систем управления одноковшовым экскаватором для обеспечения эффективного распределения мощности по основным его элементам с учетом системных связей, что позволит минимизировать временные и энергетические затраты, повысить производительность машины.

Степень разработанности. В России и Казахстане в развитие энергоэффективного управления технологическими процессами СДМ весомый вклад внесли ведущие научно-исследовательские институты, конструкторские бюро и высшие учебные заведения: СибАДИ, ИрГТУ, ТомГАСУ, НГАСУ, СФУ, КазАДИ, КазАТК, КарГТУ, КарГУ, МАДИ, НГТУ, ОмГТУ, ХАДИ, ЦНИИС и другие. Вышеперечисленные научные институты внесли большой вклад в развитие и разработку теоретических основ энергоэффективности земляных работ, исследовали и установили основные закономерности взаимодействия классических и рекуперативных систем управления гидроприводами.

Существующие научные положения определяют траекторию развития дальнейшего направления теоретических исследований в области повышения энергоэффективности процесса разработки грунтов и создание инновационных конструктивно-технологических систем управления гидроприводом землеройной техники.

В основу энергосбережения в гидроприводах машин легли рекуперация потока рабочей жидкости за счет пневмо-гидроаккумуляторов и дополнительных гидроэлементов (распределитель, гидрореле, уравнивающие устройства и др.).

Научно-аналитический подход к исследованию технико-экономических и энергетических критериев оценки эффективности способов энергосбережения показал, что преимущество рекуперации в классическом понимании уходит на второй план. Снижение эффективности рекуперации происходит из-за сравнительно больших габаритов оборудования, сложности в диагностике и управлении, цикличности работы, недостаточного использования моментов инерции рабочего оборудования [12, 30, 51, 54]. Перечисленные факторы указывают на важность научного обоснования методологии энергосбережения, оптимизации технологических параметров гидропривода и способа рекуперации энергии.

Изучение теории и опыта эксплуатации гидропривода СДМ указывает на отсутствие эффективных конструктивно-технологических решений в области контроля, адаптации и управления процессами снижения энергоемкости операций, обеспечения безопасности и эффективности, повышения долговечности гидропривода машин в разрезе технологичности и энергосбережения.

Исследованиями установлено, что значения энергоемкости экскавации грунтовой массы в большинстве случаев зависят не только от реологических свойств грунта, но и от конструктивных особенностей гидропривода, применяемых для выполнения работ. Доминирующая величина суммарной потери энергии при силах сопротивления механизмов привода приходится на гидроцилиндры рукояти, ковша и поворотную платформу СДМ в процессе резания и торможении при повороте [31, 102, 179, 186]. Поэтому для уменьшения

сил сопротивлений большое значение имеет выбор метода и способа рекуперации энергии потока рабочей жидкости.

На эффективность разработки грунтов существенное влияние оказывают не только первоначальные значения характеристик гидропривода, но также и скорость их изменения в процессе технологических циклов. Повышенная эффективность гидропривода как комплексный показатель процесса разработки грунта характеризуется не только его высокой долговечностью, но должна учитывать энергоэффективность разработки грунтов.

Место и роль рекуперации потерянной энергии потока рабочей жидкости в системе эксплуатации, диагностики и технического обслуживания гидроприводов обозначена недостаточно четко, внедрение технологии рекуперации требует обоснования критериев эффективной работы гидропривода и применения элементов интеллектуальных систем.

Методологию реализации указанных задач необходимо сконцентрировать в исследовании факторов, влияющих на энергоэффективность, надежность гидропривода СДМ и в обосновании механизма управления качественными характеристиками. Успешное достижение частных целей в энергоэффективности скрыто в исследовании системных связей и оценке вклада каждого фактора в целостность структурированного процесса энергосбережения. Очевидно, что резко возросла потребность в создании единой научно обоснованной методологии, обеспечивающей возможность реализации основных концептуальных принципов повышения энергоэффективности гидропривода землеройных машин. Основные инструменты для решения ключевых задач должны включать достижения инновационных технологий, конструктивно-технологических разработок, а также методические рекомендации по управлению, сервису и эксплуатации гидропривода и его систем.

Объект исследования: рабочий процесс одноковшового экскаватора.

Предмет исследования: закономерности рабочего процесса одноковшового экскаватора.

Цель исследования: повышение энергоэффективности экскаватора путем оптимизации режимных параметров энергосберегающего привода и использования принципа перераспределения мощности по элементам гидропривода и рабочего оборудования.

Задачи исследования:

- разработка научной концепции эффективности затраченной мощности на выполнение технологических операций с учетом структурных и функциональных связей между основными системами (силовой установкой, гидроприводом, накопителем энергии и рабочим оборудованием) одноковшового экскаватора;

- исследование и обоснование закономерности процесса копания экскаватором как сложной динамической системы и установление наиболее энергонапряженных положений элементов рабочего оборудования при различном его позиционировании;

- разработка научно-обоснованной методики исследования энергоэффективных параметров основных систем одноковшового экскаватора;

- обоснование силовых и мощностных параметров рабочего оборудования и поворотной платформы одноковшового экскаватора на основе реализации принципов рекуперации энергии при выполнении рабочих процессов;

- обоснование концептуальных принципов и перспективности оснащения одноковшового экскаватора гибридным приводом, обеспечивающим преобразование энергии и перераспределение мощности по элементам одноковшового экскаватора в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций;

- реализация практического внедрения теоретически полученных результатов путем создания конструкций элементов одноковшового экскаватора повышенной эффективности;

- выполнение экспериментальных исследований опытных образцов и оценка технико-экономической эффективности результатов исследований для установления пределов и перспектив практического использования теории энергоэффективности одноковшового экскаватора на практике.

Научная гипотеза: преобразование энергии и перераспределение мощности с учетом системных связей между силовой установкой, гидроприводом и рабочим оборудованием позволит повысить производительность экскаватора и снизить энергоемкость рабочего процесса.

Идея работы заключается в исследовании одноковшового экскаватора как единой системы, включающей в себя силовую установку, гидропривод и рабочее оборудование, что позволит установить основные зависимости управления экскаватором при выполнении технологических операций.

Научная новизна работы:

- разработана научная концепция повышения энергоэффективности одноковшового экскаватора на основе перераспределения мощности по его элементам и применения систем рекуперации и преобразования энергии;

- доказана перспективность использования идеи исследования системных связей между силовой установкой, гидроприводом и рабочим оборудованием одноковшового экскаватора, что позволит усовершенствовать систему управления экскаватором, повысить производительность и технологические возможности машины;

- созданы математические модели, описывающие зависимости динамического процесса экскавации грунта при различном позиционировании рабочего оборудования одноковшового экскаватора, учитывающие переходные режимы его работы;

- установлены качественно новые функциональные зависимости удельной энергоемкости гидронасоса, гидроцилиндра и гидромотора от величины мощности, затраченной на единицу разрабатываемого грунта при выполнении рабочих операций;

- разработана имитационная модель изменения энергоэффективности процесса копания грунта, позволяющая обосновать перераспределение мощности по элементам гидропривода и рабочего оборудования в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций одноковшовым экскаватором с гибридным приводом.

Теоретическая значимость работы:

- получены зависимости между геометрическими параметрами ковша и номинальной мощностью гидропривода, позволяющие обосновывать конструктивные параметры рабочего органа одноковшового экскаватора;
- установлены зависимости, связывающие параметры силовой установки с мощностными и силовыми параметрами гидропривода одноковшового экскаватора;
- установлена физическая сущность энергоемкости процесса поворота одноковшового экскаватора и создана методика обоснования перераспределения сил и их моментов по кинематическим парам зацепления, действующим во время переходных режимов разгона и торможения;
- создана методика проведения натурных испытаний энергоэффективного одноковшового экскаватора с использованием виртуального стенда.

Практическая значимость работы:

- разработана методика обоснования оптимальных углов наклона рабочего оборудования экскаватора, позволяющая обосновать перераспределение мощности гидропривода по элементам гидросистемы, что обеспечит минимизацию энергозатрат при копании грунта;
- разработан виртуальный стенд по исследованию гидропривода с учетом изменяющихся условий эксплуатации и энергоемкости рабочего процесса одноковшового экскаватора с гибридным приводом;
- установлены зависимости внешней скоростной характеристики силовой установки от изменения силы сопротивления грунта резанию, позволяющие минимизировать цикловую подачу топлива, что повысит коэффициент запаса двигателя по крутящему моменту k_M ;
- разработаны, изготовлены опытные образцы и успешно испытаны конструкции элементов рабочего оборудования и гидропривода повышенной эффективности, что может быть использовано и реализовано проектно-конструкторскими организациями при усовершенствовании и модернизации конструкций одноковшовых экскаваторов с энергосберегающим приводом;

- возможность использования разработок и результатов исследований при реализации и коммерциализации инновационных проектов, в учебном процессе вуза при подготовке специалистов, бакалавров, магистрантов и аспирантов по соответствующим направлениям подготовки.

Диссертация соответствует пунктам 2 (методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения), 3 (совершенствование технологических процессов на основе новых технических решений конструкций машин) и 4 (методы управления машинами, машинными комплектами и системами и контроля качества технологических процессов, выполняемых машинами) паспорта специальности 05.05.04 – «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины».

Методология и методы исследования. Общая концепция исследований построена на комплексе теоретических и экспериментальных методов, включающих математическое, компьютерное, имитационное моделирование и достижения научной теории процесса разработки грунта экскаватором, оценку сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований, а также методологии исследования, включающей методы математической статистики, геометрического и кинематического анализа, теоретической механики, метода конечных элементов, матричное построение факторов эксперимента, натурные эксперименты, оценку экономической эффективности.

Положения, выносимые на защиту:

- научная концепция повышения энергоэффективности одноковшового экскаватора на основе перераспределения мощности по его элементам и применения систем рекуперации и преобразования энергии;

- математические модели, описывающие закономерности динамического процесса экскавации грунта при различном позиционировании рабочего оборудования одноковшового экскаватора, учитывающие переходные и неустановившиеся режимы его работы;

- функциональные зависимости удельной энергоемкости гидронасоса, гидроцилиндра и гидромотора от величины мощности, затраченной на единицу разрабатываемого грунта при выполнении рабочих операций;

- имитационная модель изменения энергоэффективности процесса копания грунта позволяющая обосновать перераспределение мощности по элементам гидропривода и рабочего оборудования в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций;

- методика исследования параметров энергоэффективной работы гибридного привода;

- зависимости, связывающие параметры силовой установки с мощностными и силовыми параметрами гидропривода одноковшового экскаватора.

Степень достоверности. Достоверность исследований подтверждается состоятельностью общепринятых достижений в теории повышения долговечности и эффективности эксплуатации гидропривода технологичными методами, достаточной обоснованностью результатов экспериментальных исследований и апробированными методами обработки эмпирических данных. В том числе достоверность исследований подтверждена:

- фундаментальными теориями, содержащими логико-структурную базу исследования;

- реализацией математического аппарата в качестве основного инструмента анализа результатов исследования;

- обоснованным объемом проводимых экспериментов и удовлетворительной сходимостью теоретических расчетов с эмпирическими данными.

Апробация работы. Основные результаты и достижения в рамках диссертационных исследований апробировались, докладывались, обсуждались и одобрены на международных научно-практических конференциях в Евразийском национальном университете им. Л. Гумилева (РК, г. Астана, 2005–2006 гг.), Карагандинском государственном университете им. Е.А. Букетова (г. Караганда,

2007 г.), Санкт-Петербургском государственном политехническом университете (РФ, г. Санкт-Петербург, 2007 г.), в Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, на международном конгрессе «Машины, технологии и процессы в строительстве» (г. Омск, 2007 г.), Центрально-казахстанском институте «Болашак» (г. Караганда, 2008 г.), Карагандинском государственном техническом университете (г. Караганда, 2008 г.), Казахском автодорожном институте им. Л. Гончарова (г. Алматы, 2008 г.), в Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии на IV Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (РФ, г. Омск, 2009 г.), на заседаниях кафедры «Автомобильный транспорт» и объединенном семинаре университета СКГУ им. М. Козыбаева (РК, г. Петропавловск, 2009 г.), расширенном заседании кафедры «Эксплуатация дорожных машин» и объединенном научном семинаре СибАДИ (г. Омск, 2009 г.) в Северо-Казахстанском государственном университете им. М. Козыбаева (г. Петропавловск, 2010 г.), всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых (РФ, г. Омск, СибАДИ 2010 г.), на научно-техническом семинаре машиностроителей (Болгария, г. София, 2010 г.), в республиканском научно-образовательный центре «Зертеуші- Исследователь» (РК, г. Астана, 2011 г.), VII Всероссийской научно-практической международной конференции «Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования» (РФ, г. Омск, СибАДИ, 2012 г.), международной научно-практической конференции «Козыбаевские чтения – 2012» (РК, г. Петропавловск, СКГУ им. М.Козыбаева), Региональной молодежной научно-практической конференции (г. Новосибирск, СГГА, 2013 г.), 3-й международной научно-практической конференции: «Развитие форм и методов современного менеджмента в условиях глобализации» (Украина, г. Днепропетровск, 22–24 апреля 2015 г.), международной научно-технической конференции «Нефть и газ Западной Сибири» 2015 – Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса (РФ, г. Тюмень: ТюмГНГУ, 2015), международной научно-практической конференции «Архитектура, строительство,

транспорт» (г. Омск, 2–3 декабря, 2015 г.), техническом совещании ТОО «РЕМПЛАЗМА» (г. Петропавловск), расширенном совещании ТОО «Завод многопрофильного оборудования» (г. Петропавловск), техническом семинаре в ТОО «МЕХКОЛОННА-60» (г. Петропавловск), заседаниях кафедры ЭСМиК ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (г. Омск, 2015 г.) и др.

Реализация результатов работы. Результаты теоретических и экспериментальных диссертационных исследований реализованы при разработке технической и конструкторской документации по технологии изготовления элементов конструкции ковша пониженного сопротивления в условиях ТОО «Ремплазма», при изготовлении элементов электрогидроцилиндра в условиях ТОО «Завод многопрофильного оборудования», при эксплуатации энергосберегающего гибридного привода поворотной платформы ТОО «МЕХКОЛОННА – 60», при обеспечении оптимальных параметров позиционирования рабочего оборудования СДМ в условиях СУ-808, ТОО «Казахстанская вагоностроительная компания» (РК, г. Экибастуз), результаты исследований используются в учебном процессе Северо-Казахстанского государственного университета им. М. Козыбаева (РК, г. Петропавловск) и ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (РФ, г. Омск).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 36 печатных научных работы, в том числе монография, 14 статей в изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Российской Федерации, 1 патента на полезную модель РФ, 20 работ в материалах международных научных конференций и других изданиях. Получены 3 приоритетные справки на патенты полезных моделей РФ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения и приложения. Содержание работы изложено на 390 страницах, включает 32 таблицы, 104 рисунка, список литературы (235 наименования) и 18 приложений.

1 ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

1.1 Исследования процессов взаимодействия конструктивно-технологических систем одноковшовых экскаваторов

Развитие дорожной отрасли – одна из важных составляющих экономики Российской Федерации – в значительной степени зависит от эффективно функционирующей системы эксплуатации и ремонта, обеспечивающей поддержание средств механизации на высоком уровне работоспособности в течение всего срока их эксплуатации. Среди различных видов строительных работ значительный объем приходится на разработку грунтов. Особенность эксплуатации комплекта машин на объектах в агрессивных средах усугубляется тем, что качественные критерии всего технологического процесса зависят от эффективности и надежности каждой единицы. Эффективность взаимодействия конструктивно-технологических систем дорожных машин оценивается основными параметрами, например производительностью, КПД и энергоемкостью.

Результаты исследований по оценке энергозатрат выемочно-погрузочных машин при перемещении горной массы в зависимости от геомеханического состояния массива, проведенные предшествующими исследователями А.М. Завьяловым, Д.Б. Соловьевым, В.Н. Тарасовым и др., свидетельствуют о том, что экскаваторы занимают лидирующие позиции по выполнению энергоемких операций [82, 157, 166].

В настоящее время гидрофицированные машины составляют 80 % от общего количества парка СДМ. При экскавации грунтовой среды работа гидроприводов в течение всего жизненного цикла составляет 85 %. На выполнение основных функциональных операций от 50 до 70 % приходится на работу в условиях тяжелых режимов нагружения. Землеройные машины характеризуются большим числом включений силовых гидродвигателей и элементов, влияющих на загрузку

гидропривода и динамику ее изменения. Таким образом, режимы работы исполнительных механизмов весьма напряженные (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Доля работы гидроприводов СДМ под нагрузкой

Показатель	Экскаваторы	Бульдозеры	Скреперы	Погрузчики	Краны
Энергоемкие операции	50 % – 70 %	58 % – 69 %	56 % – 70 %	46 % – 50 %	~ 50 %
Число включений за смену работы	1250	1500	1200	900	1000

Среди универсальных строительно-дорожных машин большой спектр функциональных возможностей находят одноковшовые экскаваторы 3 и 4 группы на гусеничном ходу. В технологических процессах дорожно-строительных работ они занимают ведущие позиции в комплектах машин. Рабочее оборудование экскаваторов, приобретающее большие значения моментов инерции при циклическом движении, является источником динамических нагрузок. Операции рабочего цикла экскаватора обеспечиваются высокой мощностью силовой установки и высокими значениями удельного расхода топлива. Операция наполнения ковша сопровождается знакопеременным динамическим нагружением и малым КПД гидропривода. Неполная загрузка ковша приводит к снижению производительности и эффективности работы экскаватора. Действие возрастающих нагрузок на узлы и агрегаты машин ужесточает требования к ее эффективной работе с минимизацией энергозатрат на технологические операции гидропривода.

Для исследования работы механизмов гидропривода рассмотрим его классификацию. В структуре объемного гидропривода имеется источник энергии. По виду источника энергии гидроприводы разделяют на три типа:

- *насосный гидропривод* – гидропривод, в котором в гидродвигатель рабочая жидкость подается объемным насосом;

- *аккумуляторный гидропривод* – рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора;

- *магистральный гидропривод* – рабочая жидкость поступает в гидродвигатель из гидромагистрали.

По характеру движения выходного звена объемные гидроприводы подразделяются на:

- *поступательного движения;*

- *поворотного движения* – с поворотным движением выходного звена гидродвигателя на угол меньше 360° ;

- *вращательного движения.*

В регулируемом гидроприводе, скорость выходного звена гидродвигателя может изменяться по заданному закону. В нерегулируемом гидроприводе устройства для изменения скорости отсутствуют.

Совершенствование существующих и создание новых, более эффективных механизмов гидропривода требует проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований с испытанием как непосредственно гидропривода, так и землеройных машин в целом.

Землеройные машины являются сложными механическими системами, состоящими из рабочих органов, рабочего, силового и ходового оборудования, различного рода рабочих механизмов, гидропривода и металлоконструкций, в силу чего их исследования и испытания являются многоплановой задачей, требующей применения современных методов и средств.

Большой опыт проведенных исследований взаимодействия основных систем одноковшового экскаватора при испытаниях землеройно-транспортных машин позволяет унифицировать и типизировать методики исследований и испытаний с использованием современных информационно-измерительных систем или их элементов, обрабатывающей и анализирующей аппаратуры и ЭВМ. Это повышает научный уровень исследований, ускоряет их выполнение, позволяет получать единообразную информацию с одинаковой степенью надежности.

Следует также отметить, что, несмотря на многообразие конструктивных форм и типов землеройных машин и их приводов, при проведении их испытаний и исследований можно определить необходимый и достаточный объем однотипной для всех машин информации. При проведении экспериментов и испытаний следует широко применять методы подобия и физического моделирования рабочих процессов элементов гидропривода, теорию планирования эксперимента, тензометрирование, магнитографию и т.д. Для полуавтоматической и автоматической обработки и анализа экспериментальных данных по разработанным в ЦНИИСе методикам и программам используются современная считывающая аппаратура, вычислительные машины, а также математический аппарат теории вероятностей и теории случайных процессов.

Применение методов теории подобия и физического моделирования позволяет исследовать взаимодействие сопряжений элементов гидропривода, например гидроцилиндра, до изготовления опытных образцов машин. Для этого используются системы дифференциальных уравнений и условий однозначности, определяющие сущность исследуемого процесса, что позволяет получить экспериментальные зависимости на базе прямого эксперимента и проверить выдвинутые гипотезы.

Для повышения научного уровня экспериментальных исследований, унификации методов обработки и анализа результатов, снижения стоимости и затрат труда, сокращения сроков выполнения работ и повышения достоверности получаемых результатов необходимо применять математические методы теории планирования эксперимента, широко распространенные при исследованиях в области химии и технологий, черной и цветной металлургии, автоматического управления, обработки металлов, машиностроения.

Эти методы включают в себя:

- выбор количественной характеристики цели исследования и характеризующих ее факторов, а также объединение случайных помех в шум, статистические характеристики которого подлежат определению;

- оценку значимости факторов (выделение наиболее существенных факторов и ранжирование их по степени значимости с целью уменьшения размеров, факторного пространства, объема экспериментальных вычислительных работ);

- разработку математической модели объекта в виде уравнения регрессии с неизвестными коэффициентами;

- построение плана проведения экспериментального исследования, определяющего число опытов, случайного порядка, их проведение и выбор сочетаний значений фактора в каждом опыте, что обеспечивает усреднение всех эффектов неконтролируемых факторов;

- статистическую обработку экспериментальных данных (выравнивание ошибок наблюдений, определение числовых характеристик и закона распределения случайных составляющих в экспериментальных данных, проверку воспроизводимости опытов и основных статистических гипотез, нахождение коэффициентов уравнения регрессии, проверку адекватности математической модели экспериментальным данным);

- анализ результатов эксперимента.

Использование математических методов планирования позволяет оптимизировать процесс проведения эксперимента, обработку и анализ полученной информации, стандартизировать оценки исследуемых параметров, установить доверительные интервалы и получить сопоставимые результаты различных исследований.

Применяемая измерительная тензометрическая и магнитографическая аппаратура, выбранная в соответствии с требованиями метрологии, должна обеспечивать регистрацию результатов измерения в виде, удобном для последующей автоматизированной обработки с использованием современной обрабатывающей, вычислительной и анализирующей техники. Комплекс аппаратуры должен обеспечивать преобразование результатов измерений к виду, соответствующему выбранной вычислительной, аналоговой или специализированной анализирующей технике, а также обеспечивать проведение

необходимой статистической обработки и соответствующего математического анализа. Образующиеся при этом автоматизированные информационно-измерительные системы дают возможность получать всю необходимую информацию от измерений, проводить все расчеты по обработке этой информации и представлять полученные результаты в виде, наиболее удобном для анализа.

Решение вопроса повышения эффективности гидропривода дорожных землеройных машин в большой мере должно базироваться на изучении баланса действующих сил и распределении мощности на каждый такт в реальных условиях эксплуатации СДМ, а также обобщении опыта их использования.

1.2 Разработка научной концепции исследования с позиции системного подхода

Одной из главных задач российского машиностроения в настоящий момент является его модернизация. Модернизация машиностроения подразумевает развитие России на инновационной основе в условиях трансформации индустриально-экономических отношений, характеризующейся высокой динамикой всех научно-технологических процессов. Это включает поиск принципиально новых энергосберегающих технологий и интеграцию передового опыта ведущих мировых стран в отечественное производство.

Однако реалии нашей современности четко отражают неудовлетворительность основ теоретико-методологической базы и недостаток комплексного подхода в поиске эффективного инструментария воздействия на процесс развития. Формирование теоретической основы инструментария управления устойчивым развитием научно-технологических систем в повышении надежности и долговечности гидропривода СДМ выступает значимой научно-практической задачей. Качественное моделирование формулы повышения энергоэффективности гидропривода вероятно при комплексном воздействии на организационно-технологические системы, она позволит учитывать условия

эксплуатации, интерпретировать процесс энергоэффективности гидропривода землеройных машин, математическое моделирование динамических процессов гидропривода, методологию обоснования оптимальных параметров землеройных машин и т.д. На основе этого возможно формировать адекватные результативные действия, оказывающие воздействие на ритмичное развитие. Концептуальная модель системы управления методологией исследования процессов повышения энергоэффективности системы гидропривода представлена на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 – Концептуальная модель диссертационных исследований

Научная проблема состоит в необходимости научно-методологической базы совершенствования существующих систем управления одноковшовым экскаватором для обеспечения эффективного распределения мощности по основным его элементам с учетом системных связей, что позволит

минимизировать временные и энергетические затраты, повысить производительность машины..

Структура предложенной системы складывается следующим образом. Преобразование проблем в цели, в силу объективности и актуальности, в настоящий момент является входом системы управления методологией исследования процессов повышения энергоэффективности машин. Несомненно, что эта область разнообразна во многих позициях (климатических, конструктивных, эксплуатационных, технологических, по наличию трудовых ресурсов, а также уровню развития научной сферы и т.д.). Значит, чем подробнее изучается этап управляемой подсистемы, тем глубже дифференциация совокупного потенциала повышения энергоэффективности гидропривода, а возможность его идентификации – меньше.

В совокупности энергоэффективность, закономерности динамических процессов, работоспособность, технологии снижения энергоемкости тактов экскавационного цикла – есть управляемая подсистема, на состоятельность которой повлияет выдвинутая гипотеза, поставленная цель, сформулированные задачи исследований (управляющая подсистема).

Также она описывает основные условия состоятельности управляемой подсистемы и отражает первостепенные факторы стабильного формирования этих систем. Аналитические исследования, математическое моделирование процессов и методология процессов определяют условия формирования, основываясь на комплексе знаний методологической концепции. Только этими направлениями можно модифицировать структуру и принцип принятия решений на первом (интерпретация процесса изменения энергоемкости тактов экскавационного цикла землеройных машин), втором (разработка математической модели динамических процессов) и третьем (методология повышения энергоэффективности) этапах исследований.

Устойчивое развитие предполагает качественную адаптацию математических моделей к реальным процессам эксплуатации и разработку научно обоснованной методики обоснования оптимальных параметров

эффективного привода (ЭП) землеройных машин. Адаптацию математических моделей к реальным процессам эксплуатации и определение оптимальных параметров ЭП необходимо контролировать, чтобы владеть объективной информацией о факторах, влияющих на них в разной степени. Поэтому целостный информационный массив, позволяющий разработать комплекс практических рекомендаций, осуществить их реализацию и анализ полученных результатов – это важный элемент системы. На основе результатов анализа полученных данных возможно оценить уровень энергоемкости и долговечности всего гидропривода как системы (выход системы) [183, 186].

Ключевым звеном информационного массива станет интерпретация процесса изменения энергоемкости тактов экскавационного цикла землеройных машин с точки зрения математических моделей. По мнению ряда авторов [191 - 196, 198], интерпретация процессов должна исследоваться с позиции адаптации математических моделей к реальным процессам эксплуатации и энергоэффективности гидропривода.

Четко организованная система мониторинга и оценки математического аппарата исследования процессов и закономерностей динамических процессов гидропривода позволит более эффективно сформировать задачи, требующие особого участия исследователя на всех стадиях. На основе полученных данных появится возможность принять эффективные управленческие решения, сформировать перечень мероприятий, которые изменят условия (предпосылки) функционирования управляемой подсистемы (обратная связь) по направлению к математической модели исследований. Учитывая вышесказанное, описываемая система владеет такими показателями как единство, структурно-организованность, целенаправленность. Отметим, что теоретическое предположение о использовании комплексного подхода к созданию логико-структурной схемы исследования является значимым и обоснованным.

Реализация модели математического описания приоритетного процесса исследования (энергоэффективности) состоятельна при целостном варьировании элементами математического аппарата.

Решение комплекса задач с учетом системных связей возможно при системном подходе рассмотрения эффективности процесса. Таким образом, экскаватор представлен как сложная иерархическая система (рис. 1.2) состоящая из основных подсистем (силовая установка, гидропривод, рабочее оборудование, рабочий орган и среда).

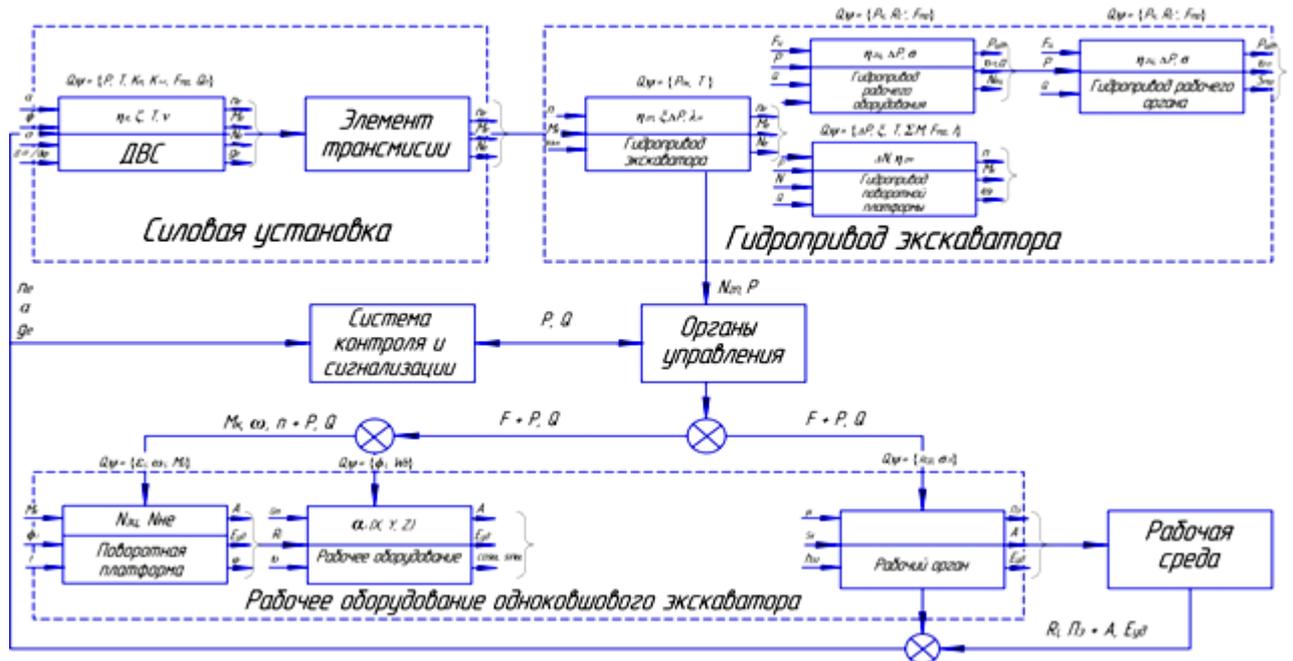


Рисунок 1.2 - Блок-схема структурная основных систем экскаватора

Комплексный подход как один из приоритетных концептуальных принципов научного исследования обеспечил возможность определить и адаптировать основные подсистемы и ее составляющие, взаимодействие, цели и функции, разработать логико-структурную блок-схему системы регулирования исследованием процессов изменения энергоемкости тактов экскавационного цикла землеройных машин и повышением их энергоэффективности.

1.3 Анализ решений научной проблемы повышения энергоэффективности одноковшовых экскаваторов

Земляные работы представляют один из дорогостоящих, но в тоже время перспективных видов строительных работ. В стоимостной оценке их участие

занимает более 10 % [27]. При выполнении дорожно-строительных работ задействованы землеройные машины в основном с вместимостью ковша 0,15...4,0 м³. Максимальное применение приходится на экскаваторы 4-й и 5-й групп (вместимость ковша 0,65 и 1 м³).

В условиях рыночной экономики замена и модернизация фактического парка одноковшовых экскаваторов становятся проблематичными вследствие неоправданно высоких темпов формирования амортизационных средств в сравнении с ростом цен на функциональные аналоги планово выбывающей из рабочего процесса тяжелой дорожно-строительной техники. В сформировавшихся обстоятельствах с целью обеспечения ускоренных темпов развития строительной отрасли и значительному снижению сопровождающих эксплуатационных издержек повышение эффективности и полноты использования мощности имеющегося парка землеройной техники возможно за счет улучшения показателей рабочего процесса. Увеличение надежности узлов и механизмов дорожно-строительных машин возможно за счет снижения энергопотребления и улучшения динамических характеристик рабочего процесса [73, 134, 145 – 148, 152, 153]. Актуальность задачи повышается при ухудшении эксплуатационных условий разработки грунтовой среды с высокими реологическими и прочностными характеристиками.

Один из вероятных путей решения частной задачи – использование сменного рабочего оборудования активного действия, основанного на понижении прочностных характеристик массивов грунтовой массы, подлежащей последующей экскавации за счет ее разупрочнения [19, 21, 35, 42, 45, 47, 136, 218].

На ряде экскаваторов различной размерной группы имеются механизмы, автоматизирующие некоторые операции экскавации грунта. Многие одноковшовые экскаваторы – это универсальные машины, имеющие разнообразие видов быстросменной рабочей оснастки. Механизация процессов дробления и удаления негабаритов и валунов, отделки поверхности откосов земляного сооружения и дна выемок, рыхления мерзлого и

трудноразрабатываемого грунта обеспечивается сменностью рабочего оборудования [35].

Результаты анализа технических материалов подтверждают, что интенсификация разработок энергоэффективных рабочих органов (ЭРО) возрастает в направлении усложнения их устройства: манипуляционным рабочим оборудованием, рабочими органами интенсифицирующего действия, и др. Несомненно, что уровень сложности проектных задач будет только возрастать.

Одним из актуальных вопросов увеличения технологических возможностей, повышения энергоэффективности применения современных строительно-дорожных машин, в частности одноковшовых экскаваторов, является расширение номенклатуры сменного рабочего оборудования эффективного действия. Моделирование, разработку и производство экскаваторов и сменного рабочего оборудования к ним осуществляют английская компания *JCB*, концерн с мировым именем *Hitachi*, ООО «*Комацу СНГ*», машиностроительная компания «*КРАНЭКС*», г. Иваново, Ковровский, Воронежский, Ярославский, Тверской экскаваторные заводы, Омский завод транспортного машиностроения и многие другие организации.

Проблемы эффективности применения разрабатываемого оборудования мировыми производителями решаются с учетом особенностей разрабатываемого грунта и технических характеристик гидропривода базовой машины [47, 49].

При этом зафиксировано существенное количество отказов конструкции рабочего органа, осуществляющего контакт с грунтовой средой. Наиболее характерными являются нарушение проектной геометрии зубьев и значительные реактивные силы, препятствующие разрушению грунтовой массы. Многие исследователи пришли к единому выводу о том, что силы сопротивления при разработке грунтов зависят не только от реологических свойств грунта, но и от конструктивных и кинематических особенностей рабочего органа. В результате проведенных исследований Н.С. Галдиным, Р.А. Кабашевым, В.Н. Кузнецовой, М.С. Кульгильдиновым, А.С. Ребровым [42 – 45, 82 - 84, 96, 97, 99, 162] установлено, что углы установки зубьев на ковше, проектная геометрия ковша и

энергоэффективность рабочего органа далеки от оптимальных значений. Указанные факторы создают неудовлетворительную динамику рабочего процесса, что значительно снижает значения коэффициента наполнения ковша в период загрузки.

В решении задач по оптимизации проектной геометрии зубьев рабочего органа землеройных машин исследователем В.Н. Кузнецовой разработана математическая модель динамического взаимодействия рабочего органа рыхлителя с грунтом с учетом пространственного распределения сил. Так же В.Н. Кузнецовой предложена методологическая база, определяющая оптимально эффективные параметры рыхлителя.

В трудах казахстанского ученого Р.А. Кабашева отражены результаты исследований в области прогнозирования износа рабочих органов землеройных машин. Им предложены математические модели износа режущих кромок в зависимости от среды и категории грунта. Р.А. Кабашев обосновал гипотезу о том, что при износе зубьев экскаваторов дополнительные силы резания создают критически напряженное состояние их рабочего органа и существенно снижают надежность машины. Им же разработана методика расчета долговечности рабочего органа (МКРО) экскаватора с учетом изменения проекции действующих сил на изношенные зубья ковша.

А.С. Ребров [162] в своей работе установил основные параметры зубьев в зависимости от вместимости ковша. Чтобы исключить переднюю стенку ковша из процесса копания, А.С. Ребров [162] предложил оптимальные значения первоначальной формы и радиуса заострения зуба. Это положение в настоящее время актуально почти для всех экскаваторов производства России.

В основном все ученые единогласны в том, что преобладающая величина силы сопротивления разработки грунта распространяется на фронтальные части режущих рабочих органов рыхлителей и зубья ковшей экскаваторов.

Из многообразия способов разработки грунта высокая эффективность наблюдается при активном способе [25, 44]. Применение активного рабочего оборудования увеличивает эффективность работы машин при разработке

мерзлого вида грунта. Обоснованный выбор рабочих, конструктивных и энергетических параметров активных рабочих органов формирует производительность машин [43 - 45].

Применение подобных машин позволяет в разы увеличить силу на режущей кромке рабочего органа по сравнению с характеристиками машины, развиваемыми за счет своих мощностей. Как положительный факт можно отметить снижение воздействий активных и реактивных сил на основную машину, что обеспечивает долговечность и надежность ее работы.

Разработка структурно ослабленного массива требует значительно меньших энергозатрат, что повышает надежность техники и снижение удельных эксплуатационных затрат. Значимость данного положения особенно высоко при разработке мощной экскавационной техники, в которой были допущены конструктивные недочеты.

Труды профессора Н.С. Галдина посвящены исследованию процессов разрушения грунта с применением оборудования активного действия. Н.С. Галдиным разработаны математические модели рабочего органа активного действия, обоснованы основные факторы, влияющие на процесс разрушения грунта зубом-рыхлителя активного действия, а так же заложены основы для создания успешной системы автоматизированного моделирования.

Практический опыт и имеющийся научно-технический потенциал повышения эффективности способов разработки грунтов различной категории показывает, что применение энергоэффективных рабочих органов активного действия позволяет повысить эффективность использования землеройной техники и увеличить межремонтные сроки ее надежной эксплуатации в процессах строительного производства. Однако остается нерешенной задача по эффективному перераспределению энергии (гидропривода и силовой установки) на различных этапах технологического процесса разработки грунта экскаватором. Практика показывает, что каким бы совершенным не был рабочий орган экскаватора, основная доля затраченной энергии гидропривода и силовой установки сохраняется постоянной на протяжении всего технологического

процесса «внедрение-отрыв и выемка грунта». Как свидетельствуют многие авторитетные источники [41 - 45, 96 - 100], наиболее энергоемкий процесс в данной операции – это «внедрение РО в грунт». Значит, основная концентрация энергии на формирование разрушающих сил на РО должна иметь максимальные значения только в 1/3 части операции. На сегодняшний день регулирование давления в гидроприводе в основном осуществляется клапанными механизмами, которые работают на сброс излишков рабочей жидкости в сливную магистраль. При данном способе постоянство давления в гидроприводе обеспечивается гидронасосом при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_e = 1900 - 2100$ об/мин на протяжении всего рабочего цикла. Вследствие чего происходит неэффективное использование и распределение энергетического потенциала силовой установки в течение технологического процесса экскавации грунта.

Важнейшим направлением развития дорожно-строительной отрасли является повышение уровня ее технической оснащённости, оперативного внедрения научных достижений и мирового опыта. Современные мировые проблемы ограниченности сырьевых ресурсов и необходимости экономии топливно-энергетических запасов выводят на первый план задачи по разработке и созданию ресурсо- и энергосберегающей техники и технологий.

Основные исследования энергосиловых установок дорожно-строительных машин сконцентрированы на изучение динамических процессов, протекающих в разных условиях эксплуатации дорожно-строительных машин. Вероятностный характер внешних воздействий, обусловленных многочисленными и разнообразными динамическими факторами – это существенная особенность функционирования дорожно-строительных машин. Следовательно, при влиянии случайной внешней нагрузки характеристики дорожно-строительных машин отклоняются от зависимостей, полученных при статическом нагружении. Оптимальные режимы работы силовых установок по энергетическому критерию на сегодняшний день формируются влиянием определенного числа конструктивных параметров на эксплуатационные свойства. Особое влияние

оказывают параметры реечного регулятора дизельного двигателя. При эксплуатации дорожно-строительных машин возникает необходимость оценки реальных внешних воздействий на их динамические характеристики. Мировая практика нашей современности показывает, что при построении математических моделей динамических систем дорожно-строительных машин не в должной мере исследуются параметры регулятора частоты вращения коленчатого вала дизельной силовой установки, что существенно снижает точность расчётов. Значит, разработку способов улучшения энергетических и динамических показателей дорожно-строительных машин необходимо проводить с учётом параметров регулятора дизельного двигателя и вероятностного характера внешних воздействий, что подтверждает актуальность исследуемой проблемы. Основные работы исследователей, связанные с повышением эффективности дорожно-строительных машин, направлены на стабилизацию частоты вращения и крутящего момента коленчатого вала. Задачи, решаемые в рамках повышения эффективности эксплуатации силовых установок СДМ, как правило, направлены на исследования закономерностей, отражающих энергетические, динамические и статические характеристики подсистем СДМ. Как результат достижений в данном направлении можно отметить разработку и применение:

- методики оценки динамической нагруженности СДМ с учетом влияния действующих подсистем силовой установки СДМ;
- зависимости динамических и энергетических показателей дорожной машины от характеристик двигателя и трансмиссии;
- рекомендации заводов-изготовителей и проектных организаций по установлению эксплуатационных режимов, снижающих динамические нагрузки на СДМ.

Основные результаты исследований динамических характеристик СДМ активно используются на ГУП 38 НИМИ (БТВТ) МО РФ (г. Кубинка Московской обл.), на заводе ОАО ЧТЗ, в 21 НИМИ АТ МО РФ (г. Бронницы Московской обл.), в учебном процессе Челябинского военного автомобильного института и Омского танкового института.

Разнообразие современного парка дорожно-строительной техники предопределяет применение в производственных процессах устройств с электрическим, механическим, гидравлическим и пневматическим приводами и их комбинирование. В силу известных преимуществ гидропривод получил наибольшее распространение в дорожно-строительных машинах.

Научно-технические достижения нашей современности, в частности машиностроительной отрасли, все больше указывают на необходимость применения гибридных технологий способных преобразовывать, накапливать энергию и перераспределять мощность в соответствии с энергоемкостью процесса экскавации [28, 31, 196].

В более узком понимании гибрид – это единый функционирующий узел, в котором совмещаются разнородные технологии. Под такое определение подходят и известные десятки лет объемный гидропривод и дизель-электрический привод, поскольку в них совмещаются механический и гидравлический или электрический способы передачи энергии, однако на практике подобные конструкции редко называют гибридными. Общепринятым является использование термина «гибридные» для обозначения инновационных современных смешанных (разнородных) технологий использования энергии в тяжелой спецтехнике.

Более конкретное определение дает компания *Caterpillar*: «Гибрид – это машина, оснащенная оборудованием, способным рекуперировать, аккумулировать и отдавать энергию во время работы».

Однако в соответствии с этим определением некоторые машины, оснащенные инновационными смешанными технологиями использования энергии, формально должны быть исключены из класса «гибридных», например гусеничный бульдозер *Cat D7E*, поскольку его электромеханическая трансмиссия не рекуперировывает, не аккумулирует и не отдает запасенную энергию, а также несколько моделей фронтальных колесных погрузчиков: *Cat 966K XE*, *John Deere 644K Hybrid*, *John Deere 944K*, в которых рекуперированная энергия не

аккумулируется, но используется для полезной работы, исключая тепловые потери.

В данной работе целесообразно использовать понятие «гибридная машина» достаточно широко, подразумевая под этим любую машину, в которой «используются смешанные энергосберегающие технологии передачи, распределения (и преобразования) энергии».

В гибридном экскаваторе *Cat 336E H* рекуперативное торможение используется иначе – для аккумуляирования кинетической энергии гидравлическим способом. Когда оператор отпускает рычаг включения поворота надстройки и гидромотор поворота перестает получать питание от гидронасоса, за счет инерции поворота надстройки гидромотор поворота приводится в движение и начинает работать как гидронасос, а надстройка замедляет движение.

В обычных экскаваторах движение масла от гидромотора поворота (работающего теперь как насос) останавливается в выключенном гидронасосе системы, создающем сопротивление в контуре, в результате останавливается гидромотор поворота. В ходе этого процесса, т. н. «гидростатического торможения», кинетическая энергия превращается в тепловую. Однако в экскаваторе модели *Cat 336E H* данный поток масла направляется через «клапан рекуперации энергии поворота» (*Swing Energy Recovery Valve*) на зарядку азотного аккумулятора: масло сжимает газ в аккумуляторе. Таким образом, кинетическая энергия инерции поворота аккумулируется для полезного использования, а за счет сопротивления масла тормозится гидромотор поворота. Как утверждается, расход топлива у гибридной модели уменьшается до 25 % по сравнению с машиной с традиционным силовым приводом, а производительность гибридной модели не уступает модели с ДВС.

Гибридный привод экскаватора *Kobelco SK-80H-2* (в 2010 г. выпущен на японский рынок) отличается тем, что в нем сочетаются элементы электрической и гидравлической систем. В конструкции есть генератор, который приводится от ДВС, заряжает конденсатор и никель-металл-гибридный аккумулятор через преобразователь тока. Аккумуляированная энергия направляется через обратный

преобразователь тока на питание четырех электромоторов. Три из них приводят в движение гидронасосы, питающие гидравлические контуры стрелы, рукояти ковша и механизма хода. Четвертый электромотор непосредственно работает в механизме поворота надстройки и, когда функционирует как генератор (при торможении поворачиваемой надстройки), заряжает конденсатор и аккумуляторную батарею. Заявленное улучшение топливной экономичности гибридной модели – до 20 %.

К тому же в конструкции *Kobelco* используется пара «электромотор/гидронасос», которые приводят в действие стрелу через отдельный контур гидросистемы, причем, когда стрела опускается, кинетическая энергия замедления движения стрелы используется для подачи масла из контура стрелы на привод гидронасоса, который в данном случае работает в режиме гидромотора. Гидронасос/мотор в свою очередь приводит в движение соединенный с ним электромотор, который здесь работает как генератор. Выработываемый электрический ток (как и ток от электромотора поворота надстройки) поступает в аккумулятор и конденсатор. Как утверждается, в некоторых случаях вся машина может работать только от электроэнергии – с выключенным ДВС, в результате экономится значительное количество топлива и снижается уровень шума, что особенно важно при работе в районах с плотной жилой застройкой.

Основным компонентом параллельного гибридного привода погрузчика *L220F Hybrid* (2008 г.) является объединенный стартер-генератор (*Integrated Starter Generator, ISG*), расположенный между ДВС и трансмиссией и связанный с современной аккумуляторной батареей, имеющей во много раз большую емкость по сравнению с обычной свинцово-кислотной батареей.

До 40 % рабочего времени двигатель колесного погрузчика работает на холостом ходу. Гибридный привод позволяет выключать ДВС, когда он не нужен, и при необходимости заводить с мгновенным выводом на рабочие обороты с помощью стартера-генератора, получающего энергию из аккумуляторной батареи. Стартер-генератор добавляет к мощности ДВС до 67 л. с. Заряд батареи затем пополняется за счет рекуперативного торможения погрузчика. Топливная

экономичность гибридного погрузчика составляет 10 % по сравнению с классическими моделями. Во всех описанных выше машинах привод рекуперировывает, аккумулирует и использует энергию торможения, поэтому их назвали классическими.

В конструкции гибридного привода 24-тонного колесного фронтального погрузчика *Cat 966KXE* имеются механические силовые компоненты (до гидротрансформатора) и компоненты объемного гидропривода гидромотор/насос, два потока мощности соединяются в планетарном редукторе, обеспечивающем «максимальный к.п.д. передачи», как сказано в документации *Caterpillar*. Изменение скорости в трансмиссии производится бесступенчато. Похоже, что привод способен рекуперировать энергию торможения с помощью гидравлической части силового привода, эта энергия затем используется для создания потока в гидросистеме, как утверждается, «в контурах рабочего оборудования или привода вентилятора системы охлаждения, за счет чего ДВС (мощностью 290 л.с.) работает на более низких оборотах». Экономия топлива достигает 25 % по сравнению с предыдущими моделями. Модель *966K XE* выпущена на рынок в I квартале 2013 г.

Основные результаты в улучшении процессов гидрофицированных машин сконцентрированы на повышение их производительности, мощности, а также снижении энергоемкости и улучшении динамических показателей.

Наиболее значимых результатов в вопросах снижения энергопотребления дорожно-строительными машинами достигли следующие ученые: Э. А. Абраменков, В. Г. Ананин, В.И. Баловнев, И.В. Бояркина, Б.П. Воловиков, Н.С. Галдин, В.М. Герасун, Д.В. Драгомиров, В. Г. Зедгенизов, Ю.Г. Лапынин, И.А. Несмиянов, В. П. Павлова, В.Б. Пермяков, В.И. Пындак, А.Ф. Рогачев, В.О. Строков, В.Н. Тарасов, В.С. Щербаков [24, 30, 52, 120, 126, 141, 144 - 148]. Большинство исследователей в своих трудах отражают неэффективность применения в гидроприводах погрузчиков и экскаваторов эластичных элементов, т.к. их внедрение почти всегда приводит к снижению его жесткости.

Б.П. Воловиков по результатам исследований предложил зависимости показателей переходных процессов, характеризующих уровень динамических нагрузок, от коэффициента нагружения [37].

Е.М. Щегловым разработано устройство, снижающее динамические нагрузки на гидропривод [207]. Техническая задача решена за счет снижения пульсации давления и перераспределением внутренних утечек. Также Е.М. Щеглов обосновал, что наиболее предпочтительным является уменьшение колебаний давления в гидроцилиндрах и насосах внутренними утечками [207]; разработал методику для расчета демпферных устройств, позволяющую добиться снижения динамических нагрузок в гидроприводе, возникающих в процессе эксплуатации. Доказано, что с помощью установки демпферных устройств можно достичь повышения надежности гидропривода за счет снижения динамических нагрузок.

И.А. Несмиянов и В.П. Хавронин [120, 203] свои исследования посвятили способам снижения в гидроприводах динамических нагрузок, нарушающих работу силовой установки. Данная задача решена введением упругодемпфирующих связей в кинематические звенья, непосредственно связанные с валом энергетической установки, а также повышением плавности включения исполнительного привода, наряду с исключением действия «паразитных» сил при холостой работе машины.

Следует отметить, что строительно-дорожные машины эксплуатируются при циклически изменяющихся нагрузках и в тяжелых условиях. В связи с чем, многие труды посвящены теоретическому и экспериментальному исследованию возможностей повышения эффективности дорожно-строительных машин циклического действия путем снижения циклических и случайных нагрузок в исполнительных элементах гидропривода, оказывающих негативное влияние на энергетическую установку.

Предшествующими исследователями решен ряд задач:

- определены приоритетные способы снижения нагрузок в системе «двигатель-насос» за счет использования эластичных элементов в гидроприводах строительно-дорожных машин;

- математически описан исполнительный механизм погрузочного агрегата с эластичным приводом насоса;

- экспериментально апробированы закономерности, характеризующие показатели эффективности эластичных элементов гидропривода.

Основные результаты поставленных задач нашли свое применение в ряде технических решений, позволяющих повысить эффективность эксплуатации энергетической установки и обеспечить плавность работы гидропривода рабочего органа.

Повышению КПД гидроприводов экскаваторов посвящено большое количество исследований, на основе которых разработаны различные технические решения. Проведенный анализ работ по этому направлению позволил выявить следующие способы уменьшения затрат энергии при экскавации горной массы гидравлическими экскаваторами с помощью использования:

- механизма поворота с реле регулятором;
- привода с регулируемыми насосами;
- привода с регулируемыми насосами и гидромоторами, позволяющего при торможении платформы рекуперировать энергию приводным двигателем;
- схем гидроприводов, обеспечивающих подачу жидкости от гидромоторов поворота при торможении платформы гидроцилиндром рабочего оборудования;
- гидропневматических аккумуляторов.

В качестве основных мероприятий по повышению энергоэффективности гидропривода исследователи В.В. Беляев, И.В. Бояркина, Ю.С. Дорошев, Д.В. Драгомиров, Д.Ю. Кобзов, В.В. Макаров, Д.Б. Романов, А.А. Строганов, С.А. Тихоненков, В.С. Щербаков, В.С. Шестаков [27, 28, 60 - 68, 90, 141, 163, 211, 214] предлагают повысить КПД рабочего оборудования путем компенсации сил тяжести рабочего оборудования и силовых гидроцилиндров. Например, И.В. Бояркиной [30] предложена методика решения дифференциального уравнения

разгона и торможения рабочего оборудования стреловой машины (погрузчики) при различных законах управления золотником распределителя. Такая методика позволила установить влияние важнейших параметров гидропривода на динамику процесса разгона и торможения рабочего оборудования.

Важный вывод этой работы состоит в том, что динамические процессы зависят от закона перемещения золотника. При скачкообразном включении золотника динамика максимальна. При линейном законе включения – динамические процессы снижаются за счет увеличения времени включения (выключения) золотника.

В работах И.В. Бояркиной [28 - 30] и Тарасова В.Н. [143 – 148] впервые предложена теоретически разработанная и реализованная на производстве энергоэффективная технология работы гидравлического рабочего оборудования стреловых машин, использующая пневмогидроаккумулятор. Силы тяжести ковша, стрелы, рукояти погрузчика уравновешены дополнительным пневмоцилиндром, рабочая полость которого связана с газовым баллоном, заряженным жатым воздухом под давлением 10 МПа. При этом объем газового баллона примерно в пять раз больше рабочего объема уравновешивающего цилиндра. Таким образом, получены существенные достижения в решении задачи по снижению негативного влияния сил тяжести элементов рабочего оборудования погрузчика на рабочий процесс гидропривода без использования пневмогидроаккумулятора. На основе методов вершин треугольников и преобразования координат, разработан геометрический способ расчета и анализа характеристик элементов рабочего оборудования.

Существенные достижения в исследовании причин изменения энергетических, силовых и кинематических характеристик при функционировании рабочего оборудования СДМ имеет М.В. Коваленко. Созданная М.В. Коваленко система уравновешивания рабочего оборудования стреловой машины базируется на предложенных им закономерностях взаимодействия ковша экскаватора с разрабатываемой средой, основанных на теории предельных касательных напряжений.

Анализ структуры реакции сил на штоке цилиндра механизма подъема стрелы экскаватора позволил установить, что удельный вес реакции сил на штоке цилиндра от массы стрелы рукояти и ковша составляет примерно 65 %, остальная часть реакции обуславливается массой перегружаемого груза, например песка [28]. Таким образом, коэффициент полезного действия механизма подъема, рассматриваемый в данном случае как отношение полезной работы, затраченной на перемещение груза, ко всей работе, равен примерно 35 %. Анализ значений реакции сил на штоке цилиндра механизма подъема при различных положениях стрелы и рукояти в пределах паспортной зоны обслуживания позволяет определить среднюю арифметическую реакцию, значение которой можно использовать для поиска решений по ее уравниванию с целью снижения энергоемкости механизма подъема и повышению коэффициента полезного действия. Коэффициент вариации $V = G/X$, где G – среднее квадратичное отклонение, а X – среднее арифметическое значение реакции на штоке цилиндра, в данном случае позволит судить о степени однородности вариаций реакции на штоке от стреловой системы, рукояти и ковша при различных положениях и оптимизировать параметры необходимой для уравнивания силы. Эффективным решением в данном случае стало использование силы, которая может изменяться при перемещении стрелы в определенных границах. Критерием границ крайних значений уравнивающей силы (минимум – максимум) может служить коэффициент вариации V . Этим требованиям удовлетворяет техническое решение, в основе которого положено применение гидрогазового аккумулятора, соединенного с уравнивающим цилиндром, закрепленного на стреле и платформе экскаватора [28].

Таким образом, И.В. Бояркиной впервые предложена и реализована идея увеличения мощности двигателя погрузчика за счет использования дополнительного уравнивающего пневмоцилиндра. Реальная мощность источника энергии, как утверждает И.В. Бояркина, увеличивается при копании на 30 %, т. к. процесс осуществляется тремя гидроцилиндрами вместо двух. При

подъеме стрелы с наполненным ковшом у погрузчика уменьшается загруженность двигателя на 30 % и тем самым экономит топливо на 20 % [28].

В работах И.В. Бояркиной и В. Н. Тарасова отмечено, что производительность машины увеличивается пропорционально за счет дополнительной мощности двигателя на 30 %, создаваемой дополнительным пневмоцилиндром [27, 28, 196].

Достижение эффекта уравнивания стрелы и ковша может быть выполнено без применения дополнительного цилиндра. В данном случае в цилиндре необходимы небольшие конструктивные изменения, что позволит объединить в нем как функцию цилиндра механизма подъема, так и функцию цилиндра для уравнивания стрелы и ковша.

Данное решение существенно снижает удельный расход энергии механизма подъема, нагрузку на гидропривод экскаватора и повышает производительность. Поскольку можно предполагать, что потребление энергии механизмом подъема экскаватора составляет примерно 60 – 65 % общего потребления энергии (остальная часть энергии расходуется на движение рукояти и ковша), то общая экономия составит около 40 %. В одноковшовых экскаваторах с большими объемами ковшей экономия топлива в натуральном измерении возрастет.

У гидравлических одноковшовых экскаваторов кинетическая энергия при торможении поворотной части и потенциальная энергия при опускании элементов рабочего оборудования преобразуются в тепловую энергию при дросселировании рабочей жидкости. Потери энергии приводят к повышению энергоемкости рабочего процесса и необходимости установки специальных устройств для охлаждения рабочей жидкости.

Снижение энергозатрат на совершение рабочих операций у гидравлических экскаваторов позволит существенно уменьшить энергозатраты по добыче полезных ископаемых и при выполнении строительных работ.

Анализ предлагаемых решений позволяет сделать вывод о наиболее распространенном методе снижения энергозатрат при экскавации горной массы

гидравлическими экскаваторами – это вариант применения в гидроприводе гидропневматических аккумуляторов, которые имеют высокий КПД (0,98...0,99). При разработке принципиальной схемы гидропривода с аккумуляторами реализован вариант подачи рабочей жидкости в аккумулятор, при торможении платформы и опускании рабочего оборудования, с последующим использованием накопленной энергии для разгона платформы и подъема рабочего оборудования. Для реализации этой идеи специалистами в области гидропривода предлагается несколько схем, например схема, опубликованная в авторских свидетельствах [14, 134, 140]. Анализируя достижения исследователей в области энергоэффективности гидропривода, можно отметить, что основные силы направлены на усложнения схем гидропривода с применением рекуператоров. Можно отметить два решения этой задачи: 1. упрощение системы энергосбережения путем исключения пневмогидроаккумуляторов; 2. с применением гибридизации привода и его систем управления, сочетающего в себе рекуператор, усилитель и преобразователь энергии. Второй способ решения задачи энергосбережения особо эффективен для замлеройных машин 3-й и 4-й размерной группы.

Применение гибридных систем управления, позволяет эффективно распределять энергию двигателя и мощность гидропривода на отдельные операции технологического процесса [172, 178, 179].

Однако автором работы сделано теоретическое предположение, что суть энергоэффективности процесса заключается не только в соотношении полезной энергии к общей, затраченной при наличии рекуперативной системы. Также важно своевременно и эффективно перераспределять энергию по отдельным операциям технологического процесса экскавации в соответствии с его энергоемкостью.

Одним из распространенных показателей эффективности работы экскаватора является его производительность. Повышение производительности экскаватора в основном достигается за счет комплекса организационно-технических мероприятий, направленных на оптимизацию рабочих циклов. По мере увеличения плотности грунта, наблюдается снижение производительности одноковшового

экскаватора. Достижение максимальной эффективности оборудования и высокой производительности обеспечит минимальную себестоимость земляных работ.

Таким образом, можно выделить три основных направления по снижению энергоемкости процесса экскавации: совершенствование рабочего органа экскаватора, направленное на снижение сопротивлений резанию грунта; оптимизация параметров силовой установки дорожных машин; совершенствование гидропривода СДМ. Однако, несмотря на внушительные результаты, достигнутые исследователями, существует много нерешенных задач. Основными из них остаются снижение величин сил сопротивления при разработке грунта, соблюдение силового баланса в виде полезной работы, повышение энергоэффективности гидропривода, использование адаптированных систем к значениям моментов сил инерции, преобразование потенциальной энергии в полезную работу. Снижение энергетических затрат на разработку грунта требует не локального, а комплексного подхода.

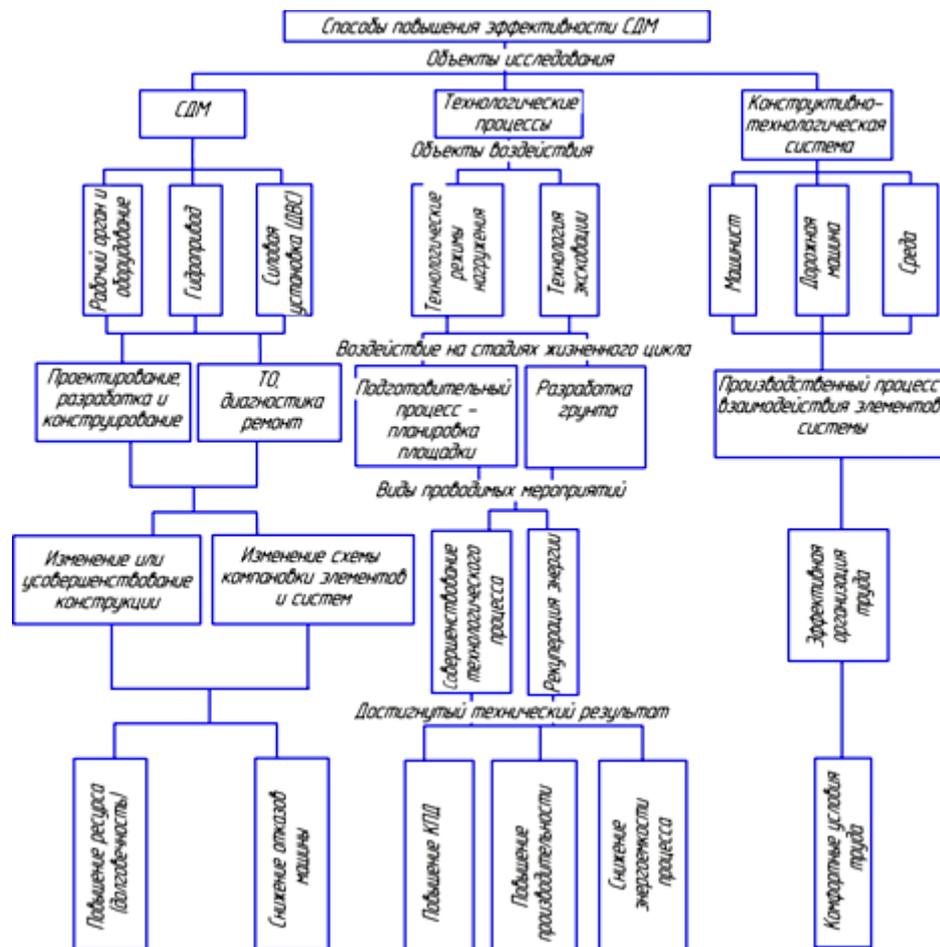


Рисунок 1.3 – Классификация способов повышения эффективности

Актуальность вопроса повышения энергоэффективности эксплуатации экскаватора обуславливает необходимость четкой классификации и структуризации способов повышения эффективности экскаватора (рисунок 1.3).

Классификационная схема, предложенная автором работы, описывает подсистемы воздействий в системе эффективного экскаватора:

- объект исследования;
- объект воздействия;
- воздействия на стадиях жизненного цикла;
- виды проводимых мероприятий;
- результат воздействий (достигнутый технический результат).

В классификационной схеме (см. рисунок 1.3) подробно описаны объекты воздействия конструктивно-технологических систем, которые устанавливают роль и причинно-следственные связи каждого мероприятия. Последовательность достигнутых результатов с учетом предшествующих воздействий описывают «схему-алгоритм», на основании которой можно формировать вариативные методики достижения энергоэффективности процессов.

Выводы по главе

1. Решение вопроса повышения эффективности землеройных машин с позиции системного подхода должно базироваться на изучении баланса действующих сил и распределении мощности на каждую операцию в реальных условиях эксплуатации землеройных машин и на обобщении опыта их использования. Практическое решение данной задачи возможно при разработке и внедрении гибридных систем управления приводом. Для повышения научного уровня экспериментальных исследований, унификации методов обработки и анализа результатов, снижения эксплуатационных затрат необходимо применять математические методы теории планирования эксперимента и моделирования исследуемых процессов.

2. Разработанная концептуальная модель-схема исследования представляет собой комплекс последовательно применяемых базовых методов исследования, доказательств идей и гипотез; излагает этапы, тенденции, стадии, условия осуществления и траекторию развития диссертационных исследований с выявлением факторов влияния на процессы взаимодействия и интерпретацией результатов эксперимента.

3. Ключевыми моментами, определяющими востребованность дорожно-строительной отрасли России в отечественной технике, являются рост объемов строительства и освоение новых территорий Сибири и Арктики, высокий интеллектуально-технический потенциал тяжелого машиностроения России в разработке и развитии научных теорий и практик энергоэффективных технологий при разработке грунтов в жестких климатических и географических условиях. Для этого необходимо применение конструктивно-технологических решений, позволяющих снизить энергоемкость разработки грунта и повысить долговечность машин. Использование систем рекуперации энергии гидропривода позволит значительно снизить динамические нагрузки на рабочее оборудование и силовую установку одноковшового экскаватора, что повысит их конкурентоспособность и импортозамещение.

4. Применительно к проблематике диссертации изложены положения, элементы теории и сформулирована идея повышения энергоэффективности разработки грунта экскаватором, заключающаяся в исследовании одноковшового экскаватора как единой системы, включающей в себя силовую установку, гидропривод и рабочее оборудование, что позволит установить основные зависимости управления экскаватором при выполнении технологических операций. По результатам аналитических исследований мировой практики повышения эффективности работы экскаватора и его систем разработана классификационная схема способов повышения эффективности. Предложенная классификация четко структурирована и позволяет обозначить траекторию диссертационных исследований для достижения поставленных цели и задач. Выдвинуто теоретическое предположение о том, что преобразование энергии и

перераспределение мощности с учетом системных связей между силовой установкой, гидроприводом и рабочим оборудованием позволит повысить производительность экскаватора и снизить энергоемкость рабочего процесса.

5. Анализ работ показал, что при исследовании рекуперации энергии основное внимание уделяется изучению самого механизма без учета его причинно-следственных и системных связей с другими элементами землеройной машины. Это является существенным недостатком, поскольку не позволяет в полной мере интерпретировать процесс и оценить эффективность рекуперации энергии работы землеройной машины. Энергоэффективность технологического процесса экскавации возможно повысить не только за счет рекуперации энергии, но и путем перераспределения ее по исполнительным механизмам привода при наиболее энергонапряженных режимах копания. Кроме того, процессы рекуперации и преобразование энергии механизмов экскаватора изучены не в полной мере, что создает внутренние и внешние противоречия в качественных и количественных критериях эффективной работы гибридных приводов.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

2.1 Теоретическое исследование позиционирования рабочего оборудования одноковшового экскаватора при экскавации грунта

2.1.1 Исследование геометрических и кинематических параметров экскаватора с учетом затраченной энергии на копание грунта

Для механизмов рабочего оборудования экскаватора основными функциями являются выполнение ими требуемых движений в заданной плоскости координат. Значит, одна из задач исследований – адекватное описание движений механизма с учетом координат точек и звеньев, их траектории, скорости и ускорения. Необходимо помнить, что существуют кинематические характеристики, не зависящие от динамики первоначальных звеньев, определяемые структурой механизма, габаритами его звеньев и обобщенными координатами. Следовательно, необходимо рассмотреть функцию положения механизма, характеризующую зависимость углового и линейного перемещения звена механизма от времени или обобщенной координаты. Далее следует изучить производные от функции положения по обобщенным координатам. Первые и вторые производные от функции положения охарактеризуют кинематическую передаточную функцию.

Рабочий механизм экскаватора представлен в виде трехзвенной группы с одной степенью свободы. Для исследования динамики рабочего механизма определим зависимости выходных координат x_1, x_2, \dots, x_m , определяющих положения звеньев, от заданных входных координат q_1, q_2, \dots, q_n (геометрический анализ). Затем при установлении скоростных режимов точек механизма, а также динамических составляющих его звена применим кинематический анализ механизмов, суть которого заключается в решении прямой и обратной задачи кинематического анализа. Решив прямую задачу кинематического анализа, мы определим первые и вторые производные по времени функций положения при

заданных законах входных координат $q_k(t)$ и их производных $\dot{q}_k(t)$, $\ddot{q}_k(t)$. Решение обратной задачи кинематического анализа поможет определить первые и вторые производные по времени входных координат по известным значениям выходных координат и их производных.

Кинематические характеристики механизма, полученные в ходе анализа, помогут оценить не только его качество, но и решить последующие динамические задачи. В нашем случае – в одноподвижном механизме, где

$$x_s = \Pi_s(q) ;$$

$$\dot{x}_s = \frac{dx_s}{dt} = \frac{d\Pi_s}{dq} \frac{dq}{dt} = \Pi'_s(q) \dot{q} = x'_s \dot{q} = \left(\frac{\partial \Pi_s}{\partial q} \right) \dot{q}; \quad (2.1)$$

$$\ddot{x}_s = \frac{d^2 x_s}{dt^2} = \frac{d^2 \Pi_s}{dq^2} \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 + \frac{d\Pi_s}{dq} \frac{d^2 q}{dt^2} = \Pi''_s(q) \dot{q}^2 + \Pi'_s(q) \ddot{q} = \left(\frac{\partial^2 \Pi_s}{\partial^2 q} \right) \dot{q}^2 + \left(\frac{\partial \Pi_s}{\partial q} \right) \ddot{q}. \quad (2.2)$$

Производные $\Pi'_s(q)$, $\Pi''_s(q)$, зависящие от геометрических характеристик механизма, являются соответственно аналогами скоростей и ускорений. Для геометрического и кинематического анализа введем групповые координаты, характеризующие положения звеньев (рисунок 2.1).

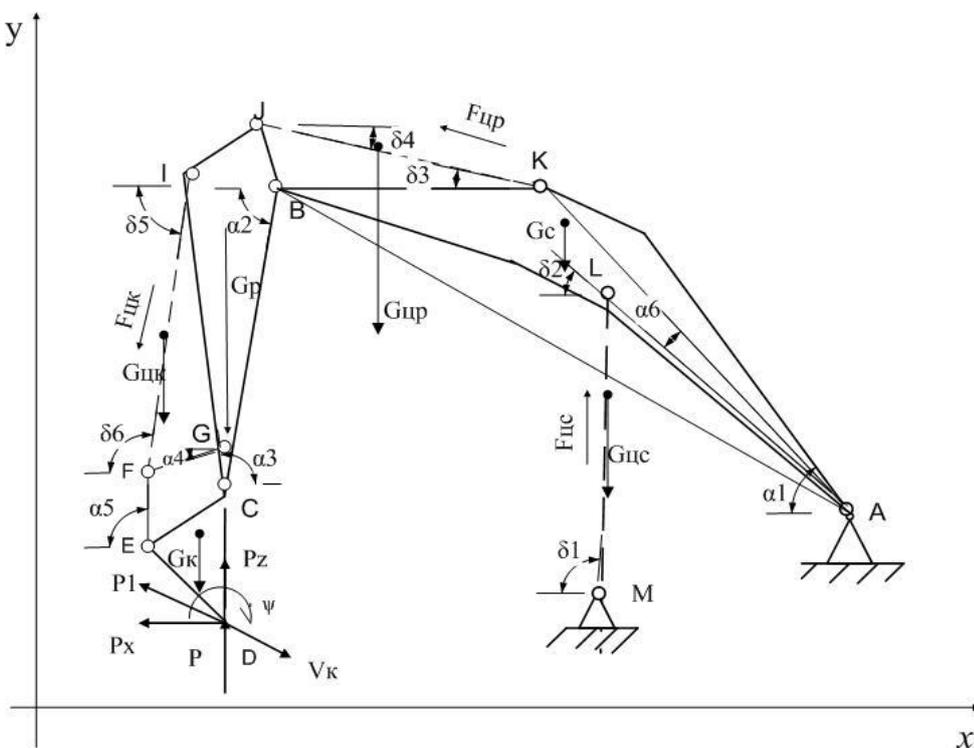


Рисунок 2.1 – Обобщенная схема для определения геометрических и кинематических параметров

Составим групповые уравнения для указанных групп:

$$\left. \begin{aligned} ML \cdot \cos \delta_1 - AL \cos \alpha_1 &= x_A - x_M \\ ML \cdot \sin \delta_1 - AL \cdot \sin \alpha_1 &= y_A - y_M \end{aligned} \right\}; \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} KJ \cdot \cos \delta_3 - BJ \cdot \cos \alpha_2 &= x_B - x_K \\ KJ \cdot \sin \delta_3 - BJ \cdot \sin \alpha_2 &= y_B - y_K \end{aligned} \right\}; \quad (2.4)$$

$$\left. \begin{aligned} (IF + FE) \cdot \cos \delta_5 - CE \cdot \cos \alpha_3 &= x_c - x_I \\ (IF + FE) \cdot \sin \delta_5 - CE \cdot \sin \alpha_3 &= y_c - y_I \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

где

$$\begin{aligned} x_B &= x_L + LB \cdot \cos(\alpha_1 - \delta_2); \\ y_B &= y_L + LB \cdot \sin(\alpha_1 - \delta_2); \\ x_C &= x_B - BC \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_3); \\ y_C &= y_B - BC \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha_3); \\ x_K &= x_A + AK \cdot \cos(\alpha_6 + \alpha_1); \\ y_K &= y_A + AK \cdot \sin(\alpha_6 + \alpha_1); \\ x_I &= x_J - JI \cdot \cos(\alpha_2 + \delta_4); \\ y_I &= y_J - JI \cdot \sin(\alpha_2 + \delta_4). \end{aligned} \quad (2.6)$$

Возведем в квадрат и сложим обе части уравнений (2.3), тогда получим

$$\begin{aligned} \cos(\delta_1 - \alpha_1) &= \frac{ML^2 + AL^2 - (x_A - x_M)^2 - (y_A - y_M)^2}{2ML \cdot AL}; \\ \sin(\delta_1 - \alpha_1) &= \sqrt{1 - \cos^2(\delta_1 - \alpha_1)}. \end{aligned}$$

По вычисленному значению относительного угла, применив систему линейных уравнений, получим

$$\left. \begin{aligned} (ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1)) \cdot \cos \delta_1 - AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1) \cdot \sin \delta_1 &= x_A - x_M \\ AL \sin(\delta_1 - \alpha_1) \cdot \cos \delta_1 + (ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1)) \cdot \sin \delta_1 &= y_A - y_M \end{aligned} \right\}$$

Далее определим $\cos \delta_1$ и $\sin \delta_1$:

$$\cos \delta_1 == \frac{(x_A - x_M)(ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1)) + (y_A - y_M) \cdot AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1)}{(ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1))^2 + (AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1))^2};$$

$$\sin \delta_1 == \frac{(y_A - y_M)(ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1)) + (x_A - x_M) \cdot AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1)}{(ML - AL \cdot \cos(\delta_1 - \alpha_1))^2 + (AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1))^2}.$$

В аналогичной последовательности определим последующие углы.

Определяя кинематические параметры экскаватора, продифференцируем по времени групповые уравнения (2.3):

$$\left. \begin{aligned} ML \cdot \dot{\delta}_1 \cdot \sin \delta_1 - AL \cdot \dot{\alpha}_1 \sin \alpha_1 &= \dot{s}_1 \cos \delta_1 \\ -ML \cdot \dot{\delta}_1 \cdot \cos \delta_1 + AL \cdot \dot{\alpha}_1 \cos \alpha_1 &= \dot{s}_1 \sin \delta_1 \end{aligned} \right\}, \quad (2.7)$$

где s_1 характеризует ход поршня. Из системы уравнений (2.7) определим $\dot{\delta}_1$ и $\dot{\alpha}_1$.

$$\dot{\delta}_1 = \frac{\dot{s}_1}{ML \tan(\delta_1 - \alpha_1)} = 0; \quad \dot{\alpha}_1 = \frac{\dot{s}_1}{AL \cdot \sin(\delta_1 - \alpha_1)}.$$

Из полученных формул следует, что функция положения $\alpha_1(s_1)$ является монотонной; функция положения $\delta_1(s_1)$ имеет экстремум, когда шток гидроцилиндра расположен перпендикулярно относительно стрелы. Структурная группа звеньев (цилиндр-шток-стрела) попадает в особое положение, если шарниры A , L и M будут лежать на одной прямой ($\sin(\delta_1 - \alpha_1) = 0$).

Дифференцируя систему уравнений (2.7) по времени, получим систему линейных уравнений

$$\left. \begin{aligned} ML \cdot \ddot{\delta}_1 \sin \delta_1 - AL \cdot \ddot{\alpha}_1 \cdot \sin \alpha_1 &= M_1 \\ -ML \cdot \ddot{\delta}_1 \cos \delta_1 + AL \cdot \ddot{\alpha}_1 \cdot \cos \alpha_1 &= M_2 \end{aligned} \right\}$$

где $M_1 = -2s_1 \dot{\delta}_1 \sin \delta_1 - ML \dot{\delta}_1^2 \cos \delta_1 + AL \cdot \dot{\alpha}_1^2 \cos \alpha_1 + \ddot{s}_1 \cos \delta_1$;

$M_2 = 2s_1 \dot{\delta}_1 \cos \delta_1 - ML \dot{\delta}_1^2 \sin \delta_1 + AL \cdot \dot{\alpha}_1^2 \cos \alpha_1 + \ddot{s}_1 \sin \delta_1$.

Откуда выразим $\ddot{\delta}_1$ и $\ddot{\alpha}_1$:

$$\begin{aligned} \ddot{\delta}_1 &= \frac{M_1 \cos \alpha_1 + M_2 \sin \alpha_1}{ML \sin(\delta_1 - \alpha_1)}; \\ \ddot{\alpha}_1 &= \frac{M_2 \sin \delta_1 + M_1 \cos \delta_1}{AL \sin(\delta_1 - \alpha_1)}. \end{aligned}$$

Дифференцируя уравнения (2.4) по времени, получим с учетом выражений (2.6) систему линейных уравнений

$$\left. \begin{aligned} KJ \cdot \dot{\delta}_3 \cdot \sin \delta_3 - BJ \cdot \dot{\alpha}_2 \cdot \sin \alpha_2 &= K_1 \\ -KJ \cdot \dot{\delta}_3 \cdot \cos \delta_3 + BJ \cdot \dot{\alpha}_2 \cdot \sin \alpha_2 &= K_2 \end{aligned} \right\}. \quad (2.8)$$

Из данной системы уравнений

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_3 &= \frac{K_1 \cos \alpha_2 + K_2 \sin \alpha_2}{KJ \sin(\delta_3 - \alpha_2)}, \\ \dot{\alpha}_2 &= \frac{K_2 \sin \delta_3 + K_1 \cos \delta_3}{BJ \sin(\delta_3 - \alpha_2)}, \end{aligned}$$

где $K_1 = -s_1 \cos \delta_1 + \dot{\delta}_1 ML \sin \delta_1 + \dot{\alpha}_1 [LB \sin(\alpha_1 - \delta_2) - AK \sin(\alpha_6 + \alpha_1)] + \dot{s}_2 \cos \delta_3$;

$K_2 = -s_1 \sin \delta_1 + \dot{\delta}_1 ML \cos \delta_1 + \dot{\alpha}_1 [LB \cos(\alpha_1 - \delta_2) - AK \cos(\alpha_6 + \alpha_1)] + \dot{s}_2 \sin \delta_3$.

Дифференцируя уравнения по времени (2.6), определим $\ddot{\delta}_3$ и $\ddot{\alpha}_2$. Аналогично определялись последующие кинематические параметры $\dot{\delta}_5$, $\ddot{\delta}_5$ и $\ddot{\alpha}_4$.

Таким образом, математически описан закон движения звеньев экскаватора, заданный входными координатами, позволяющий определить первые и вторые производные по времени входных координат по известным значениям выходных координат с учетом кинематических особенностей рабочего оборудования.

Одной из важнейших задач динамики механизмов при исследовании энергоэффективности процессов, выполняемых дорожными машинами, является математическое описание сил, действующих в механизмах и их характеристик. По сути, необходимо решить две задачи динамики:

- по сформулированному закону движения установить силы, приложенные к его звеньям, и соответственно реакции сил в кинематических парах рабочего оборудования;

- по известным силам, приложенным к механизму, определить адекватный закон движения рабочего оборудования.

При построении математической модели движения рабочего оборудования и механизмов экскаватора с позиции энергоэффективности учтем сложный процесс изменения кинетической энергии, зависящий от действующих сил и моментов.

Для разработки математической модели силы и моменты, действующие на механизмы, разделим на группы:

- силы и моменты, задающие динамику механизмам и совершающие положительную работу за цикл;

- силы и моменты сопротивления, затраченные на выполнение отрицательной работы за время цикла;

- силы тяжести подвижного рабочего оборудования;

- силы, действующие в кинематических парах, и согласно 3-му закону Ньютона, – всегда взаимнообратны.

Для более объективного исследования разделим условно рабочее оборудование на два механизма: 1) «стрела-рукоять-ковш», имеющий одну

степень свободы, H ; 2) поворотная платформа также с одной степенью свободы, H .

Каждый из механизмов с одной степенью свободы представим динамической моделью. Наша модель учитывает приведенный момент инерции J_{Σ} , значение которого не постоянно во времени, и приложенный к ней суммарный приведенный момент M_{Σ} . Предшествующие исследователи в своих трудах [197] закон движения модели ассоциируют с законом перемещения первоначального звена механизма.

$$T_M = \frac{J_{\Sigma} \cdot \omega^2}{2}. \quad (2.9)$$

Выражая нагрузку, приложенную к механизму, через суммарный приведенный момент M_{Σ} , сумма работ равна

$$\sum_i A_i = \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi_{кон}} M_{\Sigma} d\varphi. \quad (2.10)$$

Скомплектовав выражения (2.10) и (2.11) в основном уравнении, с учетом углового ускорения, получим более точное уравнение движения в энергетической форме:

$$\frac{J_{\Sigma} \cdot \omega_1^2}{2} - \frac{J_{\Sigma_{нач}} \cdot \omega_{нач}^2}{2} = \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi_{кон}} M_{\Sigma} d\varphi, \quad (2.11)$$

где угловая скорость ω исследуемого звена является искомым значением. В уравнении (2.12) верхний предел φ интегрирования является переменным.

Затем уравнение (2.12) необходимо продифференцировать по координате φ :

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_{\Sigma} \omega^2}{2} \right) = M_{\Sigma}. \text{ так как } \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_{\Sigma_{нач}} \omega_{нач}^2}{2} \right) = 0.$$

В общем случае переменной величиной является не только угловая скорость ω , но и J_Σ , значит, найдем производную, расположенную в левой части уравнения. Поэтому

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_\Sigma \omega^2}{2} \right) = J_\Sigma \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2 dJ_\Sigma}{2} / d\varphi = J_\Sigma \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2 dJ_\Sigma}{2} / d\varphi = \frac{J_\Sigma d\omega}{dt} + \frac{\omega^2 dJ_\Sigma}{2} / d\varphi.$$

Откуда суммарный приведенный момент

$$M_\Sigma = J_\Sigma \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_\Sigma}{d\varphi} \cdot \omega^2 = \frac{J_\Sigma d\omega}{dt} + \frac{\omega^2 dJ_\Sigma}{2} / d\varphi. \quad (2.12)$$

Представленное выражение и будет являться дифференциальным уравнением движения, т.к. искомая переменная величина угловая скорость ω начального звена стоит под знаком производной. Используя уравнение (2.12) для механизма «стрела-рукоять-ковш», имеющего одну степень свободы H , суммарный приведенный момент M_Σ , а также производная $\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}$ величины алгебраические и подставляются со своими знаками.

Когда исследуем механизм поворота платформы, имеющий $J_\Sigma = \text{const}$ (т.к. имеются звенья механизма с зубчатым зацеплением), уравнение его движения упрощается и приобретает вид

$$J_\Sigma^{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_\Sigma^{\text{пр}}. \quad (2.13)$$

Уравнение движения в дифференциальной форме (2.12) используем для определения углового ускорения ε начального звена. Воспользуемся уравнением (2.12), при этом ε решаем относительно $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$:

$$\varepsilon = \frac{M_\Sigma}{J_\Sigma} - \frac{\omega^2}{2J_\Sigma} \cdot \frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}. \quad (2.14)$$

Величины M_{Σ} и $\frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi}$ в уравнение подставляем со своими знаками. В тех случаях, когда угловая скорость ω получится со знаком, противоположным знаку углового ускорения ε , это характеризует замедление звена механизма.

Процесс движения рабочего оборудования экскаватора представим в виде трех режимов: ускорение, установившееся движение и замедление (торможение). Ускорение и замедление относятся к неустановившемуся режиму, вызванному изменением скоростного режима. Такой процесс называется переходным.

При установившемся режиме скорость приводного элемента (вал, шток цилиндра) изменяется периодически или является постоянной в единицу времени. Неустановившийся режим движения образуется тогда, когда механизм набирает скорость и приобретает установившейся режим или когда отключают привод, а движение продолжается за счет запаса кинетической энергии (например, поворот платформы экскаватора).

Разгон и торможение происходят с большим ускорением. Это вызывает сильные динамические нагрузки механизма, что приводит к его большому перенапряжению и поломке. Во время разгона и торможения угловая скорость поворотного круга платформы экскаватора проходит через критическую (резонансную) зону. Таким образом, исследование переходных процессов является важной задачей для выработки инженерных решений по энергоэффективности процессов. Решение задачи в основном сводится к определению закона изменения угловой скорости и углового ускорения рабочего оборудования.

Для решения данной задачи используем уравнение, составленное в энергетической форме (см. (2.9 – 2.10)):

$$\omega_1 = \omega_m = \sqrt{\frac{2(\sum A + T_{нач})}{J_{\Sigma}^{пр}}}. \quad (2.15)$$

При определении угловой скорости важно оценить сумму приведенных моментов инерции $J_{\Sigma}^{пр}$ и сумму приведенного движущего момента $M_{\Sigma}^{пр}$.

По представленному уравнению (2.15) с учетом начальных условий определим угловую скорость рабочего оборудования и построим зависимость

$$\omega_M = \omega_1 = \omega_M(\varphi_M).$$

Если $\omega_{\text{нач}} = 0$, то

$$\omega_1 = \omega_M = \sqrt{\frac{2 \Sigma A}{J_{\Sigma}^{\text{пп}}}}. \quad (2.16)$$

Если $\omega_{\text{нач}} \neq 0$, то

$$T_{\text{нач}} = \frac{\omega_{\text{нач}}^2 J_{\Sigma \text{нач}}^{\text{пп}}}{2}.$$

Определяя угловое ускорение рабочего оборудования экскаватора, применим дифференциальное уравнение движения и решим его относительно ε_1 :

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_M = \frac{M_{\Sigma}^{\text{пп}}}{J_{\Sigma}^{\text{пп}}} - \frac{\omega_1^2}{2J_{\Sigma}^{\text{пп}}} \cdot \frac{dJ_{\Sigma}^{\text{пп}}}{d\varphi_1}. \quad (2.17)$$

Из равенства следует, что для определения величины ε_1 необходимо знать $M_{\Sigma}^{\text{пп}}$ и ω_1 в том положении звена, для которого определяется ε_1 , а также знать зависимость $J_{\Sigma}^{\text{пп}} = J_{\Sigma}^{\text{пп}}(\varphi_M)$, по которой определяем $\frac{dJ_{\Sigma}^{\text{пп}}}{d\varphi_1}$.

Производную определим графическим дифференцированием:

$$\frac{dJ_{\Sigma}^{\text{пп}}}{d\varphi_1} = \frac{\mu_{\varphi}}{\mu_J} \cdot \text{tg} \psi,$$

где μ_J и μ_{φ} – масштабы по осям $J_{\Sigma}^{\text{пп}}$ и φ_1 (рисунок 2.2); ψ - угол касательной.

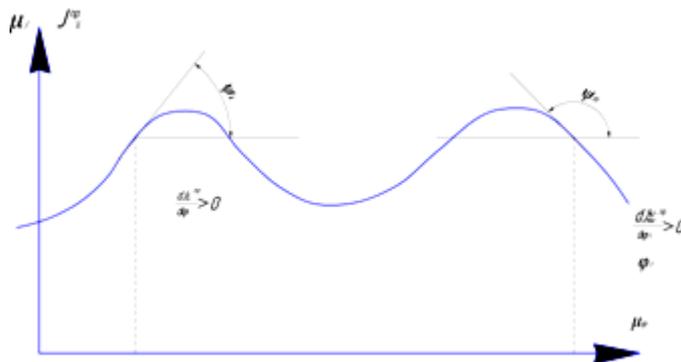


Рисунок 2.2 – Графическое дифференцирование

Из общего уравнения динамики или уравнения Д'Аламбера – Лагранжа известно, что для любой системы материальных точек суммарная работа, выполняемая всеми активными и инерционными силами в любой точке перемещения и в любом временном интервале, равна нулю.

$$\sum_{k=1}^n (P_k + \Phi_k) \cdot \delta r_k = 0,$$

где P_k и Φ_k – активная сила и сила инерции k -й материальной точки; δr_k – возможное перемещение материальной точки.

Используя уравнение Лагранжа второго рода, работу сил инерции при возможном перемещении рабочего оборудования экскаватора также выразим через кинетическую энергию системы. Предшествующими исследователями законов движения механизмов А.Н. Евграфовым, М.З. Коловским, Г.А. Тимофеевым доказано, что

$$\sum_{i=1}^N (\Phi_i \cdot \delta r_{oi} + M_{oi}^{(\Phi)} \cdot \delta \varphi_i) = \sum_{s=1}^w \left[\frac{\partial T}{\partial q_s} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) \right] \delta \dot{q}_s, \quad (2.18)$$

где $T(q_1, \dots, q_w, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_w)$ – кинетическая энергия системы, представленная как функция обобщенных координат и их производных.

Обобщенные движущие силы Q_s после некоторых преобразований приведем к виду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s + Q_{cs}, \quad S=1, \dots, w, \quad (2.19)$$

где Q_{cs} - представляют собой обобщенные силы сопротивления, соответствующие всем активным силам, кроме движущих.

$$Q_{cs} = \sum_{i=1}^N \left(P_{ci} \cdot \frac{\partial r_{oi}}{\partial q_s} + M_{oi}^{(P_c)} \cdot \frac{\partial \varphi_i}{\partial q_s} \right). \quad (20)$$

Для механизмов с одной степенью свободы (в нашем случае рабочее оборудование экскаватора) определим энергию механизма T как энергию системы n материальных точек с голономными стационарными связями:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2 + \dot{z}_k^2). \quad (2.21)$$

Поворотная платформа рассматривается как жесткая система. Поэтому координаты всех точек представлены как функции входной координаты q поворотной платформы:

$$x_k = x_k(q); y_k = y_k(q); z_k = z_k(q).$$

Следовательно, проведя некоторые предварительные расчеты, выражение (2.21) приобретет вид

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^2 \sum_{k=1}^n m_k \left[\left(\frac{dx_k}{dq} \right)^2 + \left(\frac{dy_k}{dq} \right)^2 + \left(\frac{dz_k}{dq} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot \dot{q}^2 \cdot a(q), \quad (2.22)$$

где $a(q) = \sum_{k=1}^n m_k \left[\left(\frac{dx_k}{dq} \right)^2 + \left(\frac{dy_k}{dq} \right)^2 + \left(\frac{dz_k}{dq} \right)^2 \right]$ - инерционный коэффициент.

В дальнейшем будем предполагать, что q – угловая координата поворота платформы, тогда выражение (2.22) примет вид

$$T = \frac{1}{2} a(q) \dot{q}^2. \quad (2.23)$$

Таким образом, энергетическая формула для поворотной платформ экскаватора

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q.$$

Откуда

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) = J\ddot{q}; \quad \frac{\partial T}{\partial q} = \frac{1}{2} \frac{\partial J(q)}{\partial q} \dot{q}^2;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = J\ddot{q} - \frac{1}{2} \frac{\partial J(q)}{\partial q} \dot{q}^2 = Q.$$

По результатам теоретических исследований получен вывод о том, что в динамической модели рабочего оборудования экскаватора наиболее сложными для интерпретации являются переходные процессы. Изучение угловой скорости ω и ускорения ε в период разгона и торможения поворотной платформы экскаватора поможет установить зависимость между динамическими нагрузками и энергоэффективностью процесса. Кроме того, на энергоемкость процесса влияют суммарные приведенные: момент инерции и момент движущий. Величина критических значений пределов угловой скорости и ускорения позволят разработать ряд мероприятий по сглаживанию пограничных процессов неустановившихся режимов работы.

2.1.2 Разработка математической модели процесса копания грунта при совмещенной и несовмещенной работе ковша и рукояти экскаватора в зависимости от длины выхода штока

Технологический потенциал такой землеройной машины, как экскаватор, зависят от мощности силовой установки, особенностей конструкции рабочего органа, вместимости ковша и эффективности работы его привода. Эффективность экскаватора будет определяться производительностью, КПД гидропривода, затрачиваемой мощностью на единицу объема разрабатываемого грунта, экономичностью, минимальным временем рабочего цикла и техническим состоянием гидропривода. В гидроприводах механическая энергия преобразуется в гидравлическую, в этой форме перемещается, управляется или регулируется, а затем снова преобразуется в механическую энергию.

В процессе работы экскаватора гидропривод должен обеспечить мощность, достаточную для преодоления всех сопротивлений, возникающих при копании. При этом наибольшая часть силы копания расходуется на резание грунта. Например, у бульдозера порядка 60 – 85 % от силы копания составляет сила резания, у экскаваторов эта доля составит 74 %. Таким образом, сопротивление грунта резанию доминирует в составе суммарного рабочего сопротивления землеройных машин [99, 100, 102]. Значит, при выполнении земляных работ актуально повторно использовать или преобразовывать кинетическую энергию потока рабочей жидкости, затрачиваемую на преодоление сил сопротивления. Следовательно, цель исследований заключается в оптимизации эксплуатационных и технологических параметров экскаватора, влияющих на снижение энергоемкости процессов.

Один из основных показателей эффективности работы гидропривода – его КПД. Произведение КПД гидромашин, или отношение полезной мощности гидропривода (гидродвигателя) к затрачиваемой мощности гидропривода (насоса), характеризует КПД гидропривода в целом. Рассмотрим энергетическую структуру гидропривода с учетом основных элементов системы (рисунок 2.2).

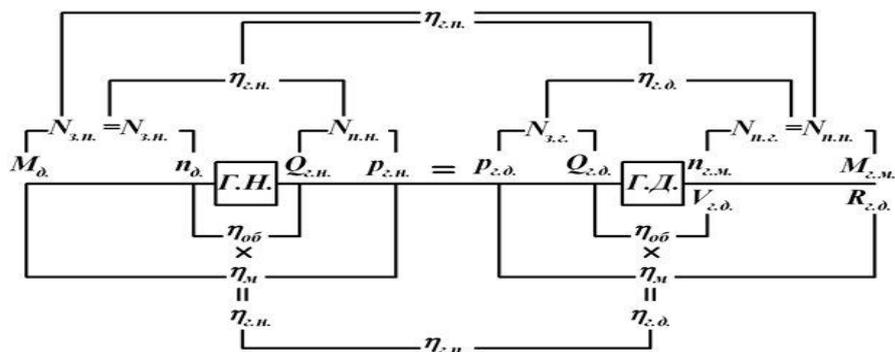


Рисунок 2.2 – Энергетическая структура объемного гидропривода

Энергетическая структура объемного гидропривода описана с учетом следующих параметров: $Г.Н.$ и $Г.Д.$ – гидронасос и гидродвигатель; M_d и n_d – момент и частота вращения вала гидронасоса; $Q_{г.н.}$ и $P_{г.н.}$ – подача и давление на выходе гидронасоса; $Q_{г.д.}$ и $P_{г.д.}$ – расход и давление на выходе гидродвигателя; $M_{г.м.}$ и $n_{г.м.}$ – крутящий момент и частота вращения вала гидромотора; $R_{г.ц.}$ и $V_{г.ц.}$ – сила и скорость перемещения штока гидроцилиндра; $N_{з.н.}$ и $N_{п.н.}$ – затрачиваемая и

полезная мощности гидронасоса соответственно; $N_{з.г}$ и $N_{п.г}$ – затрачиваемая и полезная мощности гидродвигателя соответственно; $N_{з.п}$ и $N_{п.п}$ – затрачиваемая и полезная мощности гидропривода соответственно; $\eta_{об}$ и $\eta_{м}$ – объемный и механический КПД гидромашин; $\eta_{г.н}$ и $\eta_{г.д}$ – общий КПД гидронасоса и гидродвигателей; $\eta_{г.п}$ – КПД гидропривода.

Построение математической модели процесса копания грунта (внедрение, подъем и опускание) поможет установить наиболее энергоемкую операцию в разных точках позиционирования рабочего оборудования. Энергоемкость работ также будет зависеть от работы, затраченной на преодоление сил сопротивления собственных масс оборудования и грунта в ковше. Поэтому энергоемкость операции необходимо рассмотреть с позиции работы, затраченной на преодоление сил сопротивлений от собственных масс рабочего оборудования с грунтом, и соответствия силовых характеристик гидроцилиндров данной работе. При этом принято допущение о том, что гидравлические потери в напорной гидролинии минимальны. Поэтому $P_{г.н} = P_{г.д}$ (рисунок 2.2).

Как известно, ковш является рабочим органом экскаватора, работа которого осуществляется приводом кинематических звеньев (рукоять, стрела). Значит, энергоэффективность разработки грунта ковшом будет зависеть, в том числе и от сил, действующих в гидроцилиндрах привода.

Ведущие производители выпускают ковши обратных лопат двух типов: с зубьями и с полуоткрытой режущей кромкой без зубьев. В зависимости от особенности технологического процесса разработки грунта применяемые ковши выбирают с соответствующими техническими параметрами. Согласно ГОСТ 29290-92 – «Машины землеройные. Ковши погрузчиков и погрузочные ковши экскаваторов. Расчет вместимости» от геометрических параметров ковша (B_k, R, R_1, l, r_1) зависит его вместимость. Также геометрические параметры предписывают выбор технологических режимов эксплуатации (скорость резания грунта, коэффициенты сопротивления грунта резанию, затрачиваемая мощность двигателя и гидропривода и др.). Совокупность технических и технологических параметров характеризуют затраченную энергию на полезную работу и

преодоление сил сопротивления. Оптимальное соотношение затраченной энергии гидропривода на выполнение полезной работы будет зависеть от параметров рабочего органа и характеризовать эффективность технологического процесса. У экскаваторов сила резания грунта достигает 74 % силы копания. Таким образом, в составе суммарного рабочего сопротивления землеройных машин преобладает сопротивление грунта резанию.

Процесс резания грунта заключается в следующем: в первый момент осуществляется внедрение режущей кромки ковша, затем образуется так называемый центр уплотнения (рисунок 2.3). При дальнейшем возрастании силы резания происходит скол крупного куска грунта. В момент отделения куска режущая кромка резко освобождается от нагрузки. В результате такого процесса образуется сложный характер нагружения.

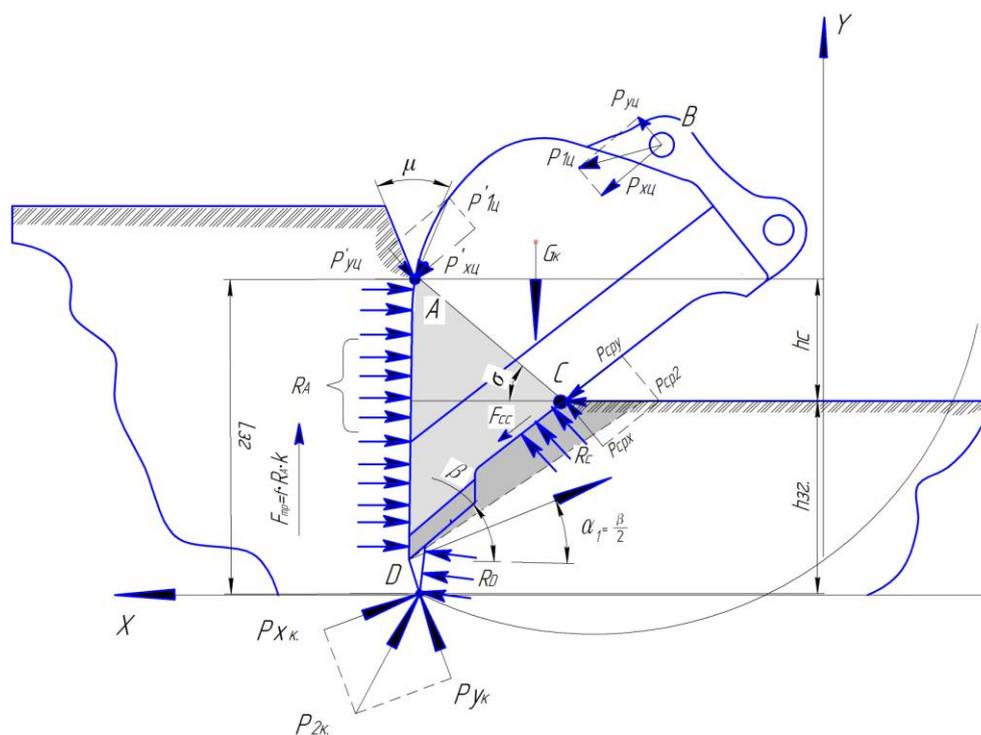


Рисунок 2.3 – Схема действия сил при внедрении ковша

Большие затраты энергии при внедрении ковша связаны с преодолением суммы сил сопротивления $\sum P_i$. Существенное значение имеют сила трения днища ковша P_{dk} (с внешней и внутренней стороны) и боковых стенок $P_{ск}$. Кроме

того, специфика свойств грунта влияет на коэффициент сопротивления грунта резанию и сопротивление сколу уплотненного массива.

При разработке глинистых и увлажненных грунтов ситуация усугубляется липучестью грунта. В процессе внедрения зуба ковша, его днище играет роль «пресса», который, смещая слои грунта, выдавливает из-под «клина» определенный процент влаги. Вытесняясь, влага плотно прижимает грунт к рабочему органу, обеспечивая слепляемость частиц грунта по всей контактной площади ковша, что увеличивает сопротивляемость грунта. Землеройные машины работают с ножами, всегда затупленными до определенной степени. Их форма и размеры изменяются вследствие абразивного воздействия грунтов. В этом случае площадка износа кромки достигает значений порядка 17 мм и более. Износ по толщине кромки незначителен, и им обычно пренебрегают.

В связи с тем, что с ростом площадки износа режущей кромке наблюдается резкий рост сопротивлений, предельную величину износа кромки экскаваторов принимают равной 11–14 мм. Зубья экскаваторов по своей режущей кромке имеют износ поверхности в виде царапин и вырывов различной глубины и ориентации, зависящих от характера выполняемой работы. Долговечность зубьев экскаватора при разработке грунтов колеблется в пределах от 237 до 715 ч. Столь малые сроки использования рабочего органа объясняются значительным увеличением силы резания при работе изношенными ножами.

Значит, для полноценного функционирования ковша необходимо соблюдать условия баланса полезных сил и сил сопротивления. Для этого гидропривод экскаватора должен обладать мощностью $N_{гп}$, достаточной для создания силы, развиваемой гидроцилиндром ковша $P_{гц}$ и обеспечивающей сдвиг пласта грунта, т.е. $\sum P_i \leq P_{гц}$. Исследуем силы, действующие при внедрении ковша в грунт (рисунок 2.4).

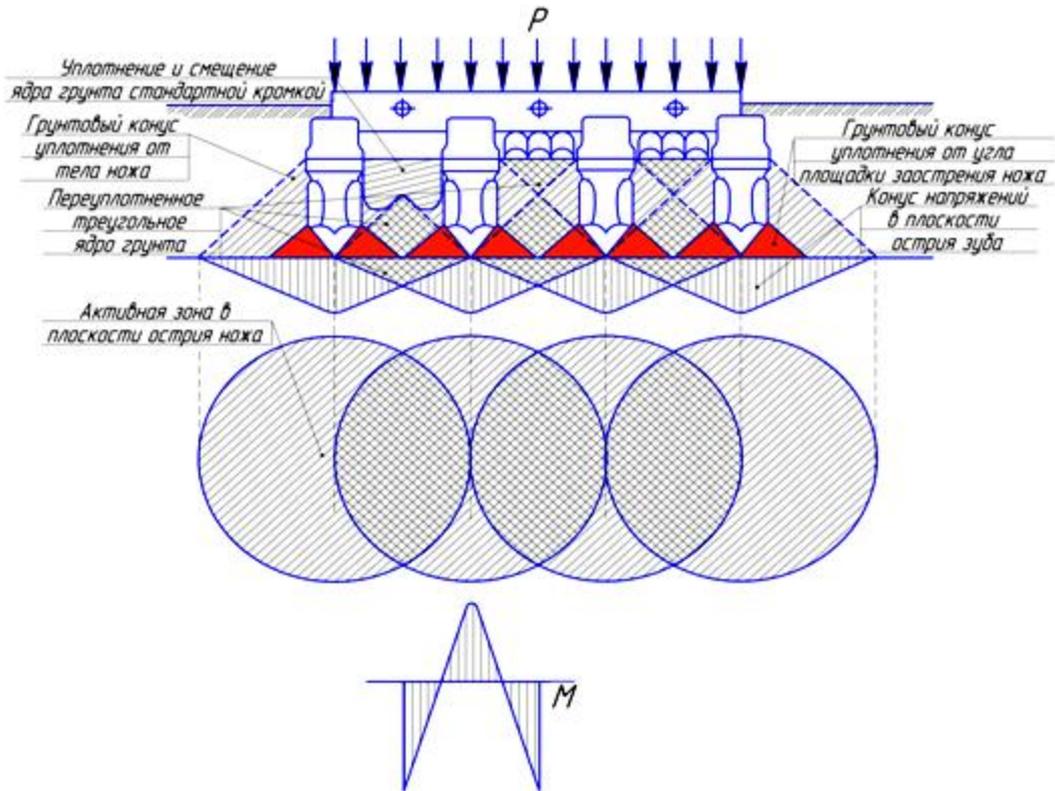


Рисунок 2.4 - Схема действующих напряжений в грунте от режущей кромки ковша

При продвижении в грунте зуб с площадкой износа преодолевает, кроме сопротивлений своей передней грани, сопротивление внешней и внутренней частей днища ковша. Площадка действия силы трения грунта показана отрезком AD (рисунок 2.3) [107]. Силу трения запишем как

$$F_{\text{тр}}^A = f_d \cdot R_A \cdot k, \quad (2.24)$$

где f_d – коэффициент сопротивления перемещению относительно поверхности стенки ковша, вызванному силой трения грунта о металл, $f_d = (0,6 \dots 0,85)f$; R_A – реакция сил грунта на днище ковша, Н; k – коэффициент липкости грунта.

$$R_A = P'_{1ц} \cdot \cos \mu \cdot \left(\frac{h_c + h_{зг}}{h_{зг}} \right), \quad (2.25)$$

где μ – угол трения задней стенки ковша о грунт; h_c , $h_{зг}$ – высота формируемой стружки и глубина внедрения (заглубления) соответственно, м.

Аппроксимируя значения сил реакции с учетом корректирующих коэффициентов, полином зависимости значений реакции сил грунта, действующих на днище ковша, от угла трения днища относительно грунта примет вид

$$R_A = -0,0961\mu^2 + 21,669\mu - 685,57. \quad (2.26)$$

Коэффициент корреляции составляет $R^2 = 0,8377$. Уравнение верно при $\mu \in (43 \dots 60)^0$.

При продвижении в грунте нож с площадкой износа преодолевает, кроме сопротивлений своей передней грани, сопротивление площадки износа, которая образуется под некоторым отрицательным углом к преобладающей траектории резания.

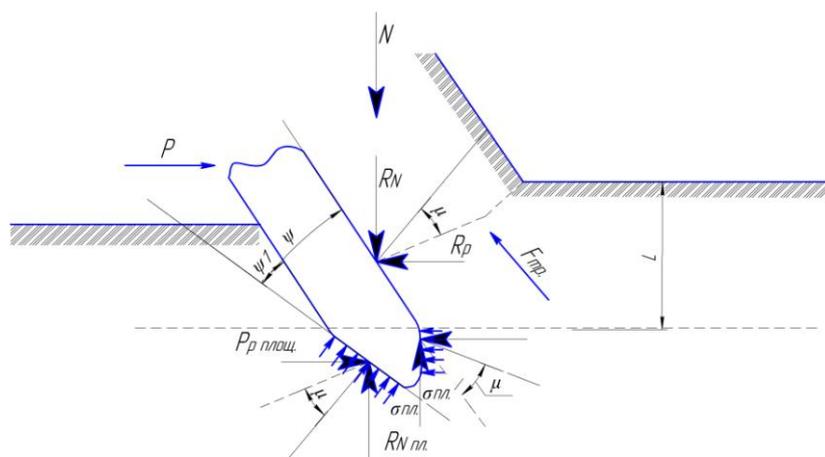


Рисунок 2.5 – Схема сил, действующих на изношенный зуб ковша

Сопротивления площадки износа слагаются из нормальных и касательных сопротивлений сжатию и снятию грунта (см. рисунок 2.4). Учитывая площадь изношенной части зуба как угол отклонения проектной поверхности ψ_1 (см. рисунок 2.5), определим силу трения на режущей кромке зуба $F_{\text{тр}}^D$ через зависимость

$$F_{\text{тр}}^D = f \cdot R_D \cdot \text{ctg}(\Psi_1 + \mu), \quad (2.27)$$

где ψ_1 – угол наклона к площадке износа по отношению к траектории зуба ковша.

Величину силы сопротивления разрушению слоев грунта в точке C определим по зависимости

$$F_{cp} = R_c \cdot \sigma_1, \quad (2.28)$$

где σ_1 – коэффициент сопротивления сдвигу слоя грунта по отношению к траектории; R_c – реакция сил грунта о грунт при сдвиги слоя в точке «С» (рис.2.4).

Сила, характеризующая сцепление частиц между слоями грунта F_{cc} , дополняет суммарное сопротивление грунта при внедрении ковша (см. рисунок 2.4) и определяется по зависимости

$$F_{cc} = AL_{зг} \cdot \frac{\cos \mu \cdot \varphi}{\cos (\sigma - \mu)}, \quad (2.29)$$

где A – ширина внутренней стенки ковша, м; φ – коэффициент сцепления слоев грунта; σ – угол площадки износа.

Нужно отметить, что силы трения $F_{тр}$, сила сцепления слоев F_{cc} , силы нормального давления неразрывно зависят от геометрических параметров элементов ковша и физико-механических свойств грунта.

Степень уплотнения грунта будет изменяться в зависимости от величины заглубления ковша, значит, и сила трения изменится $F_{тр} \div \frac{h_1}{h_2}$. При дальнейшей траектории движения внутренняя стенка ковша будет испытывать реакцию сил от массива, формируемого объемом заполнения AD , а также от сопротивления изношенной площадки зуба $F_{из.пл}$ и силы сцепления грунта P_{cp} в точке C . По мере внедрения ковша на величину длины передней стенки технологически будет изменяться угол поворота ковша β , угол трения μ и угол сопротивления сцеплению массива σ . В этот момент силы сопротивления у вершин треугольника ACD будут возрастать до момента резкого снятия нагрузки с режущей кромки ковша, т.е. до полной наполняемости ковша и отрыву сформированного массива грунта. Следовательно,

$$\sum F_i = F_{\text{тр}}^A + F_{\text{тр}}^D + F_{\text{ср}}. \quad (2.30)$$

По величине одной из составляющих сил сопротивления грунта, угла трения ковша о грунт и угла резания можно определить вторую составляющую силу, а также результирующую силу дополнительных сопротивлений, среднее давление на контактной площадке стенки ковша $\sigma_{\text{пл}}^{\text{к}}$ и среднее касательное напряжение на ней $\tau_{\text{пл}}$. Среднее давление на контактную площадку имеет вид

$$\sigma_{\text{пл}}^{\text{к}} = \frac{R_A \cdot \cos \mu}{S_{\text{пк}} \cdot \cos(\sigma + \tau_{\text{пл}})}, \quad (2.31)$$

где $\sigma_{\text{пл}}^{\text{к}}$ – среднее давление на контактной площадке стенки ковша Н/м²; $S_{\text{пк}}$ – площадь задней и передней стенок ковша, м².

При этом эпюра давлений имеет вид выпуклого криволинейного треугольника с наибольшей ординатой в точках площадки, наиболее удаленных от режущей кромки.

Из данного выражения можно выразить реакцию сил R_A на контактную поверхность, которая влияет на величину силы трения $F_{\text{тр}}^{\sigma}$.

$$F_{\text{тр}}^{\sigma} = \sigma_{\text{пл}}^{\text{к}} \cdot S_{\text{пк}}. \quad (2.32)$$

Работу, совершаемую ковшом экскаватора в процессе заглубления $A_{\text{зг}}$, определим как

$$A_{\text{зг}} = \int_0^{L_{\text{зг}}} \sum F_i \cdot dL_i. \quad (2.33)$$

где $\sum F_i$ – сумма сил, действующих на всем перемещении ковша до момента заглубления, кН.

Тогда энергоемкость рабочей операции будет представлена как

$$E_{\text{зг}} = \frac{A_{\text{зг}} \cdot \varphi \cdot t_{\text{зг}}}{q_{\text{к}}}, \quad (2.34)$$

где φ – коэффициент сцепления слоев грунта; $t_{\text{зг}}$ – время заглубления.

Значит, чем больше габариты ковша и величина износа режущей кромки, тем больше площадь контактной поверхности и тем больше по величине силы трения. Следовательно, гидропривод должен иметь большую мощность $N_{гп}$, чтобы создать достаточную силу на гидроцилиндре ковша для преодоления сил сопротивления. Энергоемкость процесса заглубления будет повышаться с увеличением сил трения, зависящих и от габаритов ковша экскаватора.

Важным показателем эффективности работы экскаватора является удельная мощность гидропривода на единицу вместимости ковша:

$$n_{уд}^г = N_{гп} / q_k = f(\Pi_э). \quad (2.35)$$

Именно этот показатель характеризует затрачиваемую энергию силовой установки и гидропривода при работе гидроцилиндров и рабочего оборудования. Рабочее оборудование осуществляет большое число совмещаемых операций в цикле и влияет на функционирование гидропривода в тяжелых нагрузочных режимах. Для гидравлического экскаватора рабочее оборудование обратной лопаты необходимо считать расчетным и определяющим мощностные, силовые и энергоэффективные характеристики привода и его исполнительных механизмов.

Адекватность удельной мощности обосновывается влиянием коэффициента плотности грунта (рабочая среда), сил сопротивления, снижением КПД, гидравлических потерь и энергоемкости тактов экскавационного цикла. Существенное влияние на энергоемкость и энергоэффективность гидропривода оказывает система «рабочий орган – среда». В свою очередь, рабочее оборудование позиционируется как взаимосвязанная система, предопределяющая технологические характеристики экскаватора. Один из основных показателей ковша – вместимость, который обеспечивает полноценный цикл работ и эффективность экскаватора. Однако до сих пор существуют пробелы в обосновании степени влияния геометрических параметров рабочего органа на энергоэффективность и технологичность гидропривода.

С увеличением номинальной мощности гидропривода $N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}$ и вместимости ковша q_k его линейные размеры увеличиваются пропорционально степени $1/3$ этих параметров. Для объективности данных необходимо получить корреляционные зависимости геометрических и технологических параметров рабочих органов экскаваторов (м) от (кВт) (рисунок 2.6).

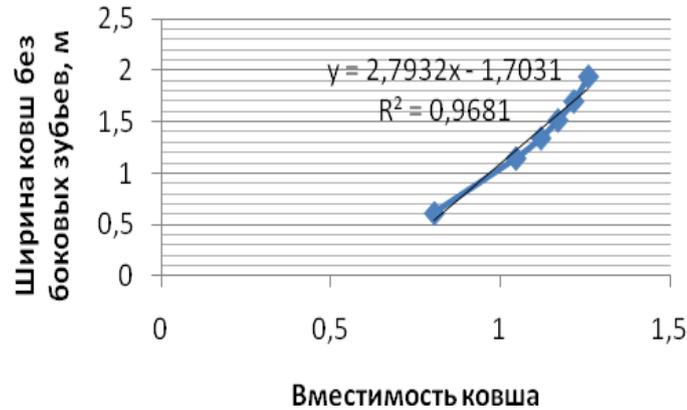


Рисунок 2.6 – Зависимость ширины ковша экскаватора от его вместимости, м³

Исходя из графика (рисунок 2.6), равенство, определяющее ширину ковша по внутреннему замеру, B_k , определим по следующей зависимости:

$$B_k = 2,793 \cdot \sqrt[3]{q_k} - 1,703. \quad (2.36)$$

Геометрические параметры режущей части должны быть сопоставимы сопротивлению грунта. Устанавливая крайние зубья заподлицо с боковыми стенками, можно исключить боковые стенки ковша из процесса резания (вызывает дополнительное сопротивление и затраты мощности). Ширину зубьев ковша в зависимости от его вместимости определяют из равенства

$$b = 0,11 \sqrt[3]{q_k}.$$

Определяем промежутки между зубьями:

$$a = (2,5 \div 3); b = (2,5 \div 3).$$

Как известно, к основным параметрам гидропривода относится и номинальная мощность $N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}$ [55]. Поэтому с целью проектирования рабочего оборудования необходимо представить зависимость между геометрическими параметрами ковша экскаватора и мощностными характеристиками гидропривода. Для минимизации погрешности расчетов и проектирования необходимо установить аппроксимирующие коэффициенты математического аппарата. Исходя из графика (см. рисунок 2.6), равенство, устанавливающее ширину ковша B_k по номинальной мощности гидропривода, определим по следующей зависимости:

$$B_k = 0,930 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}} - 1,211. \quad (2.37)$$

Аналогично проводим аппроксимацию зависимостей и других геометрических размеров ковша: радиус, описываемый передней стенки ковша (рисунок 2.7) $R = 0,436 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}} + 0,197 (R^2 = 0,90)$; радиус, описываемый режущей кромкой зуба ковша $R_1 = 0,459 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}} + 0,264 (R^2 = 0,914)$; длину передней стенки $l = 0,969 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}} - 1,303 (R^2 = 0,983)$; радиусы закруглений корпуса $r_1 = 0,248 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{НОМ}}^{\text{ГП}}} - 0,025$.

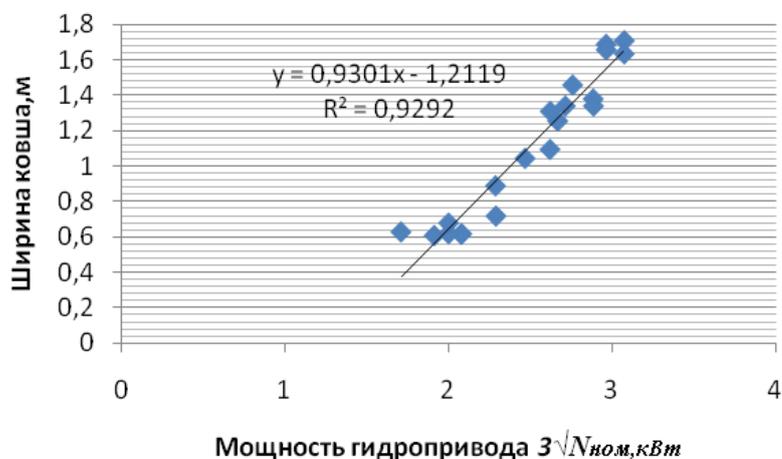


Рисунок 2.7 – Зависимость ширины ковша экскаватора B_k от номинальной мощности гидропривода

Результаты аппроксимации – значения коэффициентов пропорциональности k и свободных членов a – приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения коэффициентов пропорциональности k и свободных членов a

Геометрический параметр ковша	k	a , м
Ширина ковша, B_k	0,93	-1,211
Радиус, описываемый кромкой ковша, R	0,436	0,197
Радиус, описываемый кромкой зуба, R_1	0,459	0,264
Длина передней стенки, l	0,969	-1,303
Радиусы закруглений корпуса, r_1	0,248	-0,025

Проведя аналитические исследования, удалось обосновать зависимости между геометрическими параметрами ковша (B_k , R , R_1 , l , r_1) и технологическим параметром гидропривода $N_{\text{ном}}^{\text{гп}}$. Полученные выражения более точно описывают математическую модель взаимодействия конструктивно технологической системы «гидропривод – рабочий орган».

Ранее установлено, что возникающие сопротивления при наиболее энергоемких операциях приходятся на рукоять и ковш экскаватора. В своих научных исследованиях К.А. Артемьев, Ю.А. Ветров, А.И. Демиденко, Н.Г. Домбровский, А.М. Завьялов, В.Н. Кузнецова, А.М. Лукин, А.К. Муравский, И.А. Недорезов, Ю.Е. Пономаренко, В.Н. Тарасов и др. доказали, что величина значений сопротивлений зависит не только от реологических свойств грунта, но и от геометрии ковша [72, 96, 97, 118, 193]. Преодоление сопутствующих сопротивлений происходит благодаря эффективной работе гидропривода, которая оценивается эффективной мощностью или общим КПД. Учитывая реологию грунта и мощностные характеристики силовой установки и гидропривода и применив полученные зависимости, появилась возможность оптимизировать соотношение вместимости ковша к номинальной мощности гидропривода. Это позволит более полно использовать эффективную мощность привода и снизить энергозатраты при эффективной производительности. Таким образом, аналитические зависимости между геометрическими параметрами ковша экскаватора и технологическими характеристиками гидропривода позволят более

точно проектировать рабочее оборудование. При исследовании системы «рабочий орган – среда» указанные зависимости дополняют математическую модель динамических процессов ЭП. Кроме того, предложенные зависимости частично решают задачу по определению энергетических затрат на единицу разработанного грунта. Для минимизации погрешности расчетов и проектирования установлены аппроксимирующие коэффициенты. Как показывают установленные зависимости, геометрические характеристики рабочего органа экскаватора оказывают существенное влияние на степень загруженности гидропривода и его технологические характеристики.

Работа, выполняемая ковшом, также будет зависеть от мощности, создаваемой в гидроцилиндрах рабочего оборудования. Значит, при построении математической модели рабочего процесса необходимо учесть сумму сил и моментов, совершающих работу при разном положении рабочего оборудования. Модель конструктивно-технологической системы «рабочий орган – среда» обеспечивает максимально-эффективную величину силы, необходимой на преодоление сопротивления резания грунта. Сохранение условия неравенства сил сопротивлений и сил резания грунта $R_c < R_p$ зависит от геометрических характеристик рабочего оборудования, места концентрации напряжений, величины моментов изгиба (элементов ковша, рукояти и стрелы), динамических нагрузок и др. Геометрия ковша задает условия и пределы характеристик энергоэффективной работы гидроцилиндров рабочего оборудования, а также технических и технологических параметров гидропривода и его элементов.

Для обоснованной разработки конструктивно-технологических мероприятий по энергоэффективности гидропривода необходимо исследовать работу, затрачиваемую рукоятью на преодоление сопротивлений грунта копанию (рисунок 2.8). На данном этапе необходимо учесть факторы, влияющие на полную работу, совершаемую ковшом: удельное сопротивление грунта копанию, k_1 ; коэффициент энергоемкости, применяемый в стандартных расчетах, не дает полной картины эффективного использования энергии. Наиболее адекватно закон изменения энергоемкости на всех этапах резания опишет разработанная

зависимость КПД гидропривода от возникающей максимальной силы $\eta_{\text{общ}} = 0,00002 R_k^2 - 0,0073 R + 1,1075$ при сопротивлении копания ковшом. Н величину силы сопротивления существенное влияние окажут вместимости ковша, q , глубины копания, H_p , радиус, описываемый режущей кромкой зуба при повороте ковша, R_1 [62]. При исследовании динамических характеристик гидропривода угол поворота ковша целесообразно выразить через ход поршня $S_{\text{ш.ц}}$. Именно этот показатель при построении математической модели позволит учесть затрачиваемую силу на каждом промежутке отрезка при повороте ковша на n^0 по ранее найденной аналитической зависимости $S_{\text{ш.ц}} = 0,00002 \cdot R_k^{2,0674}$.

$$A_p = k_1 \cdot \eta_{\text{общ}} \cdot \int_0^{S_{\text{ш.ц}}} q \left(1 - \frac{dS_{\text{ш.ц}} (1 - \cos \tau)}{H_p} \right), \quad (2.38)$$

где $A_p = 185,2$ кДж; $k_1 = 227$ кПа – удельное сопротивление грунта копанию; $\eta_{\text{общ}}$ – КПД гидропривода при работе ковшом при максимальном сопротивлении грунта, $\eta_{\text{общ}} = 0,74$; q – вместимость ковша, $q = 1,4$ м³; $R_1 = 0,459 \cdot \sqrt[3]{N_{\text{ном}}^{\text{гп}} + 0,264}$ – радиус, описываемый режущей кромкой зуба ковша, выразим через ход поршня $S_{\text{ш.ц}} = 0,00002 R_k^{2,0674}$ при максимально затрачиваемой мощности на преодоление сопротивления резания грунта. $S_{\text{ш.ц}} = 1,35$ м; $H_p = 4,84$ – заданная глубина копания, м; τ – угол наклона откоса безопасности стоянки экскаватора, $\tau = 75^\circ 30'$.

При динамическом нагружении гидропривода силы тяжести рабочего оборудования, ковша с грунтом и гидродвигателей существенно повлияют на работу A_G (кДж), совершаемую для преодоления сил сопротивления при перемещении [72, 73].

В стандартных проектировочных расчетах массу ковша m_k (т) принимают относительно его вместимости q (м³), т.е. $m_k = m_{\text{к.уд}} \cdot q$, где $m_{\text{к.уд}}$ – удельная масса, на единицу вместимости ковша, принимаемая равной $0,85$ т/м³ с учетом плотности материала [73, 90]. При вместимости ковша $q = 1,4$ м³, применяемого

при разработке грунта плотностью $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$ при общем назначении экскаваторов *Komatsu PC 300*.

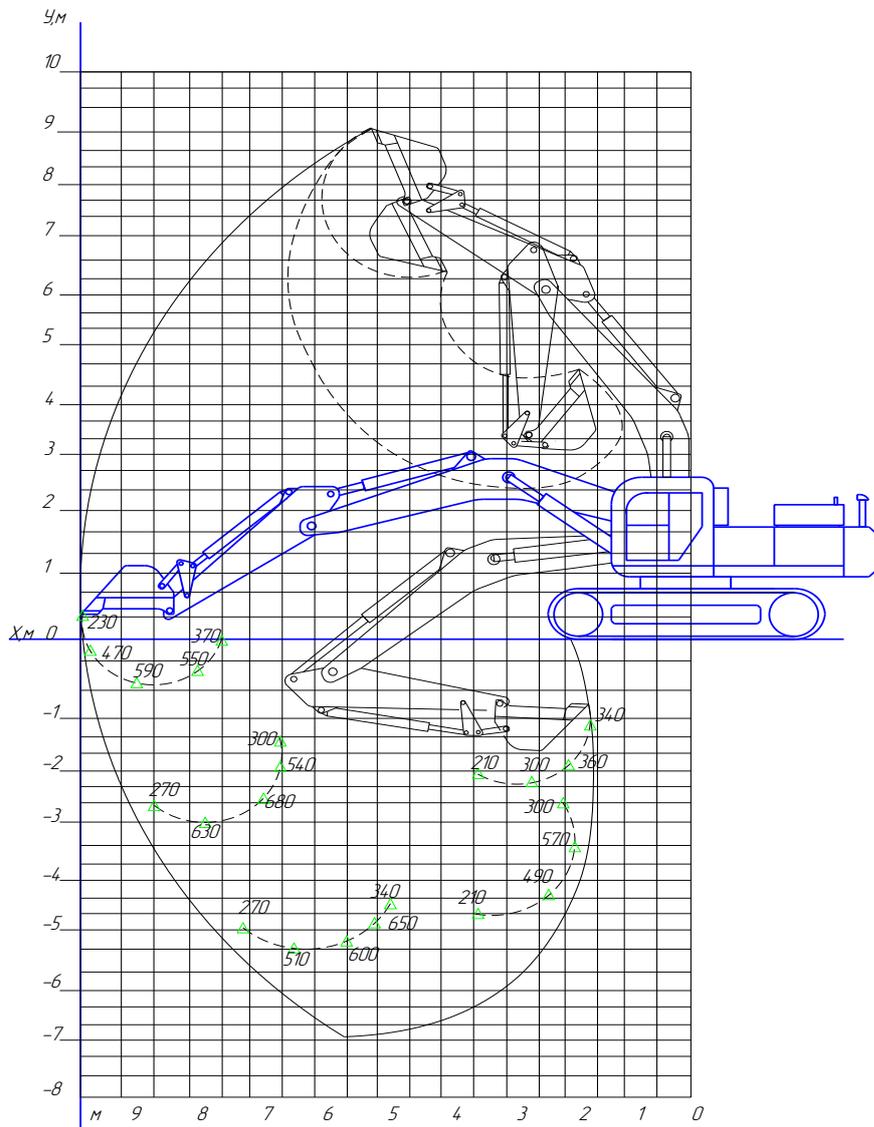


Рисунок 2.8 – Возможные значения сил сопротивления

резания грунта при различном позиционировании зуба ковша экскаватора

Массы металлоконструкции рукояти $m_p = 830 \text{ кг}$ и стрелы $m_c = 1693 \text{ кг}$ определили приближенно:

$$m_p = 1,2 m_{\text{уд}} \cdot l_p \quad \text{и} \quad m_c = 1,1 m_{\text{уд}} \cdot l_c.$$

Массу грунта в ковше m_r определим как

$$m_r = \rho \cdot q.$$

Другие авторы [28, 29] для установления затрачиваемой энергии гидропривода на разработку грунта учитывают силы тяжести рабочего оборудования и воздействия $g = 9,81$. Все эти показатели условные и относятся

больше к расчету конструктивно-технологических параметров в статической системе. Поэтому в качестве более точного представления примем динамический фактор D_p , учитывающий инерцию и силы сопротивления.

Сила тяжести рукояти:

$$G_p = \frac{m_{p.q}}{D_p} ; \quad (2.39)$$

$$G_p = (0,83 \cdot 9,81) / 0,76 = 10,713 \text{ кН}.$$

Силу тяжести стрелы, ковша и грунта в ковше определяли аналогичным способом. Далее определим работу, затрачиваемую на преодоление сопротивления сил тяжести рабочего оборудования и грунта в ковше $A_G = 194,93$ кДж на указанных перемещениях (рисунок 2.9):

$$A_G = (G_k + G_r) \cdot h_{\max K} + G_p \cdot h_p + G_c \cdot h_c . \quad (2.40)$$

Полную работу $A_\Sigma = 380$ кДж, связанную с преодолением сопротивлений грунта копанию и перемещению рабочего оборудования с грунтом, определим суммой

$$\Sigma A = A_p + A_G .$$

При расчете выполняемой работы гидроцилиндром рукояти необходимо учесть потери на трение и режимы, в которых они эксплуатируются (зачерпывание и выгрузка грунта).

Фактическая сила на штоке гидроцилиндра определяется в зависимости от схемы включения. В известных методиках потери при перемещении жидкости от насоса к гидроцилиндру принимают примерно 10 % от номинального, создаваемого насосом [51, 94, 159]. Для реальных условий эксплуатации не приемлема приближенность в 10 %, т.к. давление в напорной и сливной полостях значительно изменяется при разных режимах работы и тактах экскавационного цикла «подъем-опускание».

Так, для режима зачерпывания грунта, учитывая потери давления при местных сопротивлениях ζ (штуцеры, фильтры и т.д.) трубопроводов λ (гибкие и жесткие), силу, создаваемую на штоке гидроцилиндра, рассчитаем из выражения:

$$R_{\text{ц}}^3 = [(P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{н}}) \cdot F_{\text{п}} - \Delta P_{\text{сл}} \cdot F_{\text{ш}}] \cdot \eta_{\text{гм.ц}}, \quad (2.41)$$

где $R_{\text{ц}}^3 = 157,26$ кН; $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление насоса; $\Delta P_{\text{н}}$ и $\Delta P_{\text{сл}}$ – гидравлические потери соответственно в напорной и сливной гидролиниях (определены в работе ранее); $F_{\text{п}}$ – площадь поршня; $F_{\text{ш}}$ – площадь штока; $\eta_{\text{гм.ц}}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

С изменением силы, создаваемой на штоке гидроцилиндра, наблюдается динамика процесса изменения концентраций напряжения на внутренней поверхности гильзы цилиндра.

$$\sigma = P_{\text{м}} \frac{d_{\text{к}}}{D_{\text{н}} \cdot d_{\text{к}}}, \quad (2.42)$$

где $P_{\text{м}}$ – максимальное давление созданное системой в гидроцилиндре рукояти; $d_{\text{к}}$ – внутренний диаметр гидроцилиндра; $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр гидроцилиндра; $\sigma = 87,5$ МПа.

Напряжение изгиба штока гидроцилиндра

$$\sigma = \frac{P_{\text{max}}}{f \cdot \varphi}, \quad (2.43)$$

где P_{max} – максимальная сила в гидроцилиндре рукояти; f – площадь штока в его сечении, см^2 ; φ – коэффициент снижения допускаемого напряжения.

Напряжение в основном сечении штока

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{\frac{\pi \cdot d_{\Gamma}^2}{4}}. \quad (2.44)$$

Работу гидроцилиндра рукояти $A_{\Gamma\Gamma} = 287$ кДж в заданных условиях и режимах представляем как произведение силы на штоке R_{Γ} на ход поршня S_{Γ} [35, 68]. Аналогично определяли силу на штоке гидроцилиндра рукояти при операции выгрузки грунта из ковша $R_{\Gamma}^B = 67$ кН и $A_{\Gamma\Gamma} = 122$ кДж.

Один из энергоемких тактов – зачерпывание грунта ковшом. Работа $A_{\kappa} = 282$ кДж, затрачиваемая на преодоление сопротивлений грунта копанию с учетом наполнения ковша и твердых включений инородных тел ($\xi = 1,2$ для глин и суглинков), определит критерий эффективной работы гидропривода и его силовых гидродвигателей:

$$A_{\kappa} = k_1 \cdot \eta_{\text{общ}} \cdot q \cdot \xi. \quad (2.45)$$

Энергоэффективность работы гидропривода определяется возможностью преодолевать сопротивление грунта копанию в крайних положениях ковша равными силами, приложенными к поршню штока гидроцилиндра. Несоблюдение силового баланса приводит к перегрузке гидроцилиндра в энергоемком положении и недоиспользованию его мощностного запаса в другом положении.

При исследовании работы, затраченной на преодоление рабочим оборудованием экскаватора сил сопротивления при энергоемких процессах, установлено, что наиболее нагруженными элементами являются ковш и рукоять экскаватора (см. рисунок 2.8). Значительные нагрузки возникают в гидроцилиндре поворота ковша при максимальной глубине и максимальной высоте копания относительно уровня стояния. Если наибольшая сила на режущей кромке зуба ковша не может быть достигнута из-за ограниченной силы реакции в гидроцилиндре рукояти, то в известных методиках рекомендуют за расчетное принимать положение, в котором рукоять имеет угол наклона, обеспечивающий развитие максимальной силы на режущей кромке ковша, что согласуется с расчетным расположением рукояти P_{3p} (рисунок 2.9) и ковша $P_{3\kappa}$ (рисунок 2.10).

Кроме того, выполнение равновесных условий баланса, преодоления сил сопротивления, обеспечение полезной работы (КПД), заданные проектные и технологические параметры элементов гидропривода определяют силовые гидродвигатели. При максимально нагруженном рабочем цикле на силовые характеристики и эффективность работы гидропривода влияют геометрические параметры и координатные точки ковша в заданном пространстве.

Для адекватности оценки энергоемкости операций и исследования зависимости силовых составляющих гидродвигателя и рабочего оборудования предлагаем основываться не на угловом перемещении в пространстве исследуемого элемента конструкции, а на величине хода штока гидроцилиндра (ковша, рукояти, стрелы). Адекватность данного показателя обосновывается установленной ранее зависимостью величины выхода штока $S_{ш}$ из цилиндра от создаваемой силы R на нем в процессе эксплуатации $S_{ш} = 0,00002 R_k^{2,0674}$ (рисунок 2.11).

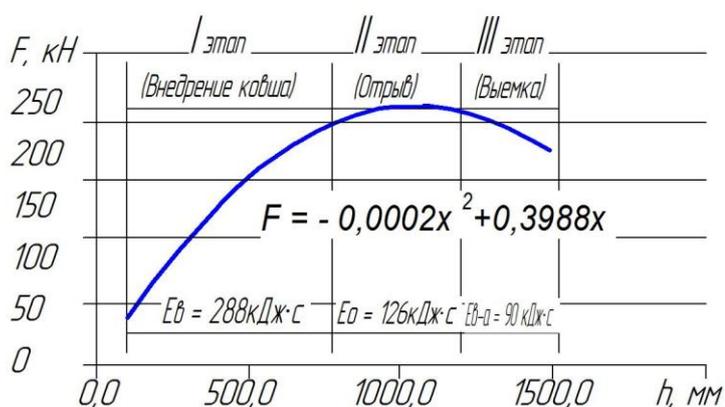


Рисунок 2.11 – Зависимость силы, создаваемой на штоке, от хода поршня гидроцилиндра ковша при разработке грунта $\rho = 1,7 \text{ т/м}^3$

Таким образом, ход поршня гидроцилиндра будет характеризовать выход штока и координаты расположения ковша и (или) рукояти, а также силу, действующую на данный гидроцилиндр. Характер и причины изменения кривой описаны нами ранее. Необходимо напомнить, что описываемая парабола характеризует процесс разработки грунта (внедрение, отрыв, набор и выемка). Каждому этапу соответствует свое значение R , создаваемое на штоке

гидроцилиндра, и однозначно характеризует наиболее энергоемкую операцию. Максимальная величина силы $R_{\max} = 227$ кН приходится на операции внедрения ковша и отрыва грунта, что соответствует ходу штока $S_{\text{ш.ц}} = 1,1 - 1,23$ м и расположению рукояти стрелы и ковша $P_{1р} - P_{4ф}$ (см. рисунок 2.9). Далее происходит выемка и подъем грунта при значительно меньших силах $R = 120 - 150$ кН и положению ковша $P_{5р}$ (рисунок 2.9). Зависимость выхода штока из цилиндра более точно характеризует энергетические процессы экскавации грунта и координаты пространственных положений рабочего оборудования. Величина воздействия реакции сил на гидроцилиндр исследуемого органа зависит от позиционирования рабочего оборудования в заданных координатах и воздействия рабочей среды. Построение уравнений реакций сил через силовой элемент и (или) звено (шток), преобразующий энергию потока рабочей жидкости в механическую работу органа, целесообразно согласовать с величиной хода штока. Согласование и установление зависимостей радиуса и угла поворота элементов рабочего оборудования от хода штока при действующих переменных силах на нем в различных режимах разработки грунта позволит регламентировать технические и технологические характеристики гидропривода. Максимальная сила при не полностью выдвинутом штоке подтверждает отсутствие необходимости эксплуатации гидроцилиндра на максимальном рычаге штока, что согласуется с расчетами предшествующих исследований П.П. Авдеева, И.В. Бояркиной, Ю.Г. Воронихина, Н.Г. Гринчар, Д.В. Драгомирова, Ю.А. Девяткина, И.Ю. Иванов, Д.Ю. Кобзова, В.Н. Тарасова, В.С. Шестакова [9, 28, 64, 67, 78, 90, 191, 214].

Определяя наибольшую силу реакции, которая возникает в цилиндре рукояти, $P_{\text{цр}}$, кН, в заданной системе координат, руководствуемся основными законами теоретической механики. Соответственно, длина рычага, на который воздействует сила, интерпретируется как ход штока, характеризующий также силу, создаваемую в процессе экскавации на определенный шаг выхода штока при заглублении ковша.

Определим силу реакции, которая возникает в цилиндре рукояти в положении P_{5p} (рисунок 2.9):

$$\begin{aligned} \Sigma M_B = 0; \\ - R_{ЦP5} \cdot (r_{ЦP5}) + G_{К.ГР} \cdot (r_{К.ГР5}) + \\ + G_P \cdot (r_{К.ГР5}) + G_P \cdot (r_{P5}) + F_{CP} \cdot (\rho) = 0; \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$R_{ЦP5} = \frac{1}{S_{ш.ц.}} \cdot (G_{К.ГР} \cdot (S_{ш.ц.P5}) + G_P \cdot (S_{ш.ц.К.ГР5}) + F_{CP} \cdot (S_{ш.ц.P5} + S_{ш.ц.К.ГР5})),$$

где $R_{цp5}$ - сила реакции, возникающая в цилиндре рукояти в положении P_{5p} ($R_{цp5} = 330$ кН); $S_{ш.ц} = 0,00002 R_k^{2,0674}$ – ранее установленная зависимость хода штока i -го звена при создаваемой силе в заданном пространственном положении, соответствующая углам поворота оборудования, м. Аналогично определена сила реакции, которая возникает в цилиндре рукояти в положении R_n . Данные сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Значение реактивной силы, возникающей в цилиндре рукояти

№ позиции	Реакция сила, кН, возникающая в цилиндре рукояти в положении P_n при $S_{ш.ц}$	
1	$P_{ц1}^p$	298,6
2	$P_{ц2}^p$	258,0
3	$P_{ц3}^p$	251,0
4	$P_{ц4}^p$	280,8
5	$P_{ц5}^p$	330,3

Установлено, что наибольшая сила реакции в цилиндре рукояти будет возникать в положении P_5 . Максимальная сила реакции в цилиндре рукояти $R_{ЦPmax} = 396$ кН при условии: максимальное давление в гидроцилиндре принимаем равным $p_{max} = 32$ МПа; диаметр поршня гидроцилиндра рукояти $d = 0,16$ м³.

$$R_{ЦPmax} = p_{max} \cdot F_{ЦP},$$

где p_{max} – максимальное давление в поршневой полости цилиндре рукояти, кН.

В момент копания грунта ковшом на его режущей кромке развивается сила соответствующая положению рукояти P_5 (см. рисунки 2.9, 2.10):

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{1-5} \cdot (\rho) - P_{ЦП} \cdot (r_{ЦП5}) + G_{К.ГР} \cdot (r_{К.ГР}) + G_P \cdot (r_{P5}) = 0; \quad (2.47)$$

$$R_{1-5} = 1/\rho \cdot (P_{ЦП} \cdot (r_{ЦП5}) - G_{К.ГР} \cdot (r_{К.ГР}) - G_P \cdot (r_{P5})).$$

Подставив значение $S_{ш.ц} = 0,00002 R_k^{2,0674}$ в выражение (2.47), получим:

$$P_{1-5} = \frac{1}{S_{ш.ц.к} + S_{ш.ц.к.ГР}} \cdot (K_{ЦП} \cdot (S_{ш.ц.П1-5}) - G_{К.ГР} \cdot (S_{ш.ц.к.ГР1-5}) - G_P \cdot (S_{ш.ц.П1-5})). \quad (2.48)$$

Аналогично определим силу, развиваемую на режущей кромке в последующих положениях ковша (см. рисунок 2.9).

Работу A_{1-5} , совершаемую ковшом в положении (1-5) (см. рисунок 2.9), определим с учетом действующих сил реакции R_{1-5} на определенном интервале длины выхода штока $S_{ш}$:

$$A_{1-5} = \int_0^{S_{ш.ц}} \sum R_{1-5} \cdot dS_{ш.ц.i}, \quad (2.49)$$

где $t_{пов}$ – время, затраченное на поворот ковша до положения 1-5.

Энергоемкость данного процесса, E , оценим удельной энергией, затраченной на единицу разрабатываемого грунта [180].

$$E = \frac{A_{1-5} \cdot t_{пов}}{q_k}. \quad (2.50)$$

Как известно, динамическими звеньями рабочего оборудования являются гидроцилиндры, которые задают относительное движение стрелы, рукояти и ковша. Полученные уравнения эффективной работы и сил сопротивлений в гидроцилиндрах можем справедливо отнести к математической модели энергоемкости рабочего оборудования экскаватора.

Таблица 2.3 – Значение силы, развиваемой на режущей кромке ковша

№ позиции	Сила, развиваемая на режущей кромке в положении P_{n-i} при $S_{ш.ц.i}$	
1	$P_{ц1-5}^k$	156,8
2	$P_{ц1-3}^k$	341,3
3	$P_{ц1-1}^k$	264,5

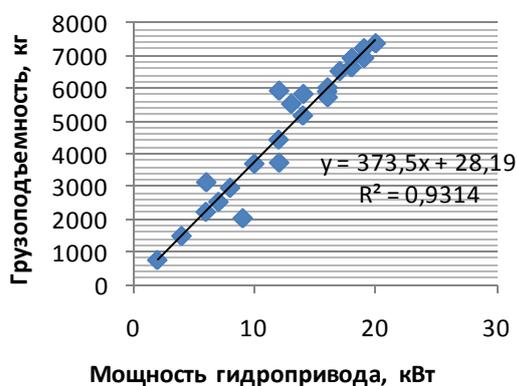
Из таблицы 2.3 видно, что сила на режущей кромке ковша для положения $P_{ц1-3}^k$ (см. рисунок 2.10) равна 341,31 кН. Эта величина является максимальной, т.к. в этом положении плечо гидроцилиндра рукояти относительно шарнира будет максимальным.

При максимально опущенной вниз стреле копание совершается движением рукояти снизу вверх без участия ковша. На исследуемой траектории движения участок P_1 для гидроцилиндра стрелы будет наиболее нагруженным, т.к. плечо гидроцилиндра стрелы в этом положении достигает минимальных значений. Расчетная схема положений рабочего оборудования представлена на рисунке 2.9. Исследовав работу, совершаемую рабочим оборудованием и гидроцилиндрами, установлены наиболее энергоемкие положения ковша и рукояти при копании грунта ниже уровня стояния. В исследованиях выполняемая работа интерпретировалась через силовые характеристики гидроцилиндра, зависящие от давления в гидроприводе. Значит, необходимо установить зависимости между основными параметрами экскаватора при взаимодействии с разрабатываемым грунтом.

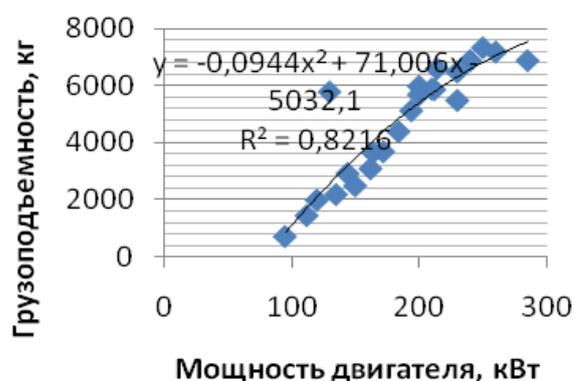
2.2 Анализ эффективности работы одноковшового экскаватора при взаимодействии с разрабатываемым грунтом

С целью разработки мероприятий по повышению эффективности гидропривода необходимо четко сформулировать критерий оценки и исследовать зависимости между основными параметрами экскаватора и его системами. Эффективность работы гидропривода характеризуется производительностью P_p , удельным g и часовым G_T расходом топлива и полезной мощностью гидропривода N_{zn} , затрачиваемой на один кубометр разрабатываемого грунта [59]. К основным параметрам экскаватора *Komatsu PC 300* относятся: мощность двигателя N_e (полная, полезная), номинальная подача насоса Q_n , номинальное давление гидропривода $P_{н.гп}$, грузоподъемность $Q_э$, вместимость ковша V_k , максимально тяговые силы в трансмиссии R_T и эксплуатационная масса $m_э$.

Приоритетной задачей проектирования является обоснование адекватных соотношений этих параметров с технологическими характеристиками. Для модельного ряда экскаваторов *Komatsu PC 300* от *PC 35 MR - 3* до *PC 8000 - 6* получены значения удельных параметров. Установлены корреляционные зависимости грузоподъемности Q_3 от мощности гидропривода $N_{гп}$ ($y = 373,5x + 28,19$; $R^2 = 0,9314$) и мощности двигателя N_e ($y = -0,0944x^2 + 71,006x - 5032,1$; $R^2 = 0,8216$) (рисунок 2.12).



а) мощность гидропривода



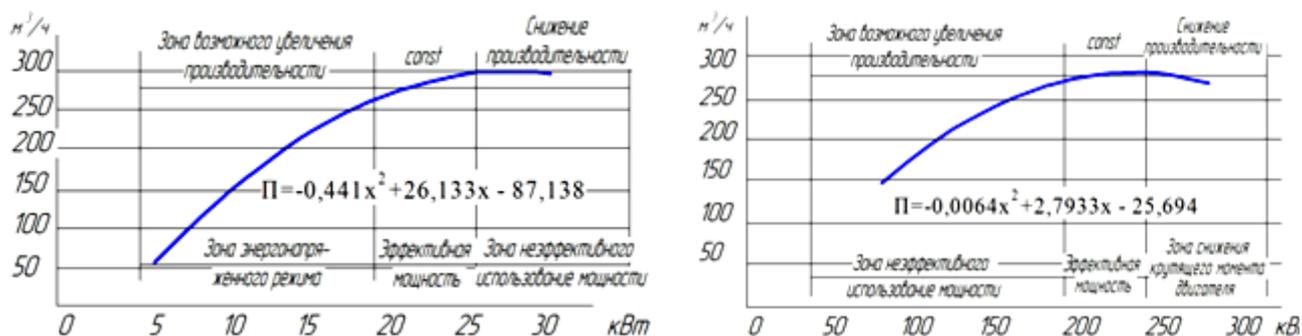
б) мощность двигателя

Рисунок 2.12 – Зависимость грузоподъемности от мощностных характеристик

Одним из эксплуатационных показателей, отражающих работу экскаватора, является производительность, зависящая от множества факторов, которые предстоит исследовать. На рисунке 2.12 представлены установленные зависимости производительности Π_3 от вместимости ковша, мощности гидропривода $N_{гп}$ и мощности двигателя N_e .

Анализируя аппроксимирующие зависимости, установлено, что с увеличением мощности гидропривода до $N_{гп} = 25$ кВт производительность экскаватора возрастает до $\Pi_3 = 280$ м³/ч. При этом для достижения заданной мощности гидропривода в $N_{гп} = 25$ кВт мощность двигателя также повышается до $N_e = 176$ кВт. Сочетания мощностей силовой установки и гидропривода обеспечивает установившуюся производительность машины $\Pi_3 = 280$ м³/ч, соответствующую энергетическим затратам. Далее, увеличивая мощность

силовой установки с $N_e = 176$ кВт до 210 кВт и гидропривода с $N_{гп} = 19$ кВт до 30 кВт, изменений в производительности не наблюдается (см. рисунок 2.13).



а) мощность гидропривода

б) мощность двигателя

Рисунок 2.13 – Зависимость производительности от мощностных показателей
одноковшового экскаватора

Анализируя аппроксимирующие зависимости, установлено, что с увеличением мощности гидропривода до $N_{гп} = 21$ кВт производительность экскаватора возрастает до $\Pi_3 = 280$ м³/ч. При этом для достижения заданной мощности гидропривода в $N_{гп} = 21$ кВт мощность двигателя также повышается до $N_e = 176$ кВт. Сочетания мощностей силовой установки и гидропривода обеспечивает установившуюся производительность машины $\Pi_3 = 280$ м³/ч, соответствующую энергетическим затратам. Далее, увеличивая мощность силовой установки с $N_e = 176$ кВт до 210 кВт и гидропривода с $N_{гп} = 21$ кВт до 30 кВт, изменений в производительности не наблюдается (см. рисунок 2.13). Такой характер зависимостей описывает значение мощности гидропривода, затраченной на перемещение собственных масс оборудования, преодолевая силы сопротивления. Необходимо принять допущение, что установившаяся полезная мощность ($N_{гп} = 21$ кВт, $N_e = 176$ кВт) и эффективная производительность $\Pi_3 = 280$ м³/ч – величины условные и применимы в определенном временном интервале, например за цикл. При заданном интервале времени, но в разных его отрезках, сохранение производительности $\Pi_3 = 280$ м³/ч обеспечивается варьированием мощностей. Область изменения значений полезной мощности,

например $N_{гп} = 21 - 30$ кВт, образуется вследствие технологического процесса копания. Данные пределы полезной мощности вызваны неравномерным распределением динамической нагрузки при изменении геометрии забоя и пространственном позиционировании рабочего оборудования и ковша экскаватора. Дальнейшее увеличение мощности для $N_{гп}$ более 30 кВт и для N_e более 210 кВт нецелесообразно, т.к. происходит резкое снижение производительности и увеличение эксплуатационных затрат. Таким образом, определена область эффективного использования мощности гидропривода $N_{гп} = 21 - 32$ кВт и мощности двигателя $N_e = 174 - 190$ кВт. Производительность – показатель комплексный, величина которого отражает технологические характеристики экскаватора *Komatsu PC 300*. Грузоподъемность, категория грунта и размерный ряд ковша определяют производительность. Зависимость производительности экскаватора *Komatsu PC 300 П₃* от номинальной вместимости ковша V_R аппроксимирована выражением и представлена также на рисунке 2.14, а. Заметный рост производительности виден на отметке $П_3 = 300 - 310$ м³/ч при вместимости ковша $V_R = 2,2 - 2,5$ м³, мощности гидропривода $N_{гп} = 19$ кВт и мощности двигателя $N_e = 190$ кВт. Обобщая результаты зависимостей, можно отметить, что найдены оптимальные соотношения параметров, обеспечивающих эффективную эксплуатацию экскаватора *Komatsu PC 300*. Из графиков рисунка 2.13, б, в видно, что дальнейшее повышение мощности двигателя и гидропривода нецелесообразно, т. к. производительность снижается при тех же энергетических затратах. На основании исследования зависимостей предполагается, что при выборе рациональных режимов работы экскаватора *Komatsu PC 300* обеспечивается производительность, соответствующая энергетическим затратам на единицу объема разрабатываемого грунта.

Одним из критериев оценки эффективности экскаватора *Komatsu PC 300* выступает сила копания ковшом [97, 228]. Нагрузочная характеристика гидропривода отражает изменение скорости выходного звена от нагрузки, приложенной к нему. При оценке нагрузки выходного звена гидропривода необходимо определить перепад давлений на дросселе. Для построения силовой

характеристики привода рассмотрим значения R и определим $\Delta P_{др}$. Для значений $\Delta P_{др}$ определим динамику перемещения штока. Величину R следует изменять от нуля до максимального значения R_{max} при котором скорость перемещения штока равна нулю. По данным вычислений построили график $v_{ш} = f(R)$ (рисунок 2.14).

Определим время полного хода штока гидроцилиндров ковша, рукояти и стрелы. Силовой расчет гидроцилиндров стрелы состоит в решении следующих равенств. Определим рабочую площадь со стороны цилиндра

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (2.51)$$

где D – внутренний диаметр гильзы, мм.; $F = 15386 \text{ мм}^2$.

Определим рабочую площадь со стороны штока

$$F_1 = F - \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (2.52)$$

где d – диаметр штока, мм; $F_1 = 7536 \text{ мм}^2$.

Сила, действующая от цилиндра,

$$R_{ц} = P \cdot F.$$

Скорость перемещения со стороны поршня

$$v_{ц} = \frac{q}{2F}. \quad (2.53)$$

Скорость перемещения со стороны штока

$$v_{ш} = \frac{q}{2F_1}.$$

Время полного хода со стороны поршня цилиндра

$$t_{ц} = \frac{h}{v_{ц}}, \quad (2.54)$$

где h – полный ход поршня, мм (1480 мм).

Время полного хода со стороны штока

$$t_{ш} = \frac{h}{v_{ш}}$$

Аналогичной методикой произведем расчет технологических показателей для гидроцилиндров рукояти и ковша с учетом их диаметров и полного хода поршня. Результаты расчетов сведем в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Результаты расчета силовых и скоростных характеристик гидроцилиндров экскаватора

Место установки гидроцилиндра	Рабочая площадь со стороны цилиндра, мм ²	Рабочая площадь со стороны штока, мм ²	Сила, действующая со стороны цилиндра, кН	Сила, действующая со стороны штока, кН	Скорость поршня со стороны цилиндра, м/с	Скорость поршня со стороны штока, м/с	Время исполнения полного хода со стороны цилиндра, с	Время исполнения полного хода со стороны штока, с
Гидроцилиндр стрелы	15386	7536	230,8	113,04	0,13	0,27	11	5,58
Гидроцилиндр рукояти	20096	10424	301,44	156,36	0,2	0,38	9,17	4,8
Гидроцилиндр ковша*	20096	10424	301,44	156,36	0,2	0,38	6,45	3,38

*- гидроцилиндр ковша от гидроцилиндра рукояти отличается лишь величиной полного хода поршня

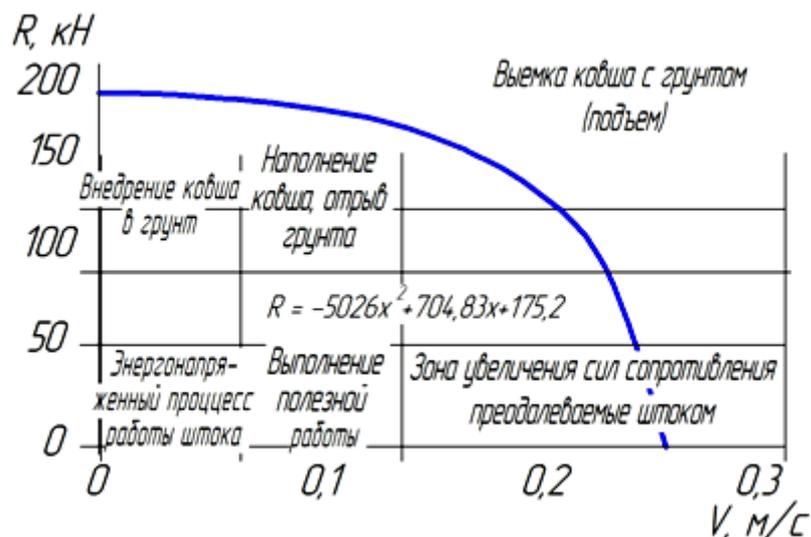


Рисунок 2.14 – Нагрузочная характеристика гидроцилиндра (гидроцилиндра) ковша экскаватора при разработке суглинка $\rho = 1,7 \text{ т/м}^3$, влажность грунта $W=15\%$ температура воздуха – (10 - 25) С. (функция верна при $v \in (0,02 \text{ до } 0,27) \text{ м/с}$)

Из рисунка 2.14 видно, что с увеличением силы копания, создаваемой в цилиндрах (R , кН), скорость поршня ($v_{п}$, м/с) уменьшается. Причем наблюдается диапазон изменения скоростного режима при силе копания от 200 кН до 250 кН. Данный диапазон изменения силы копания соответствует также определенному ходу штока, величина которого характеризует процесс внедрения, отрыв и выемку грунта. Следовательно, можно утверждать, что гидроцилиндры оборудования испытывают наибольшие силы сопротивления резания при внедрении ковша в грунт, что ведет к снижению скоростного режима поршня. Именно в этот момент гидропривод и силовая установка затрачивают наибольшую часть энергии для поддержания заданных технологических режимов, влияющих на производительность. Составляющие нагрузочной характеристики определяют режимы работы экскаватора. Технологические характеристики, расходуемая мощность гидропривода $N_{гп}$, двигателя N_e и создаваемая сила копания ковшом R_k влияют на другой эксплуатационный показатель – производительность. Сочетание перечисленных факторов отражает эффективную работу экскаватора, которая оценивается общим КПД гидропривода $\eta_{общ}$.

Рассмотрим зависимости силы копания ковшом экскаватора от мощности гидропривода $N_{гп}$ и хода поршня гидроцилиндра ковша (рисунок 2.15, а, б), а также общего КПД гидропривода $\eta_{общ}$ от силы копания ковшом (рисунок 2.15, в).

Из рисунка 2.15 видно, что сила копания ковшом возрастает до значений $R_k = 200 - 230$ кН и пропорциональна мощности гидропривода $N_{гп} = 21 - 25$ кВт. В реальных условиях эксплуатации дальнейшее увеличение мощности гидропривода не дает положительного эффекта из-за возрастающих сил гидравлического сопротивления и сопротивления при разработке грунта.

Зависимость изменения КПД гидропривода $\eta_{общ}$ от силы копания ковшом R_k более точно характеризует технологический цикл разработки грунта. Изменение $\eta_{общ}$ от 0,85 до 0,6 описывает внедрение ковша в верхние слои грунта, значения $\eta_{общ}$ от 0,6 до 0,5 характеризуют процесс резания и отрыва слоя грунта, равного вместимости ковша при установившейся силе копания $R_k = 170 - 210$ кН. Повышение КПД $\eta_{общ}$ от 0,5 до 0,6 происходит за счет снижения значений сил сопротивления и описывает процесс выемки грунта, перемещения и выгрузки. Величина $\eta_{общ} = 0,55$ является действительной и сохраняется практически во всем

технологическом цикле. Таким образом, подтверждается предположение о том, что самый энергоемкий такт цикла – это внедрение ковша и отрыв грунта.

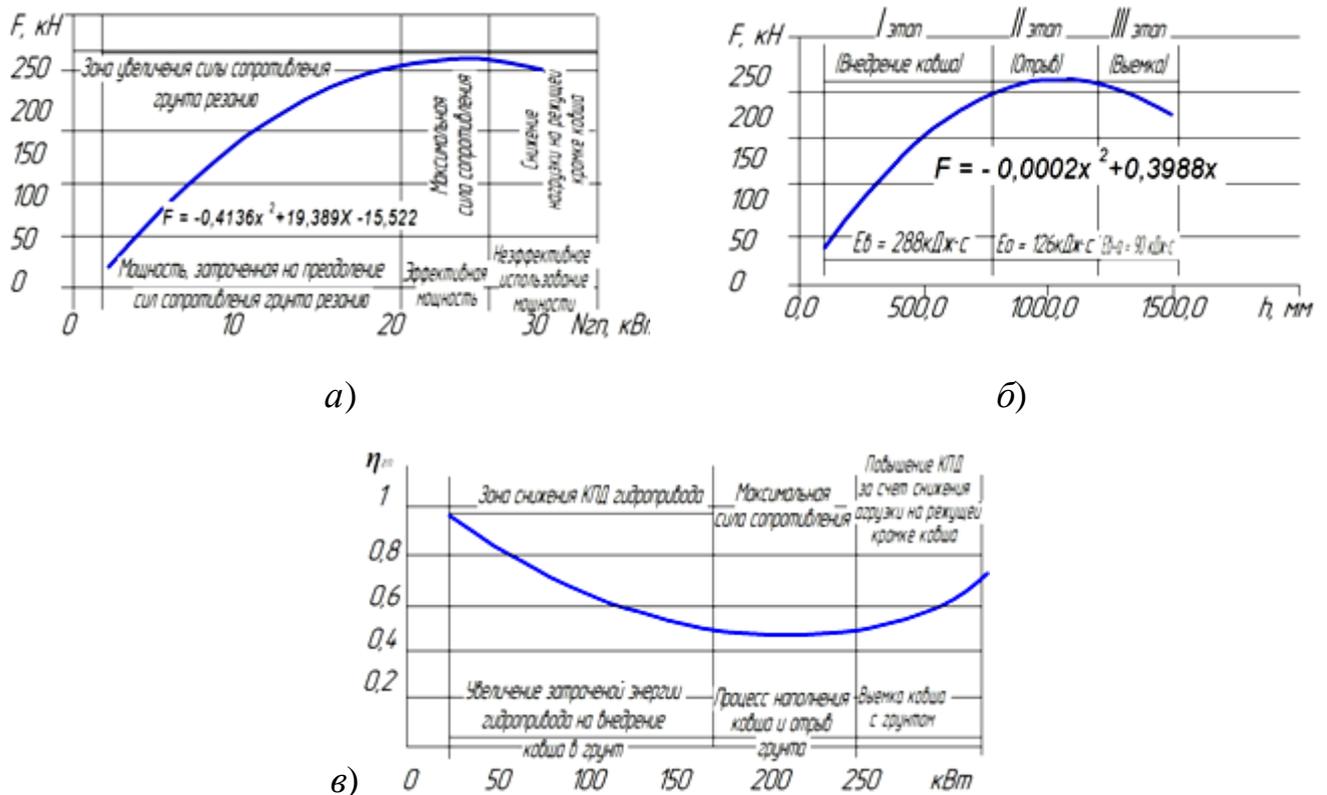


Рисунок 2.15 – Корреляционные зависимости работы экскаватора при разработке суглинка $\rho=1,7 \text{ т/м}^3$, влажность грунта $W=15\%$ температура воздуха – $(10 - 25)^\circ\text{C}$

Для получения текущих величин при исследовании циклических процессов использовался метод аппроксимации, основанный на полиномах Тренда. Предложенные аппроксимирующие зависимости исследования мощностных, силовых и технологических характеристик помогут решить задачу определения энергоэффективных характеристик тактов цикла разработки грунта экскаватором с энергосберегающим приводом.

Перемещение потока рабочей жидкости гидродвигателя рабочего оборудования, поворота платформы, а также левой и правой гусениц одноковшового экскаватора реализуется двухсекционным насосом модели

333.4.112, функционирование которого осуществляется от вала дизельного двигателя ЯМЗ-238 ГМ2.

Подача потока рабочей жидкости к гидродвигателям рабочего оборудования выполняется из двух секций. К гидромотору поворота платформы и гидродвигателям хода гусениц подача осуществляется одной секцией насоса.

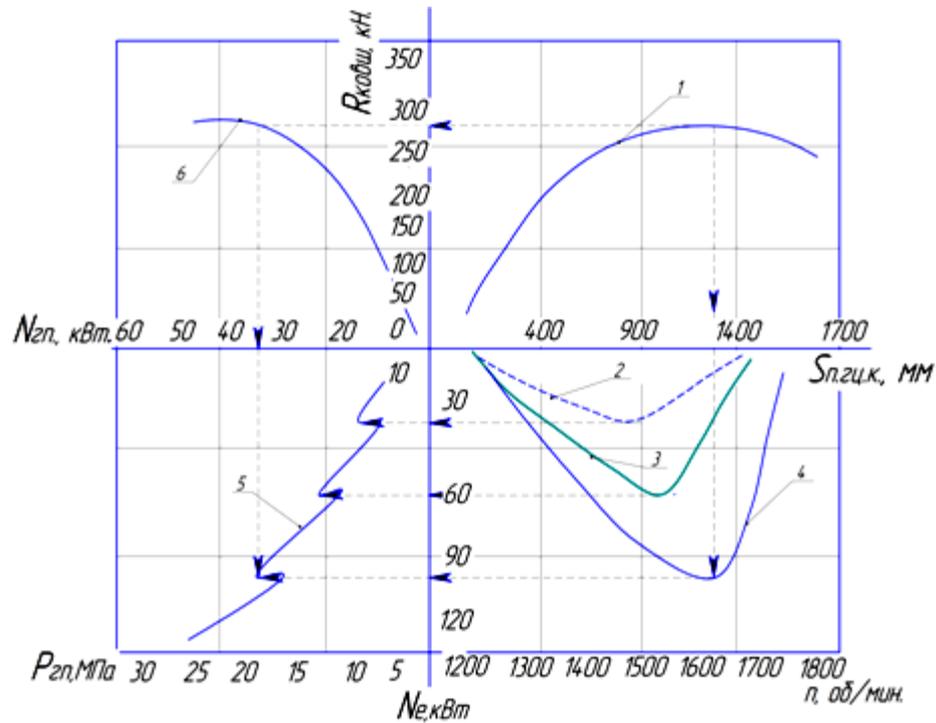
Номинальная мощность силовой установки $N_{дв} = 125$ кВт. При функционировании рабочего оборудования давление в гидросистеме $P = 15$ МПа, при передвижении $P = 11$ МПа, а при повороте платформы $P = 17,5$ МПа.

Мощность $N_p = 102$ кВт, затрачиваемая на работу рабочим оборудованием, определили по формуле

$$N_p = \frac{P \cdot Q}{\eta_T}. \quad (2.55)$$

Следовательно, мощность, затрачиваемая на передвижение $N_{пер} = 37$ кВт, а мощность, поворота платформы $N_{пов} = 60$ кВт. Анализируя расчетные данные, делается вывод о том, что мощности двигателя достаточно для выполнения рабочим оборудованием энергоемких процессов. Наибольшая часть мощности (81,6 %) расходуется двигателем на выполнение наиболее энергоемкой операции, т.е. разработки грунта. Ранее установлено, что наиболее энергоемкая часть технологического процесса – это внедрение ковша в грунт и отрыв (см. рисунок 2.15). Следовательно, с целью повышения энергоэффективности процесса целесообразно использовать максимальные значения мощности двигателя только в первой части операции. Далее можно понижать использование вырабатываемой мощности двигателя $N_{дв}$ на 23 %, что составит $N_{дв}^{сниз} = 78,5$ кВт.

Таким образом, перераспределение мощности силовой установки и гидропривода в соответствии с энергоемкостью операций экскавационного процесса позволит повысить эффективность работы экскаватора в целом.



- 1 – кривая зависимости силы копания $R_{\text{ковш}}$ от хода поршня $S_{\text{п.гц.к}}$ (положение ковша);
 2 – кривая зависимости мощности двигателя N_e от частоты вращения коленчатого вала n при передвижении экскаватора; 3 – кривая зависимости мощности двигателя N_e от частоты вращения коленчатого вала n при повороте платформы; 4 – кривая зависимости мощности двигателя N_e от частоты вращения коленчатого вала n при работе рабочим оборудованием;
 5 – кривая зависимости давления гидропривода $P_{\text{гп}}$ от мощности двигателя N_e ; 6 – кривая зависимости мощности гидропривода $N_{\text{гп}}$ от силы копания $R_{\text{ковш}}$

Рисунок 2.16 – Номограмма, определяющая зависимость изменения мощностных характеристик гидропривода $N_{\text{гп}}$ и силовой установки N_e от силы копания $R_{\text{ковш}}$ при разных положениях ковша $S_{\text{п.гц.к}}$

Из рисунка 2.16 видно, что наиболее высокие значения мощностей гидропривода $N_{\text{гп}} = 35 - 42$ кВт и двигателя $N_e = 102 - 105$ кВт достигаются при работе рабочего оборудования экскаватора (кривая 4). Номинальная мощность обеспечивает устойчивый режим работы оборудования при давлении гидропривода $P_{\text{гп}} = 17,5$ МПа на оборотах коленчатого вала $n = 1680$ об/мин. Как видно из номограммы (рисунок 2.16), пик высоких нагрузок приходится при выходе штока в пределах $S_{\text{п.гц.к}} = 900 - 1350$ мм (кривая 1), что характеризует положение ковша в момент внедрения в грунт. После внедрения следуют

операции «отрыв» и «выемка», которые сопровождаются значительным понижением мощности двигателя $N_e = 65$ кВт и гидропривода $N_{гп} = 21$ кВт соответственно. При этом наблюдается увеличение хода поршня $S_{п.гп.к} = 1700$ мм (кривая 1) и снижение силы копания $R_{ковш} = 95$ кН, что соответствует положению ковша, наполненного грунтом. Кривые (см. рисунок 2.16), описывающие зависимости мощностных характеристик экскаватора от силовых параметров, подтверждают теоретическое предположение о том, что даже самые энергоемкая операция (зачерпывание грунта) имеют более и менее нагруженные положения рабочего оборудования. Например, (кривые 4, 5 и 6) указывают на то, что энергоемкость операции высока только в первый интервал времени при внедрении ковша в грунт. Вторая и третья часть операции (отрыв и выемка) требуют гораздо меньших затрат энергии, однако силовая установка (двигатель) и гидропривод работают практически на тех же установившихся режимах. Значит, имеется потенциал снижения энергоемкости операции (зачерпывание грунта) путем перераспределения затраченной мощности на работу РО в разные моменты силовой нагрузки.

Важным показателем эффективности работы экскаватора служит часовой G_T и удельный g расход топлива, зависимость которых представлена на рисунке 2.17.

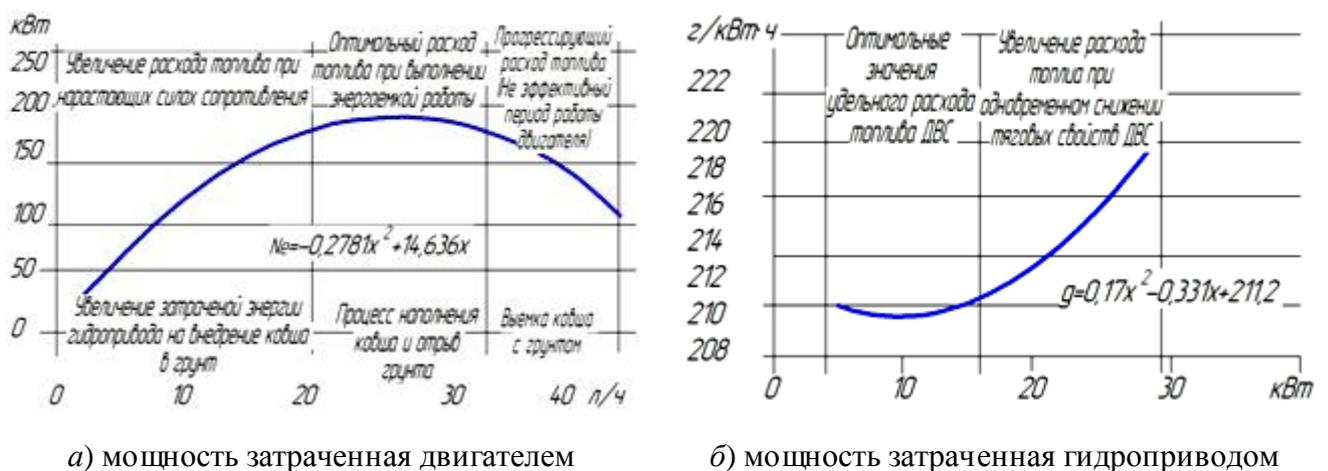


Рисунок 2.17 – Характеристика топливной и мощностной эффективности работы экскаватора

Они характеризуют влияние технологических параметров на расход топлива. Увеличение мощности двигателя влечет повышение частоты вращения коленчатого вала и увеличение производительности гидронасоса высокого давления [80].

Одновременно с повышением мощности двигателя $N_e = 190$ кВт возрастает часовой расход топлива G_T до 23 – 26 л/ч. Часовой и удельный расход топлива являются эксплуатационными показателями эффективности рабочего процесса разработки грунта. Указанный часовой расход топлива соответствует наиболее энергоемкой операции резания и отрыва слоя грунта, при котором возникает значение максимальной силы сопротивления резанию $R_k = 170 – 210$ кН.

Преодоление ее возможно при развитии мощности гидропривода $N_{гп} = 19 – 21$ кВт и мощности двигателя $N_e = 190$ кВт, при которых обеспечивается фактический КПД гидропривода $\eta_{общ} = 0,6$, соответствующий выполнению наиболее энергоемких операций [100].

При мощности гидропривода $N_{гп} = 4 – 12$ кВт наблюдается практически прямой отрезок, описывающий перемещение рабочего оборудования в порожнем состоянии к месту забоя. В этом режиме сопротивления минимальны, и соответственно, требуется меньше мощности гидропривода для выполнения данной операции. Удельный расход топлива в этом случае также минимален: $g = 200 – 210$ г/кВт. Увеличение удельного расхода топлива, g с 210 г/кВт до 217 г/кВт характеризует энергоемкий процесс резания и выемку грунта с возникающей силой $R_k = 170 – 210$ кН, который требует увеличение мощности гидропривода $N_{гп}$ до 26 кВт.

Анализируя зависимости (см. рисунок 2.17), установлены значения рационального расхода топлива при сохранении эффективной мощности двигателя $N_e = 175 – 190$ кВт и гидропривода $N_{гп} = 18 – 21$ кВт с заданной производительностью $П_3 = 300 – 310$ м³/ч.

Результаты аналитических исследований подтверждают актуальность согласования технологических и эксплуатационных показателей экскаватора. Для обеспечения рабочих циклов экскаватора эффективной мощностью разработана

таблица рациональной вместимости ковша экскаватора в зависимости от технологических параметров выполнения работ (таблица 2.5).

Таблица 2.5 – Соответствие эффективной производительности размерному ряду ковшей экскаватора

Вместимость ковша, м ³	Мощность двигателя, кВт	Мощность гидропривода, кВт	Сила копания ковшом, кН	Длительность цикла работы, с	Производительность, м ³ /ч		КПД гидропривода	Удельный расход топлива, г./кВт
					Эффективная	Расчетная		
0,2-0,5	25-66	22-24	45-68	10-18	50-130	38-100	0,8	209
0,6-0,8	72-97	24-28	91-137	12-14	140-170	110-147	0,7	212
1,0-1,4	125-142	29-32	182-205	16-20	220-230	190-215	0,5	211
1,42-1,6	148-171	34-36	228-260	21-25	230-280	225-260	0,6	212
1,8-2,0	184-204	36-45	293-326	15-20	290-320	280-311	0,5	287
2,4-3,0	210-260	45-48	397-488	35-38	332-420	320-396	0,6	404

-Общее назначение, плотность до 1,8 т/м³
 -Общее назначение, плотность до 1,5 т/м³
 -Работа в легком режиме, плотность до 1,2 т/м³

Результаты исследований позволили сделать вывод о том, что энергоемкость земляных работ зависит не только от реологических свойств грунта, но и от конструктивных особенностей гидропривода, применяемых для выполнения работ.

Доминирующая величина суммарной потери энергии при силах сопротивления механизмов привода приходится на гидроцилиндры ковша, рукояти в процессе резания и поворотную платформу экскаватора при повороте и торможении. Поэтому энергоэффективность гидропривода, как комплексный показатель процесса разработки грунта, зависит не только от начальных параметров гидропривода, но и от их изменения в процессе технологических циклов.

Практический опыт показывает, что при выполнении энергоемких операций только 65 % энергии затрачивается на полезную работу, остальная часть составляет потери. Поэтому потери энергии целесообразно повторно использовать в технологическом процессе, преобразовав ее в другой вид, тем самым создав замкнутый круг энергии. Следовательно, использование потерь энергии за счет сил сопротивления – важная инженерная задача. Особую актуальность приобретают разработка новых научно обоснованных методик и технических решений, направленных на перераспределение мощности по наиболее энергонагруженным технологическим операциям при использовании энергосберегающего привода в местах максимальных потерь и сопротивлений машин. Решение данной задачи позволит снизить энергоемкость экскавации грунта, повысить производительность и эффективность дорожных машин.

На энергоемкость процесса копания существенное влияние оказывает поворот платформы экскаватора. Ее движение сопровождается большими по величине динамическими нагрузками, вызванные моментами сил инерции платформы и рабочего оборудования с ковшом в совокупности. Кроме того, динамические нагрузки изменяются по величине в разные периоды работы платформы (разгон, установившееся движение и торможение). В связи с чем, для исследования влияния динамических нагрузок на эффективность привода поворотной платформы экскаватора необходимо математически описать процесс поворота одноковшового экскаватора.

2.3 Теоретическое исследование процесса поворота одноковшового экскаватора

2.3.1 Математическая модель динамического процесса поворота одноковшового экскаватора при действии моментов сил инерции

Диапазон изменения циклической нагрузки напрямую зависит от режимов работы экскаватора и суммы сил и моментов, возникающих в разный период

такта поворота платформы. Исследования действующих угловых и касательных ускорений проведем во втором приближении.

Рассмотрим инерционную нагрузку, возникающую при вращении поворотной платформы, и проведем экспертную оценку ее влияния на концентрацию внутренних напряжений контакта и изгиба в зацеплении «ведущая шестерня редуктора – венец поворотного круга». В процессе эксплуатации поворотная платформа экскаватора испытывает большие знакопеременные нагрузки. Величина этой нагрузки предопределяет долговечность передаточных механизмов и привода в целом.

Понимание структуры и принципа влияния множества технических, технологических и эксплуатационных факторов на энергоемкость процесса экскавации грунта позволит расширить горизонт моделирования многих конструктивно-технологических систем с эффективной эксплуатацией строительно-дорожной техники. Несмотря на множество работ, получивших адекватные результаты, предшествующим исследователям не удалось четко сформулировать закон изменения нагрузки в разные временные интервалы поворота платформы, объяснить потери значительной доли энергии гидропривода платформы и механизм формирования эффективной мощности зацепления.

Усложняет процесс исследования неравномерность скоростного режима платформы (разгон-торможение). В этой связи особое внимание в данной методике уделено оценке динамических характеристик: полнота зацепления контактных пар, энергетические потери из-за сил сопротивления (инерция) в единицу времени, характеристика переходных процессов.

На рисунке 2.18 представлен алгоритм методики расчета сил инерции поворотной платформы и рабочего оборудования.

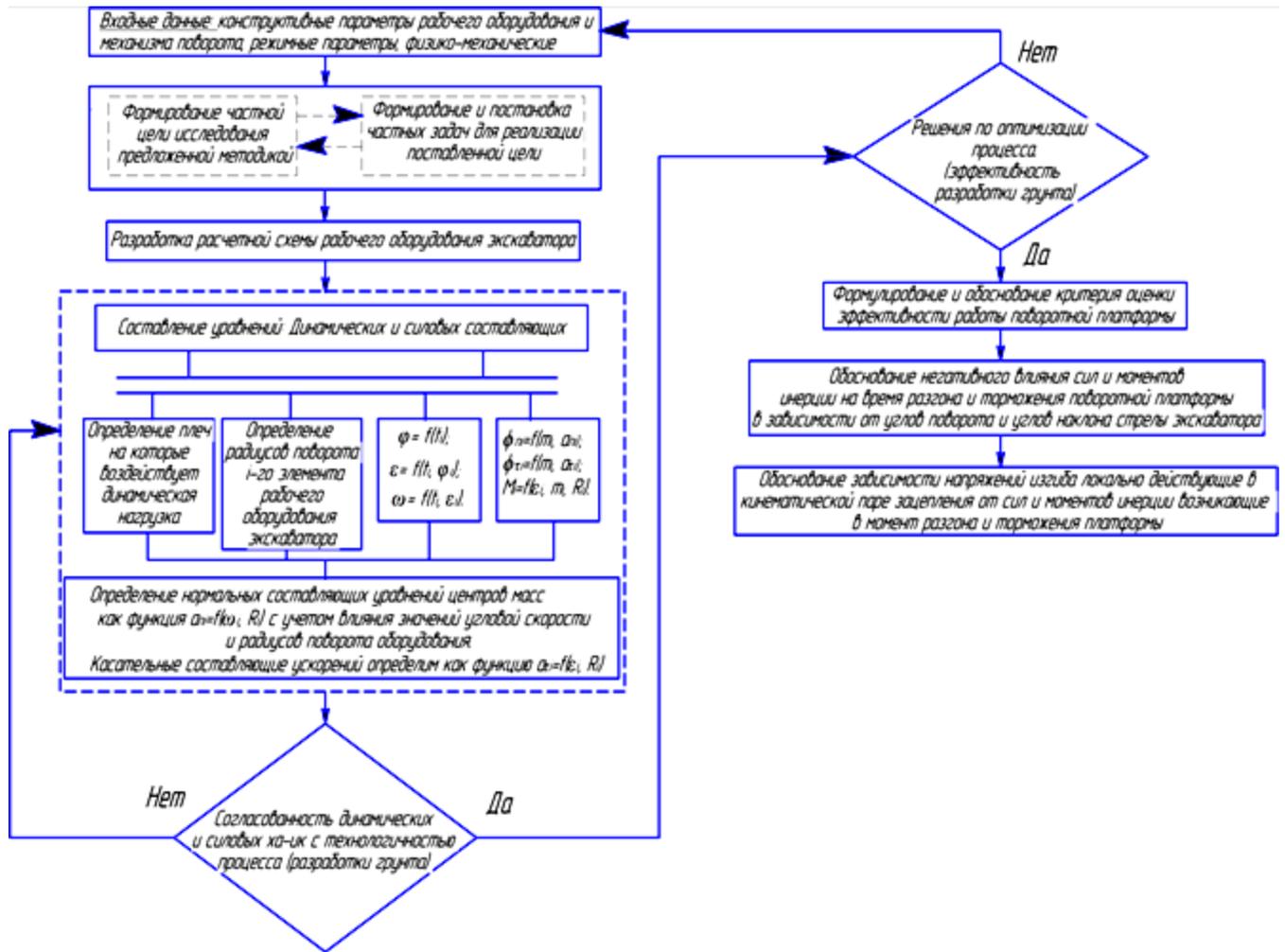


Рисунок 2.18 – Блок-схема алгоритма методики расчета моментов сил инерции поворотной платформы одноковшового экскаватора с рабочим оборудованием

Рассмотрим инерционную нагрузку, возникающую при вращении поворотной платформы. Предварительно составим обобщенную схему рабочего оборудования и поворотного круга экскаватора (рисунок 2.19).

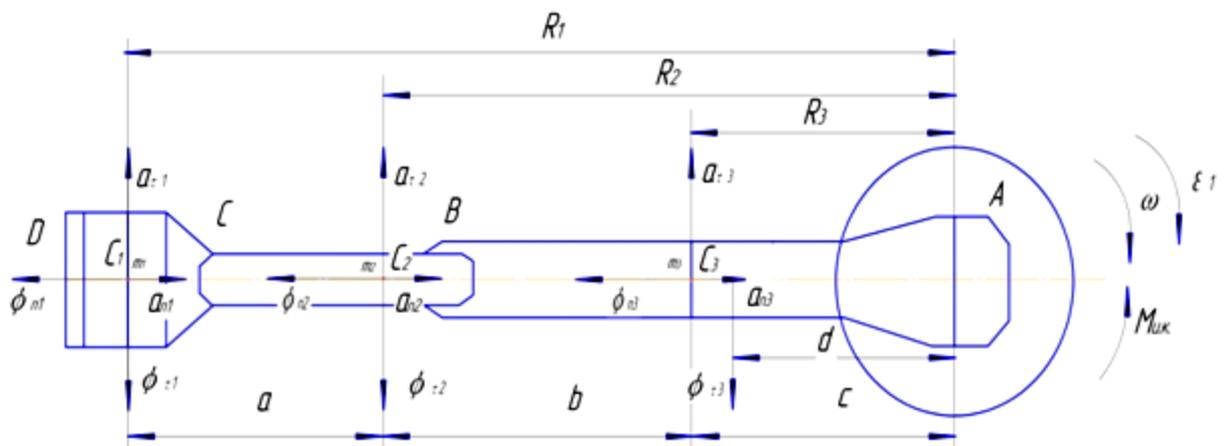


Рисунок 2.19 – Схема инерционной нагрузки стрелы экскаватора. Вид сверху

В связи с тем, что платформа экскаватора и рабочее оборудование уравновешено и сбалансировано заводом изготовителем, центры вращения оборудования и круга графически совмещены. Определяя плечи a , b , c , (см. рисунок 2.19), запишем равенства

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{l_{DC} \cdot \cos \alpha_2}{2} + \frac{2l_{BC} \cdot \cos \alpha_3}{3}; \\
 b &= \frac{l_{BC} \cdot \cos \alpha_3}{3} + \frac{l_{BE} \cdot \cos \alpha_4 + l_{AE} \cdot \cos \alpha_2}{2}; \\
 c &= \frac{l_{BE} \cdot \cos \alpha_4 + l_{AE} \cdot \cos \alpha_2}{2}.
 \end{aligned} \tag{2.56}$$

Кинематическими параметрами являются φ – угол поворота платформы с рабочим оборудованием; $T_{\text{пов}}$ – время поворота.

Время поворота платформы $T_{\text{пов}}$ представим как сумму времени трех периодов $\sum_{i=1}^n t$ при одном такте цикла:

$$T_{\text{пов}} = t_1 + t_2 + t_3, \tag{2.57}$$

где t_1 – время разгона платформы; t_2 – время равномерного вращения платформы при установившейся скорости; t_3 – время торможения до полной остановки поворотной платформы.

Время равномерного вращения платформы t_2 при установившейся скорости не рассматриваем, т.к. в этом интервале времени касательных ускорений нет. Остальные динамические параметры необходимо исследовать в конце времени разгона – это экстремальная точка временного периода dt .

Изначально угол поворота платформы с рабочим оборудованием φ определим из состояния покоя, при этом угловая скорость равна нулю $\omega_0 = 0$:

$$\varphi = \frac{\varepsilon_1 \cdot t_1^2}{2}. \tag{2.58}$$

В момент разгона платформы возникает угловое ускорение ε , которое влияет на динамические нагрузки:

$$\varepsilon_1 = \frac{2}{t_1^2}. \quad (2.59)$$

На пограничном интервале времени между разгоном и установившимся движением платформы определим угловую скорость ω в конце периода разгона при $\varepsilon_1 = const$.

$$\omega = \int_1^2 \varepsilon_1 \cdot dt_1. \quad (2.60)$$

Имеющиеся силы тяжести не влияют на расчет, т.к. находятся в плоскости, перпендикулярной плоскости силового расчета.

Определим действующие силы инерции нормальные ϕ_{ni} и касательные $\phi_{\tau i}$ с учетом масс ковша, рукояти и стрелы (m_1, m_2, m_3).

Силы инерции нормальные, действующие на поворотную платформу:

$$\Phi_{n1} = m_1 \cdot a_{n1};$$

$$\Phi_{n2} = m_2 \cdot a_{n2}; \quad (2.61)$$

$$\Phi_{n3} = m_3 \cdot a_{n3},$$

где a_{n1}, a_{n2}, a_{n3} – нормальные составляющие центров масс.

Нормальные составляющие уравнений центров масс определим как произведение угловой скорости ω^2 на радиусы поворота R_i каждого оборудования:

$$a_{ni} = \omega^2 \cdot R_i \quad (2.62)$$

Силы инерции касательные, действующие на поворотную платформу:

$$\begin{aligned}\Phi_{\tau 1} &= m_1 \cdot a_{\tau 1}; \\ \Phi_{\tau 2} &= m_2 \cdot a_{\tau 2}; \\ \Phi_{\tau 3} &= m_3 \cdot a_{\tau 3}.\end{aligned}\tag{2.63}$$

где $\phi_{\tau 1}$ – касательная сила инерции, приложенная в центре тяжести ковша; $\phi_{\tau 2}$ – касательная сила инерции, приложенная в смещенном центре тяжести участка CB стрелы; $\phi_{\tau 3}$ – касательная сила инерции, приложенная в центре тяжести треугольника эпюры сил инерции по длине стрелы (рисунок 2.20).

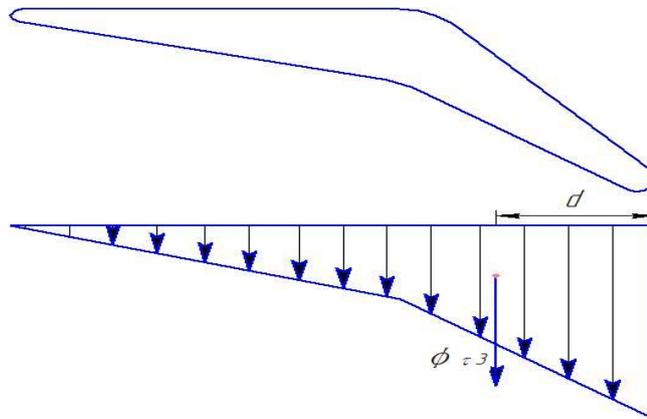


Рисунок 2.20 – Эпюра распределения силы тяжести стрелы

Касательные составляющие ускорений определим так:

$$a_{\tau i} = \varepsilon \cdot R_i,\tag{2.64}$$

$$R_1 = C + b + a; R_2 = C + b; R_3 = C.$$

Действующий момент инерции $M_{и}$ на ведущем зубчатом колесе при возникающем угловом ускорении ε представим как произведение (2.65):

$$M_{и} = \varepsilon_1 \cdot J_s = \frac{2\varphi}{t_1^2} \cdot \frac{m \cdot r^2}{2},\tag{2.65}$$

где J_s – собственный крутящий момент опорно-поворотного круга платформы экскаватора; m – масса зубчатого колеса; r – радиус делительной окружности зубчатого колеса.

Мощность P на ведомом колесе определим как

$$P = F \cdot v,$$

где v – окружная скорость; F – сила, приложенная к зубчатому колесу.

Следовательно, крутящий момент, приложенный к зубчатому колесу, определим как

$$M = \frac{F \cdot v}{\frac{2\varphi}{t_1^2} \cdot t_1} = \frac{P}{\omega}. \quad (2.66)$$

Исследованные значения действующих сил и моментов инерции в каждый момент времени поворота платформы t_1, t_2, t_3 позволяют определить критические углы поворота. Результаты анализа данных углов описывает закон распределения динамической нагрузки и определяет энергоемкость такта в интервале dt . Критическими моментами времени являются время ускорения t_1 и время торможения t_3 . На поворот платформы экскаватора затрачивается примерно $T_{\text{пов}} = 8,4$ сек. Разбивая такт поворота на вышеуказанные интервалы, видно, что они ничтожно малы. Более того, $2/3$ времени такта – это время, затраченное на преодоление сил сопротивления и повышение энергоемкости. Полезная работа гидромотора совершается всего $2,8 - 3$ секунды из 8 секунд общего времени работы. Все остальное время затрачивается на расход мощности гидропривода при разгоне и практически сразу же на торможение платформы. Энергонасыщение наблюдается в момент торможения платформы, когда к собственной касательной силе инерции поворотной платформы добавляется негативное влияние сил инерции и угловых скоростей рабочего оборудования и массы грунта. В итоге, в момент значительно короткого времени торможения силы тяжести масс стремятся продолжить движение при заданных скоростях по заданной траектории [169].

При угле поворота платформы $\varphi = 70 \dots 180^\circ$ механизмы обеспечивают получение оптимальных данных. При угле поворота меньше 60° в момент разгона используется лишь $0,6 \dots 0,7$ мощности, и скорость поворота экскаватора при заданных параметрах не достигает максимальных значений вследствие необходимости осуществлять торможение платформы. В таблице 2.6 приведено

время разгона и торможения, сокращение периода которых позволит сократить время всего такта за счет конструктивных мероприятий.

Сокращение времени поворота на выгрузку за счет увеличения скорости разгона и торможения может быть достигнуто путем увеличения мощности насосно-двигательной установки [99, 214].

Таблица 2.6 – Продолжительность разгона и торможения

Показатель	Исполнительные механизмы		
	Фрикционные муфты и тормоз	Насос постоянной производительности	Насос переменной производительности
Разгон:			
- с грунтом	2	2,2	2,34
- ковш пустой	1,43	1,59	1,54
Торможение:			
- с грузом	1,4	1,54	1,66
- ковш пустой	1	1,11	1,06

Достигнутая экономия времени в каждом цикле на 0,3...0,5 с потребует увеличения мощности силовой установки на 25...30 %. С целью улучшения технико-экономических показателей работу производят при разном угле наклона стрелы.

Вследствие изменения инерционных масс изменяется и время поворота экскаватора на выгрузку. Расчеты, подтвержденные практикой, показывают, что увеличение угла наклона стрелы приводит к изменению времени поворота на выгрузку и времени цикла (таблица 2.7).

Таблица 2.7 – Изменение времени поворота на выгрузку от угла поворота платформы

Угол поворота на выгрузку, град	Время поворота от угла наклона стрелы, град	
	30	45
90	1,0	0,95
135	1,36	1,31
180	1,72	1,67

Изменение угла наклона стрелы экскаватора с 35 до 47° приводит к сокращению времени поворота на выгрузку и времени цикла соответственно на 3 и 1 %. Применение удлиненных стрел приводит к увеличению времени поворота на выгрузку и цикла соответственно на 7 и 2 %.

Очевидно, что получаемые преимущества ниже дополнительных потерь, общее сокращение времени цикла работы и увеличение производительности должно быть осуществлено за счет сокращения угла поворота. В данный момент возникает другая проблема – резкое повышение энергоемкости операции и необходимость в увеличении мощности силовой установки на 25...30 %. Одновременно возрастает удельная энергоемкость операции и степень влияния сил сопротивлений на нагруженность кинематических пар поворотного механизма. Действие описанных сил и моментов способствует повышению нагрузок в кинематической паре «венце поворотного круга – ведущая шестерня редуктора». В процессе постоянно действующих циклически изменяющихся нагрузок возрастают усталостные напряжения на контактных поверхностях зубьев шестерен [164].

В результате происходит выкрашивание или облом зуба. Отсутствие хотя бы одного зуба на венце поворотного круга увеличивает свободный ход шестерни редуктора платформы. Действие ударной силы на последующий зуб значительно увеличивается. Наличие дополнительного перемещения приводной шестерни вызванного обломом зуба далее будем трактовать как «холостой ход», т.к. зацепления зубьев не происходит. Холостой ход шестерни оказывает отрицательное влияние на изменение времени торможения t_3 и заданного угла поворота платформы φ . Предположим, что увеличение угла поворота платформы φ происходит в зависимости от количества обломленных зубьев Z_n , тогда

$$\Delta\varphi = \varphi'_k - \varphi_k, \quad (2.67)$$

где φ_k – конечный планируемый угол поворота платформы в забой;
 φ'_k – вынужденный угол поворота платформы при обломленных зубьях.

В свою очередь

$$\varphi'_k = \varphi_k + \sum \varphi_i(Z_{ni}), \quad (2.68)$$

где $\sum \varphi_i(Z_{ni})$ – сумма углов поворота платформы, каждый из которых соответствует расстоянию пройденного при каждом последующем обломленном зубе.

Соотношение угла поворота платформы и ширины зуба можно представить коэффициентом, учитывающим коэффициент ширины зубчатого колеса ψ и межосевых расстояний a_ω .

Произведя расчеты геометрических и динамических характеристик кинематической пары, установлено, что расстояние, пройденное платформой, равное ширине обломленного зуба и его межосевому расстоянию, условно соответствует $\varphi = 4^0 1'$.

С увеличением свободного хода приводной шестерни в момент торможения t_3 , соответствующий положению платформы φ'_k , значительно увеличивается момент сил инерции $M'_и$, который отрицательно влияет на долговечность механизма и его энергоэффективность.

$$M'_и = \varepsilon_1 \cdot j_s = \frac{2\varphi + (\varphi_k + \sum \varphi_i(Z_{ni}))}{t_1^2} \cdot \frac{m \cdot r^2}{2}. \quad (2.69)$$

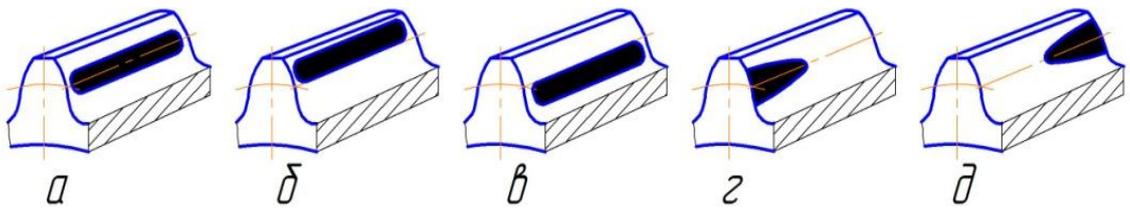
Момент сил инерции $M'_и$ в положении φ'_k в зависимости от резкоизменяющихся угловых ускорений при $\varepsilon_1 \in 0,4 \dots 1,1$ примет вид

$$M'_и = 136,8\varepsilon_1^3 - 113,9\varepsilon_1^2 + 43,1\varepsilon_1 + 4,2. \quad (2.70)$$

2.3.2 Анализ влияния динамики поворота на величину напряжений в зацеплении опорно-поворотного круга одноковшового экскаватора

Совокупность указанных факторов резко снижает долговечность и безотказность работы механизма, увеличивая энергоемкость процесса при низкой производительности [21, 31, 36]. Решить данную проблему путем

усовершенствования гидроэлементов привода технически сложно. Проблему усугубляет еще и слишком короткое время работы указанных интервалов. Настраечные клапаны давления не настолько чувствительны, а время срабатывания комплекса гидравлической схемы может приближаться к времени разгона t_1 или торможения t_3 . Поэтому остро стоит вопрос о принципиально новом решении проблемы – энергоэффективного привода.



а – правильное зацепление; б – межцентровое расстояние увеличено; в – межцентровое расстояние уменьшено; г и д – оси валов перекошены

Рисунок 2.21 – Распределение пятна контакта при циклических нагрузках



Рисунок 2.22 – Венец поворотного круга ОП-1600 3 2 14 2Р У1 экскаватора с обломленными зубьями

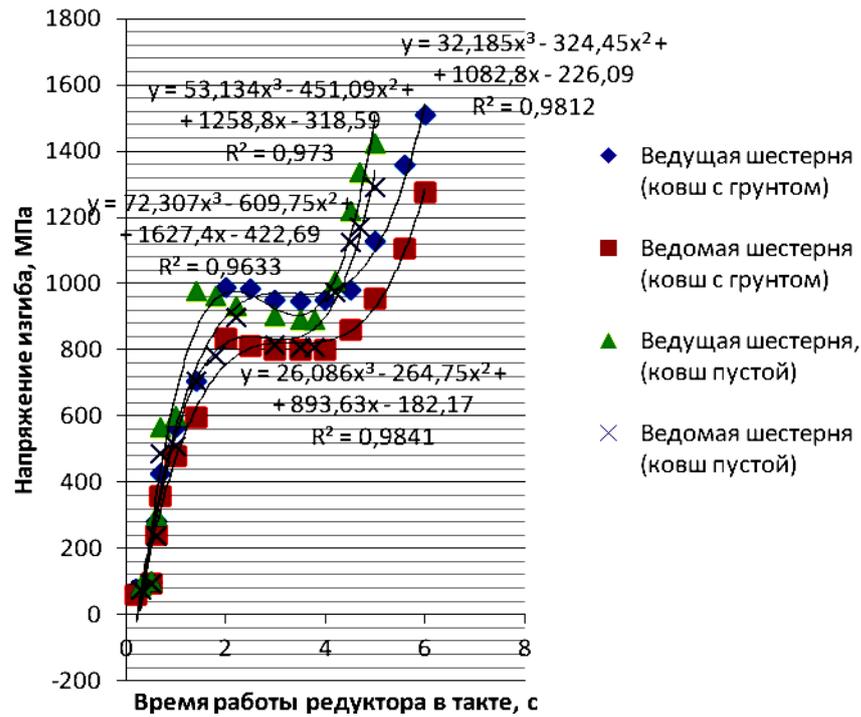


Рисунок 2.23 – Зависимость напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в кинематической паре зацепления от времени работы редуктора t

На рисунке 2.23 приведено перераспределение значений напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в зацеплении ведущей и ведомой шестерней механизма поворота в зависимости от времени операции поворота. Исследуя процесс концентрации напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в зацеплении, мы должны учесть влияние технических и эксплуатационных факторов. В нашем частном случае рассмотрим действие напряжений в ведущей и ведомой шестернях при повороте платформы с ковшом, наполненным грунтом и порожнем. Совершая работу, в первые секунды поворота платформы с грунтом гидромотор редуктора передает крутящий момент через ведущую шестерню ведомой (венце опорно-поворотного устройства). При этом режиме разгона и ускорения напряжение изгиба и напряжение контакта начинают возрастать стремительно быстро, $t_1 = 2,3$ с, и в конце ускорения пик напряжений на ведущей шестерни составит $\sigma_{и} = 900 - 1000$ МПа, на ведомой – $\sigma_{и} = 800$ МПа. Период времени от 2,3 до 3,7 с характеризует момент установившегося скоростного режима t_2 , он также не продолжителен и описывает процесс работы редуктора без действия насоса. Нагнетание давления происходит за счет сил вращения и циркуляции рабочей жидкости, придавая вращение валу редуктора. В

этот момент наблюдается смягчение условий работы, т. к. $\sigma_{и}$ напряжение изгиба практически const, и даже наблюдается незначительное, но понижение до $\sigma_{и} = 960$ МПа. Постоянство значений напряжений объясняется тем, что в этот период перемещение платформы происходит за счет силы инерции, приобретенной при разгоне. Силы давления потока рабочей жидкости от гидромотора практически не оказывают воздействия, и в зацеплении шестерен происходит перекачивание под действием стабильно установившейся силы инерции. В конце периода торможения, происходящего в рекордно короткое время $t_3 = 1,66$ с., наблюдается резкий всплеск напряжений изгиба $\sigma_{и} = 1700 - 1800$ МПа, приходящихся на ограниченную зубом шестерни контактную поверхность. Наличие высоких напряжений обусловлено значительными касательными силами инерции рабочего оборудования и поворотной платформы, приобретенными в период ускорения. Рассматривая те же процессы, но при пустом ковше, наблюдается аналогичная динамика всплесков напряжений $\sigma_{и}$, однако крутизна графика больше, и в момент торможения напряжение изгиба $\sigma_{и}$ незначительно, но выше. Данное парадоксальное явление объясняется тем, что время разгона t_1 и время торможения t_3 поворотной платформы с пустым ковшом сокращается до 1,5 с и 1,06 с соответственно, что вызывает перегрузку зубьев шестерен, тем самым увеличивая значения касательных сил инерции, удельную окружную силу и, как следствие, зарождение высоких динамических нагрузок в зацеплении кинематической пары, провоцирующих снижение долговечности механизма. Учитывая высокие значения $\sigma_{и}$ практически при всей длительности операции (t_1 и t_3) 2/3 работы механизма поворота, можем утверждать, что основная часть совершаемой работы A_p направлена на преодоление сил сопротивления в зацеплении. Исследуемое явление объясняет фактический низкий КПД механизма поворота платформы $\eta = 0,6 - 0,65$, а не $\eta = 0,85 - 0,9$, как предписывается в технической документации заводом-изготовителем. Установленные корреляционные зависимости (см. рисунок 2.23) описывают закон изменения напряжений изгиба $\sigma_{и}$ от времени и соответствующих этому времени действия сил сопротивления. Из-за сложности распределения значений в интервале

времени закономерность представлена полиномом в 3-й степени. Корреляционная зависимость для ведущей шестерни с загруженным ковшом представлена в виде $\sigma_{и} = 32,185t_i^3 - 324,45t_i^2 + 1082,8t_i - 226,09$, для ведомой шестерни с загруженным ковшом $\sigma_{и} = 26,086t_i^3 - 264,75t_i^2 + 893,63t_i - 182,17$, для ведущей шестерни с пустым ковшом $\sigma_{и} = 72,307t_i^3 - 609,75t_i^2 + 1627,4t_i - 422,69$, для ведомой шестерни с пустым ковшом $\sigma_{и} = 53,134t_i^3 - 451,09t_i^2 + 1258,8t_i - 318,59$.

Значения действующих напряжений в кинематической паре зацепления будут изменяться в интервале времени, соответствующего максимальной угловой скорости, при которой действует и максимальный момент. Циклическое изменение напряжений от изменяющихся динамических нагрузок существенно повлияет на долговечность механизма. При расчете на усталость будем рассматривать допускаемые напряжения при длительной работе с постоянным и переменным режимами нагружений.

Авторами работ по расчету планетарных передач Е.Г. Гинзбургом, Ю.Н. Кирдяшевым, Е.С. Кисточкиным, В.Н. Кудрявцевым [54, 86, 155] установлена зависимость между напряжениями σ_{HN} и циклической долговечностью N – числом циклов до появления недопустимого выкрашивания рабочих поверхностей зубьев передачи. С учетом сказанного допускаемые контактные напряжения определим по формуле

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / [n]) \cdot K_{HL}, \quad (2.71)$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базе N_{H0} . Предел контактной выносливости и его база определяются твердостью рабочих поверхностей. База контактных напряжений может быть принята в зависимости от средней твердости

$$N_{H0} = HB^3. \quad (2.72)$$

При $N_{H0} \geq 12 \cdot 10^7$ принимается $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Если расчетное число циклов больше базы контактных напряжений N_{H0} , что имеет место при длительно работающей передаче, (т.е. согласно ГОСТ 16162–78 в течение не менее 36 000 ч), то $K_{HL} = 1$. Но реальные условия эксплуатации значительно снижают ресурс работы редуктора поворота, следовательно

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{\Sigma}}. \quad (2.73)$$

При постоянном режиме нагружения расчетное число циклов перемены напряжений

$$N_{\Sigma} = 600 \omega t, \quad (2.74)$$

где ω – угловая скорость (ω_1 – шестерни, ω_2 – колеса); t – суммарное время работы передачи.

$$t = L_{\Gamma} D C t_c, \quad (2.75)$$

где L_{Γ} – срок службы передачи, год; D – число рабочих дней в году; C – число смен; t_c – продолжительность работы за смену, ч.

При этом K_{HL} не должен превышать 2,4, это условие исключит появление остаточных деформаций на поверхности зуба. Допускаемый запас $[n]$ принимаем равным 1,1 для нормализованных и улучшенных зубчатых колес поверхностно-упрочненных. При наличии конических косозубых сателлитов при разности средних твердостей рабочих поверхностей принимаем меньшее из двух полученных по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= 0,45([\sigma_{H1}] + \sigma_{H2}) \\ [\sigma_H] &= 1,15[\sigma_{H2}] \end{aligned} \right\}. \quad (2.76)$$

Допускаемое напряжение изгиба можно определить из выражения

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0} / [n]) \cdot K_{FC} \cdot K_{HL}, \quad (2.77)$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев на излом [111]; $[n]$ – допускаемый запас прочности [127, 128]; K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1$, при двустороннем $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$.

В этом случае коэффициент долговечности K_{FL} будет зависеть от твердости поверхности исходя из следующих условий:

$$\begin{aligned} \text{при } HB \leq 350 \quad 1 \leq K_{FL} &= \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}} \leq 2; \\ \text{при } HB > 35 \quad 1 \leq K_{FL} &= \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}} \leq 1,6. \end{aligned} \quad (2.78)$$

Применяемый в поворотных механизмах платформы экскаватора редуктор имеет передаточные числа $u = 8 \dots 25$. На степень энергоемкости редуктора окажет существенное влияние угловые скорости, приобретенные при работе ведущей шестерни.

$$\omega_h = \omega_1 / (1 + p), \quad (2.79)$$

где ω_1 – угловая скорость колеса редуктора; $p = z_3 / z_1$.

Угловая скорость колеса редуктора $\omega_1' = \omega_1 - \omega_h$.

Угловая скорость сателлита будет найдена как $\omega_2' = \omega_1 / i_{12}^h$.

Далее определяем КПД передачи:

$$\eta_{1h} = 1 - p\psi^h / (p + 1). \quad (2.80)$$

Следующий шаг в предложенной методике расчета – определение расчетного момента на шестерне:

$$M_{p1} = M_1 / c', \quad (2.81)$$

где $M_1 = P_1 / \omega_1$; c' – приведенное число сателлитов при $c = 3$, $c' = c - 0,7 = 2,3$.

Крутящий момент на сателлите M_2 определяем как произведение на η и i_{12}^h .

Совершая работу, каждое зубчатое колесо редуктора приобретает момент внешних сил, который определяет уравнение равновесия внешних моментов, приложенных к механизму $M_h - M_3 - M_1 = 0$.

В нашем случае также необходимо определить силы, действующие в зацеплении: окружная сила $F = 2M / d$, осевая $F_x = Ftg\beta$, радиальная $F_r = F tg\alpha / \cos\beta$, нормальная сила в зацеплении $F_n = 2M / (d \cos\beta \cos\alpha)$.

После определения действия внешних сил делаем проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости и при моментах изгиба:

$$\sigma_H = (z / a_\omega) \sqrt{M_2 K_{H\beta} (u_{12} + 1)^3 / (b_2 u_{12}^2 c')} \leq [\sigma_H]; \quad (2.82)$$

$$\sigma_F = 2M_2 K_F Y_F / (c' m b_2 d_2) \leq [\sigma_F] \quad (2.83)$$

Следующим этапом расчета будет определение энергетических составляющих. Для редуктора и отдельных звеньев необходимо установить действующую мощность в зацеплении по формуле

$$N_a^h = M_a (\omega_a - \omega_h). \quad (2.84)$$

Угловые скорости исследуемого звена относительно различных систем координат могут иметь противоположные направления, значит, и произведения момента на угловые скорости также могут иметь различные знаки. Данный факт подтверждает, что исследуемое звено может быть ведущим относительно одной системы координат и ведомым относительно другой.

Мощность в зацеплении показывает потери на трение в передаче. Таким образом, получена зависимость энергетических затрат редуктора при повороте платформы с учетом выше приведенных исследованных сил и ускорений для заданного угла поворота φ .

$$N_{III} = \left(\left(\sum_{i=1}^n \phi_{ti} \cdot \sum R_i \right) + (F_{III} \cdot r_{III}) \right) \cdot (\omega_{III} - \omega_B) \cdot K_a. \quad (2.85)$$

Исследуя рабочие процессы редуктора поворота платформы, установлено, что одним из критериев оценки эффективной работы будет мощность зацепления ведущей шестерни вала с венцом поворотного круга. Именно этот показатель позволяет учесть действие возникающих сил инерции оборудования в промежуток времени операции поворота Δt_i на кинематическую пару. Определяя крутящий момент M_k , возникающий в шестерне зацепления через мощность N_{max} гидромотора и его число оборотов n , появляется возможность исследовать изменение затраченного давления гидромотором. Изменяющиеся значения давления и мощности гидропривода позволят охарактеризовать режимные и эксплуатационные показатели силовой установки. Полученная информация будет свидетельствовать об энергоемкости каждого процесса разработки грунта.

Зависимость изменения крутящего момента от перепада давления в гидроприводе опишет равенство $M_k = 65,528P^{1,006}$. Предложенный промежуточный расчет редуктора дает возможность оценить его общий КПД с учетом особенностей структуры расположения передач, форм зацепления. Также общий КПД устанавливает взаимосвязь гидромотора и редуктора через входные параметры $M_{пол}^{ГМ}$ и $n_{ГМ}$ и выходные $N_{ш.з.}$. Все вышеперечисленные факторы будут

варьироваться в зависимости от времени разгона t_1 , времени торможения t_3 и угла поворота платформы φ , соответствующего Δt_i . Соотношение данных показателей помогут выработать комплекс мер по снижению степени влияния внешних сил инерции и оптимальному перераспределению нагрузки в зацеплении на каждый угол поворота без ущерба мощности зацепления, особенно в критический промежуток времени.

Следующей задачей является адаптация разработанных математических моделей процесса копания к реальным условиям эксплуатации с целью повышения энергоэффективности технологических возможностей одноковшового экскаватора.

Выводы по главе

1. Разработана математическая модель рабочего процесса одноковшового экскаватора при взаимодействии с грунтом, учитывающая динамику протекания процесса при различных пространственных положениях штоков гидроцилиндров и поворотной платформы, а также формирующая рекомендации по дальнейшему снижению энергоемкости процесса.

2. Установлены зависимости между геометрическими параметрами ковша (B_k, R, R_1, l, r_1) и номинальной мощностью гидропривода $N_{\text{ном}}^{\text{гп}}$, позволяющие обосновывать конструкторские параметры рабочего органа экскаватора для более высокого уровня проектирования. Доказано, что энергоэффективность гидропривода зависит от распределения сил сопротивления на режущей кромке и задней стенки ковша R_A , экстремум которого наблюдается при уменьшении угла трения ковша μ в момент внедрения в грунт. При дальнейшем формировании стружки грунта и движении в нем ковша энергоемкость процесса резко снижается, что подтверждает необходимость в пропорциональном снижении мощности гидропривода относительно силы сопротивления грунта копанию.

3. Обоснованы оптимальные соотношения между параметрами гидропривода и силовой установки экскаватора при выполнении технологических операций, позволяющие снизить энергоемкость рабочего процесса экскаватора.

Установлены функциональные зависимости мощностных, силовых, технологических и эксплуатационных характеристик при разработке грунта, обеспечивающие получение новых результатов эффективности протекания технологического процесса работы экскаватора. Для экскаваторов III и IV размерных групп при внедрении ковша в грунт максимальное значение энергоэффективной мощности гидропривода составит $N_{гп} = 30 - 35$ кВт, что соответствует мощности двигателя $N_e = 102 - 105$ кВт при выходе штока гидроцилиндра ковша $S_{п.гц.к} = 900 - 1230$ мм. При этом величина силы, создаваемой на штоке гидроцилиндра, составит $R_{ц}^3 = 170 - 210$ кН т, а работа, выполняемая гидроцилиндром рукояти, составит $A_{гц} = 287$ кДж.

4. Разработана универсальная методика определения величины силы и момента сил инерции поворотной платформы с учетом затраченной энергии и неравномерности распределения динамической нагрузки по длине зуба приводной шестерни редуктора поворотной платформы. Получены функциональные зависимости напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в кинематической паре зацепления от времени работы редуктора t , определяющие пределы и перспективы практического использования теории на практике:

- для ведущей шестерни с загруженным ковшом

$$\sigma_{и} = 32,185t_i^3 - 324,45t_i^2 + 1082,8t_i - 226,09;$$

- для ведомой шестерни с загруженным ковшом

$$\sigma_{и} = 26,086t_i^3 - 264,75t_i^2 + 893,63t_i - 182,17;$$

- для ведущей шестерни с пустым ковшом

$$\sigma_{и} = 72,307t_i^3 - 609,75t_i^2 + 1627,4t_i - 422,69;$$

- для ведомой шестерни с пустым ковшом

$$\sigma_{и} = 53,134t_i^3 - 451,09t_i^2 + 1258,8t_i - 318,59.$$

Установлено, что действующие неуправляемые циклические нагрузки от сил и моментов инерции поворотной платформы значительно повышают экономические затраты и снижают ресурс ее работы.

5. Использование 50 – 60 % полезной мощности гидропривода в технологическом процессе свидетельствует о значительном резерве повышения

потенциала экскаватора. Полезная мощность (энергия) аргументирует выбор рациональных режимов работы экскаватора, т.е. обосновывает производительность, соответствующую энергетическим затратам на единицу объема разрабатываемого грунта.

6. Применительно к проблематике диссертации раскрыты противоречия и несоответствия технологических параметров экскаватора с энергоэффективностью функционирования его систем. Изучены причинно-следственные связи между динамическими нагрузками, энергоэффективностью процессов копания и долговечностью механизмов экскаватора при разработке грунта.

3 ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ПУТЕМ АДАПТАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА КОПАНИЯ К РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

3.1 Обоснование оптимальных углов позиционирования рабочего оборудования при копании грунта

Опыт эксплуатации и исследования рабочего оборудования и гидропривода экскаватора показал, что в процессе эксплуатации этих систем из-за их больших масс в элементах гидропривода возникают значительные нагрузки. При значительном числе включений и перемещений рабочего оборудования энергоемкость тактов экскавационного цикла возрастает, а значит, и растет энергонапряженность в работе гидропривода. Статистический анализ показал, что основной причиной отказа гидропривода является не его поломка, а износ сопряжений в деталях, работающих с большей частотой включения и испытывающих большие нагрузки за короткий промежуток времени. Исследованиями установлено, что на срок службы и эффективность работы гидропривода машин существенное влияние оказывают динамические нагрузки, эксплуатационно-технологические факторы и агрессивная среда. Технологические процессы взаимодействия подсистем системы «рабочее оборудование – среда» при воздействии внешней нагрузки и неустойчивых факторов влияют на напряженность работы элементов гидропривода.

К неустойчивым факторам отнесем: мощность гидропривода, затраченную на преодоление сил сопротивлений; полезную мощность; коэффициент удельного сопротивления грунта резанию; угол наклона элемента рабочего оборудования и сочетание их в совокупности; масса груза. В известных методиках расчета геометрических, кинематических и силовых параметров механизмов рабочего оборудования экскаватора, разработанных М.З. Коловским, Ю.А. Семеновым, Г.А. Тимофеевым, не учитывается влияние собственных масс оборудования на

силы сопротивления. Также предшествующие авторы исследований не дают четких рекомендации по оптимальному диапазону суммарных углов поворота элементов рабочего оборудования, при которых гидропривод экскаватора испытывает наименьшее сопротивление копанию грунта. Следовательно, расчет оптимального диапазона углов поворота элементов рабочего оборудования СДМ требует особого подхода и разработки методики с учетом изменения воздействующих нагрузок. Автором работы сделано теоретическое предположение о том, что значительная часть энергии силовой установки и гидропривода расходуется на перемещение собственных масс тяжеловесного оборудования. Предполагается, что от выбора углов поворота оборудования экскаватора зависит энергоэффективность процесса разработки грунта. Также выдвинута гипотеза о том, что четкий контроль и управление динамическими нагрузками (нормальное и касательное ускорение, силы и моменты инерции, углы поворота платформы) снижают энергоемкость цикла и повышают ресурс работы.

Технологические операции гидропривода осуществляются при значительных затратах энергии, большая доля которой приходится на преодоление сил сопротивления и перемещение собственных масс. Мощные гидравлические механизмы и рабочий орган испытывают удары при подъеме, опускании и работе поворотной платформы, сопротивлении ветра, распределении динамических нагрузок, что снижает энергоэффективность и ресурс работы гидропривода.

С целью подтверждения теоретического предположения проведены исследования действующих сил и моментов при работе оборудования экскаватора. Для логических исследований предложена четко структурированная методика оценки сил сопротивления грунта при заданном диапазоне углов поворота рабочего оборудования. Цель разработки методики расчета – установление оптимального диапазона углов поворота оборудования, при которых гидропривод затрачивает меньше силы на разработку грунта.

Достижению поставленной цели помогло решение следующих задач: разработаны расчетные схемы исследуемых элементов; составлены уравнения

равновесий моментов и сил; определена сила, затрачиваемая на преодоление сопротивлений от собственных масс; определены зависимости сил, необходимых для отрыва грунта, от углов поворота оборудования.

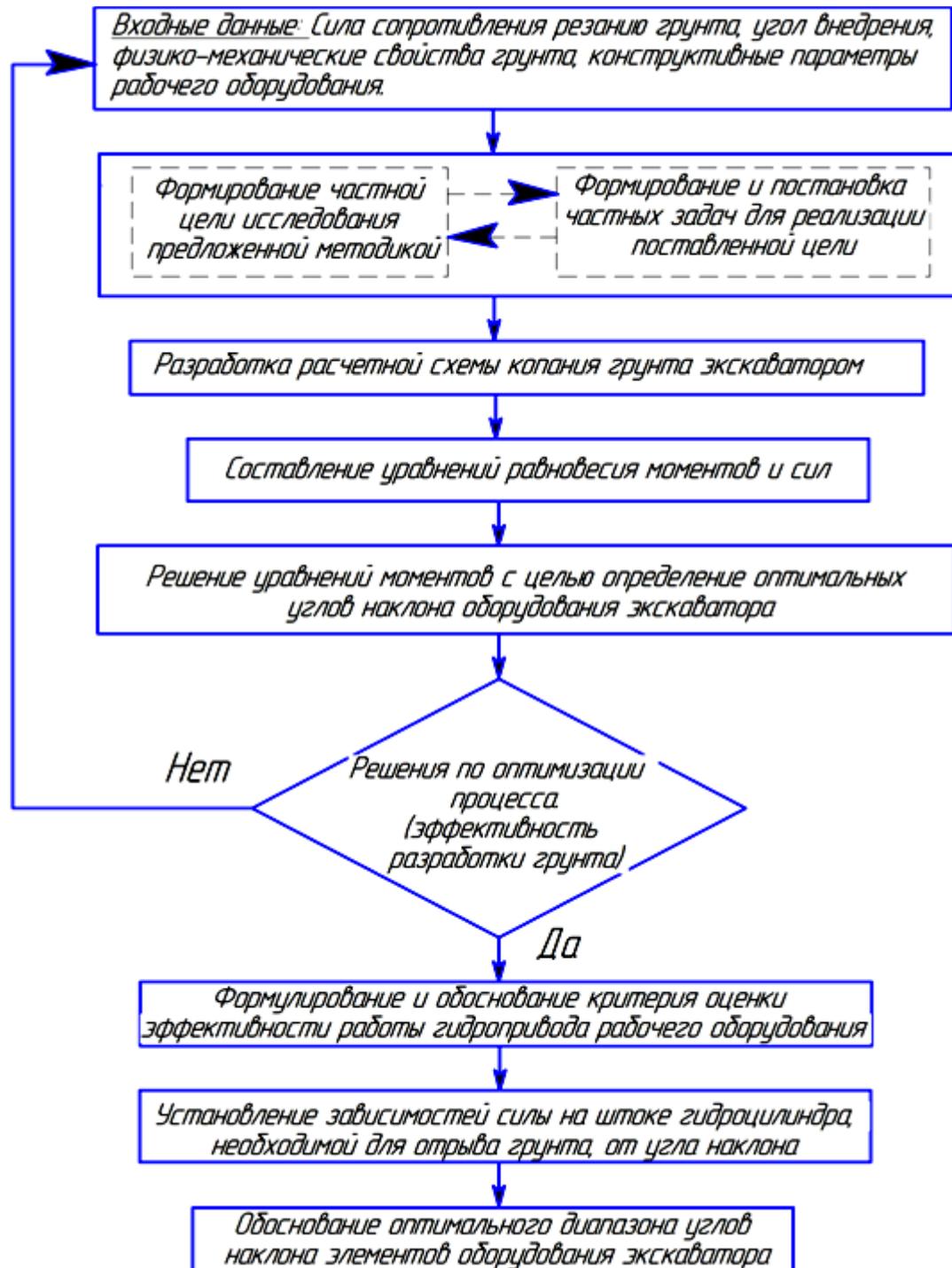


Рисунок 3.1 – Блок-схема алгоритма методики обоснования оптимальных углов наклона рабочего оборудования экскаватора

Решение поставленной задачи основывалось на известных законах теоретической механики М.З. Коловского и динамики цикловых машин И.И. Вульфсона, в которых рабочее оборудование экскаватора рассматривается как открытая кинематическая схема многозвенного механизма с одной степенью свободы (без учета поворота платформы), ограниченная возвратно-качающимся цилиндром. В основе решения задач лежали методы аналитической механики, математического анализа, геометрического анализа, теории колебаний, теоремы и положения теоретической механики.

Алгоритм методики исследования оптимальных углов поворота рабочего оборудования экскаватора представлен на рисунке 3.1. Результат исследования должен определить наиболее оптимальные (энергоэффективные) и критические позиции рабочего оборудования при эксплуатации экскаватора.

Рассмотрим силы, действующие на каждое звено рабочего органа экскаватора (рисунок 3.2).

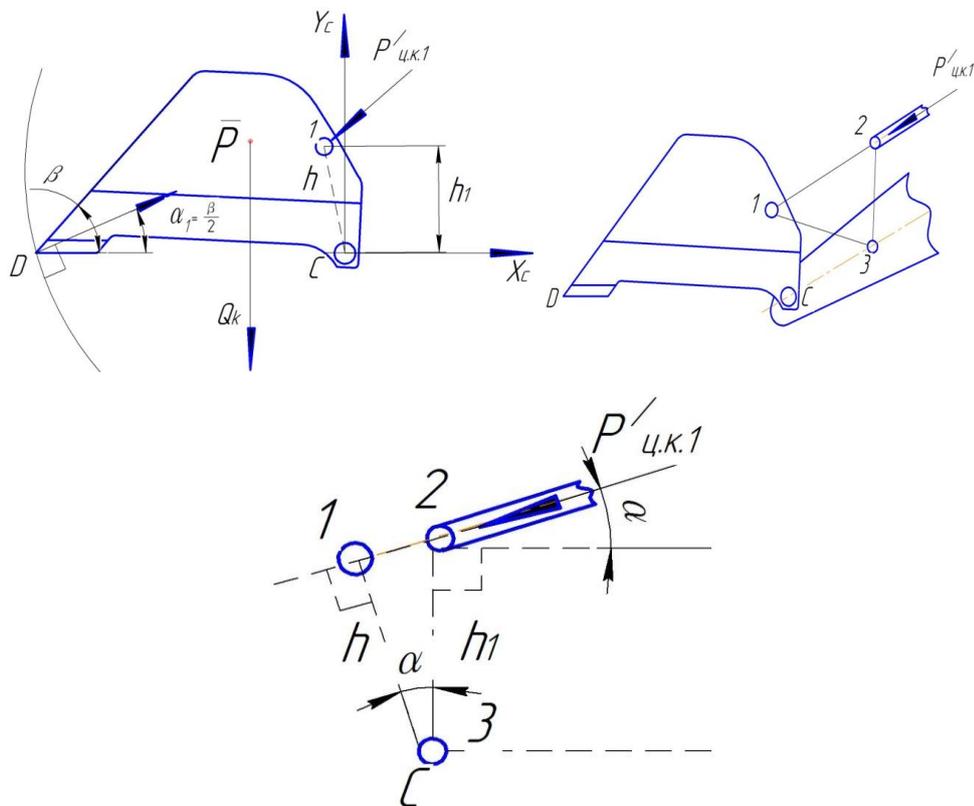


Рисунок 3.2 – Схема передачи силы на ковш через шарнирный механизм, соединяющий рукоять: α – угол между стержнем $\bar{12}$ и горизонтом (в положении DC), высота стержня $h = h_1$

Расчет будем производить от зуба ковша с учетом заданной силы при сопротивлении резанию грунта. Обратная методика расчета позволит определить необходимую силу для преодоления сопротивления резанию грунта и оценить, какая часть силы затрачивается на полезную работу.

Стержень $\bar{13} \neq \text{const}$. Поскольку шарнирное соединение позволяет конструктивно увеличить момент от силы $P'_{ц1}$ для поворота ковша, соответственно, необходимо выяснить, каким образом распределяется сила $P'_{ц1}$ по стержням $\bar{12}$ и $\bar{23}$.

Уравнения равновесия будут выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \sum X_i = 0; \quad X_c + P \cdot \cos \alpha_1 - P'_{ц1} \cdot \cos \alpha &= 0; \\ \sum Y_i = 0; \quad Y_c + P \cdot \sin \alpha_1 - P'_{ц1} \cdot \sin \alpha - Q_k &= 0; \\ \sum M_c = 0; \quad -P \cdot DC \cdot \sin \alpha + P'_{ц1} \cdot h_1 + Q_k \cdot \frac{DC}{2} &= 0, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где X_c и Y_c – силы в шарнире C (ковш – рукоять); $P'_{ц1}$ – величина силы, передающаяся стержнем $\bar{12}$.

Если $h \neq h_1$

$$-P \cdot DC \cdot \sin \alpha + P'_{ц1} \cdot \frac{h_1}{\cos \alpha}.$$

В общем виде уравнения (3.1) дают возможность проанализировать величины сил в каком-либо определенном положении ковша. Исследуя только эти положения, можно установить пределы и значений сил в критических углах поворота.

Рассмотрим более подробно распределение сил, действующих в точке 2 (рисунок 3.3).

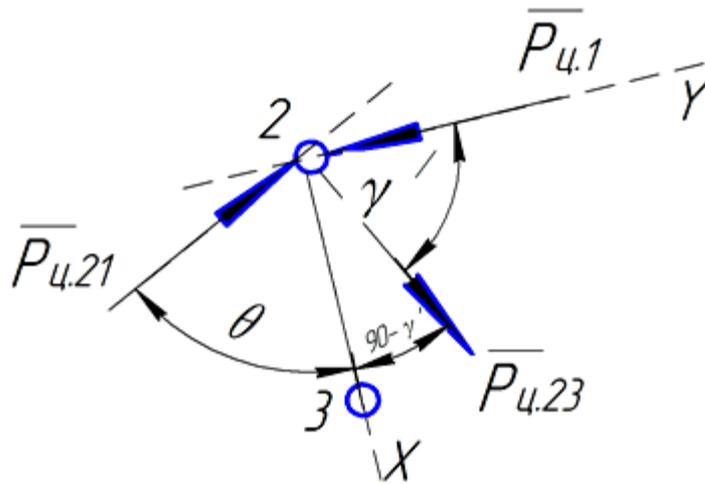


Рисунок 3.3 – Схема распределения сил в узле 2 шарнирного сочленения
 $P_{ц1}$ – сила давления штока цилиндра; γ и остальные углы – углы конструкции;
 $P'_{ц21}$ – сила, противодействующая $P'_{ц12}$; $P_{ц23}$ – сила, направленная произвольно
 (стержень $\bar{23}$ работает на растяжение – от узла 2).

По конструкции узла $\theta + \gamma < 180^\circ$, сила в стержне $\bar{23} \neq 0$, но по величине меньше каждой из оставшихся. В сходящейся системе две силы неизвестны. Запишем два уравнения равновесия. Оси направляем по $P_{ц1}$ и $+90^\circ$:

$$\sum X_i = 0; \quad P_{ц23} \cdot \cos(90 - \gamma) - P_{ц21} \cdot \cos(\theta + \gamma - 90) = 0; \quad (3.2)$$

$$\sum X_i = 0; \quad -P_{ц1} + P_{ц21} \cdot \sin(\theta + \gamma - 90) + P_{ц23} \cdot \sin(90 - \gamma) = 0.$$

Из данных уравнений будем использовать только зависимость сил $P_{ц1}$ и $P_{ц21}$, которые характеризуют долю силы, перераспределенной в зависимости от угла воздействия или заданного угла 90° . Направление силы изменится, а момент будет увеличиваться.

Исследуем силу, возникающую в шарнире B . В первом приближении также рассмотрим кинематическую связь «ковш–рукоять» (отрезок CB) как единую систему. Отрезок BB' необходимо рассчитывать как рычаг,

увеличивающий момент от действующей силы P_{u2} при повороте рукояти (отрезок CB) (рисунок 3.4).

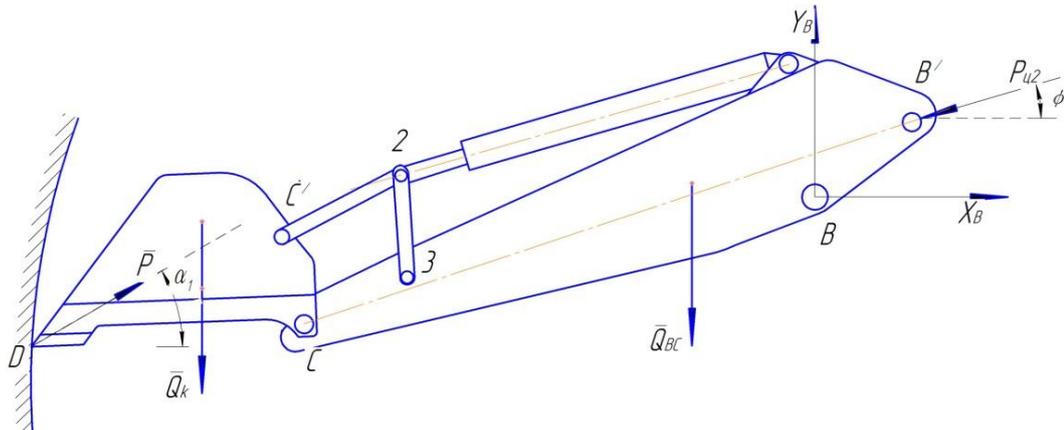


Рисунок 3.4 – Схема распределения усилий в ковше и рукояти
 ϕ – угол, определяющий положение гидроцилиндра к горизонту (значение ϕ всегда известно);
 BD – расстояние от шарнира рукояти до кромки зуба ковша

Изменение длины BD зависит от положения ковша относительно рукояти CB в процессе эксплуатации. Пунктиром представлены мнимые линии, продолженные от направления приложенных сил, а также горизонты, относительно которых опущен перпендикуляр.

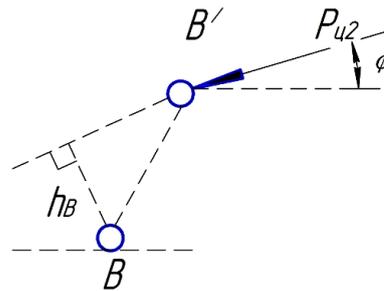


Рисунок 3.5 – Схема распределения сил относительно шарнира B рукояти

Расстояние между шарнирами рукояти $BB' = \text{const}$ (рисунок 3.5), h_B – плечо, на которое действует сила P_{u2} относительно шарнира B . На рисунке плечо

представлено как перпендикуляр, опущенный из точки В на шток цилиндра. Угол α_1 (см. рисунок 3.4) можно представить как $\frac{\beta}{2}$.

Расчет сил P и P_{u2} представим в виде двух составляющих в проекциях на оси X и Y (рисунок 3.6).

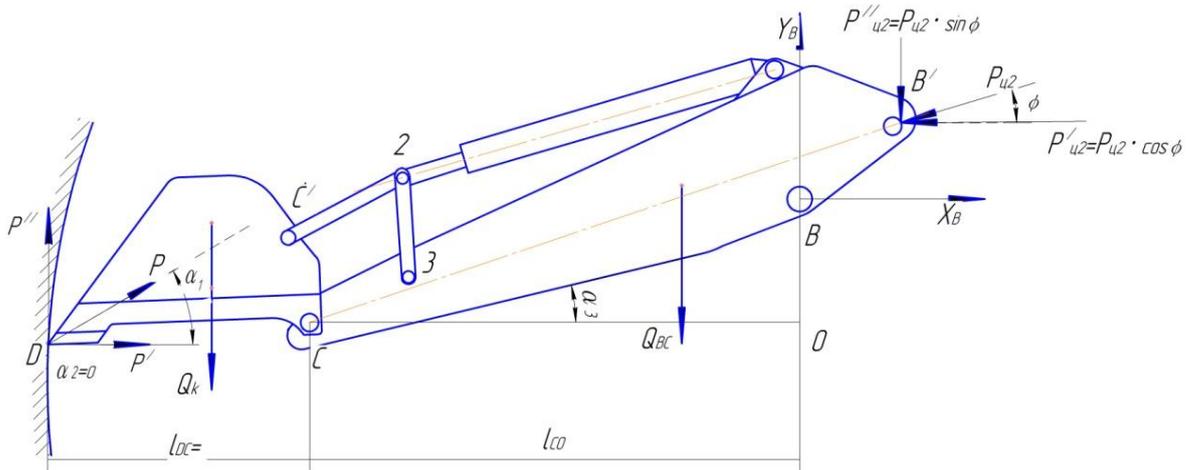


Рисунок 3.6 – Схема сил в виде двух составляющих в проекции

Угол $\alpha_2 = 0$, т.к. показывает угол между плоскостью грунта и плоскостью зуба ковша. В исходном положении ковш лежит на грунте всей своей плоскостью. На схеме (см. рисунок 3.6) силы P' и P'' показывают распределение тангенциальной силы P по осям X и Y соответственно. Аналогичное распределение происходит и в шарнире B' .

Исходя из схемы, уравнения примут следующий вид:

$$\sum X_i = 0; X_B + P_1 \cdot \cos \alpha - P_{u2} \cdot \cos \varphi = 0;$$

$$\sum Y_i = 0;$$

$$\sum M_B = 0; \tag{3.3}$$

$$\overbrace{P \cdot \sin \alpha_1}^{P''} \cdot (l_{DC} \cdot \cos \alpha_2 + l_{BC} \cdot \cos \alpha_3) + \overbrace{P \cdot \cos \alpha_1}^{P'} \cdot (l_{DC} \cdot \sin \alpha_2 + l_{CB} \cdot \sin \alpha_3) +$$

$$+ Q_k \left(l_{BC} \cdot \cos \alpha_3 + \frac{l_{CD}}{2} \right) + Q_{BC} \cdot \left(\frac{l_{BC} \cdot \cos \alpha_3}{3} \right) + P_{u2} \cdot h_B = 0.$$

При работе цилиндра ковша отрезок DC начинает изменять свое положение в пространстве, образуя угол α_2 . Далее при расчетах для более точного описания плечо l_{DC} будем записывать как произведение $l_{DC} \cdot \cos \alpha_2$.

Затем необходимо уточнить предельно возможный диапазон рабочих углов, когда ковш, а соответственно, и гидроцилиндр могут выполнять работу. Из условий эксплуатации максимальный угол раскрытия и закрытия ковша составляет $45^\circ \geq \alpha_2 \leq 180^\circ$. Поскольку для расчетной схемы выбрано положение ковша, равное уровню стояния, то условие будем рассматривать при $0^\circ \leq \alpha_2 \leq 180^\circ$.

При работе цилиндра рукояти длина плеча CB изменяется, увеличивая тем самым угол α_3 . Более подробно исследовать изменение длины плеча CB в зависимости от выхода штока можно, применив графоаналитический метод.

На данном этапе имеются три неизвестных: $X_B, Y_B, P_{ц2}$.

$$\sum X_i = 0; X_B + P \cdot \cos \alpha_1 - P_{ц2} \cdot \cos \varphi = 0;$$

$$\sum Y_i = 0; Y_B + P \cdot \sin \alpha_1 - P_{ц2} \cdot \sin \varphi - Q_k - Q_{BC} = 0; \quad (3.4)$$

$$\sum M_B = 0; P_{ц2} \cdot h_B - P \cdot BD \cdot \sin \alpha_1 + Q_k \left(CB + \frac{CD}{2} \right) + Q_{BC} \cdot \frac{BC}{3} = 0.$$

Отношение $BC/3$ принимается из условия, что Q_{BC} приложена к $1/3$ части стрелы ближе к основанию.

В данном случае исследованию подлежит в большей степени сила $P_{ц2}$, создаваемая гидроцилиндром рукояти. Особое внимание уделяется степени распределения силы $P_{ц2}$ создаваемой штоком цилиндра рукояти по направлению. Данное распределение сил поможет нам установить долю полезной работы, выполняемой гидроцилиндром на перемещение рабочего оборудования и грунта в ковше. Следовательно, можно определить энергоэффективность работы

При работе экскаватора в реальных условиях эксплуатации в зависимости от режимов включения звеньев оборудования указанные углы $\alpha_1 \dots \alpha_5$ будут либо изменяться, либо будут постоянными в интервале времени dt . Для решения задачи с работой разных гидроцилиндров по очереди и совместно рационально задать пределы изменения углов α_i в предельных положениях цилиндра. При этом вид уравнений равновесия не изменится.

Рассмотрим схему работы гидроцилиндров ковша и рукояти одновременно, когда штоки выходят из цилиндров, штоки гидроцилиндров стрелы втягиваются. Данная схема принята для определения направления сил $R_{ц}$.

После расчета сил и моментов с учетом массы конструкции рабочего оборудования и без него мы определим энергоемкость работы с точки зрения величины мощности, затрачиваемой на преодоление действия собственных масс.

По результатам расчета действующих сил и моментов в рабочем оборудовании установлено, что при изменении углов наклона ковша, рукояти и стрелы изменяется и влияние силы сопротивления грунта на энергоемкость процесса. При оптимальном сочетании углов наклона элементов рабочего оборудования возможно выполнять работу с меньшими силами, создаваемыми гидроцилиндрами. Уравнения силового баланса подтвердили теоретическое положение о том, что около 41 % энергии гидроцилиндров расходуется на перемещение собственных масс оборудования [171].

Зависимости сил на штоке гидроцилиндра от угла наклона рабочего оборудования (рисунок 3.8) характеризуют энергоемкость операции в разном пространственном положении в заданном интервале времени. Для зависимости, описывающей силу на штоке работающего гидроцилиндра ковша $R_{ц}^K = 0,0346 \alpha_2^2 - 3,4 \alpha_2 + 423,98$, характерны оптимальные углы наклона относительно горизонта забоя $\alpha_2 = 47^\circ - 53^\circ$.

Уменьшение или увеличение угла наклона ковша изменяет направление распределения сил $R_{ц}\cos\alpha_2$, $R_{ц}\sin\alpha_2$, $R_{ц}\tan\alpha_2$ и длину плеча приложения в разном процентном соотношении. Увеличение необходимой силы $R_{ц}$ для отрыва грунта до $R_{ц} = 120$ кН вызвано возрастающими силами сопротивления грунта резанию и нарушению баланса углов позиционирования оборудования при энергоемких операциях.

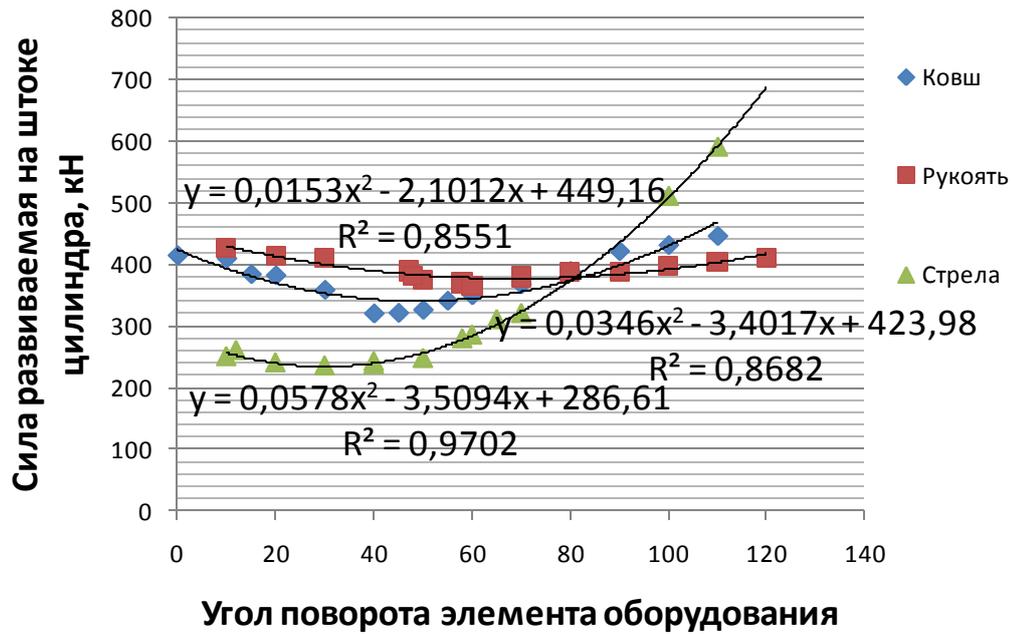


Рисунок 3.8 – Зависимость величины силы на штоке, необходимой для отрыва грунта, от угла расположения элементов рабочего оборудования

Аналогичные процессы описывают и корреляционные зависимости при работе рукояти $R_{\text{ц}}^P = 0,0153 \alpha_3^2 - 2,1012 \alpha_3 + 449,16$ и стрелы $R_{\text{ц}}^C = 0,0578 \alpha_5^2 - 3,5094 \alpha_5 + 286,61$, но диапазон изменения углов при позиционировании отличается от предыдущего. Согласно установленным зависимостям (рисунок 3.8), наименьшие затраты сил ($R_{\text{ц}}^K = 341$ кН, $R_{\text{ц}}^P = 380$ кН, $R_{\text{ц}}^C = 236$ кН), приложенных к штокам гидроцилиндров, справедливы при условиях $46^\circ \leq \alpha_2 \leq 55^\circ$, $55^\circ \leq \alpha_3 \leq 60^\circ$, $25^\circ \leq \alpha_5 \leq 30^\circ$. В таблице 3.1 представлены оптимальные значения углов наклона оборудования при энергоемких операциях [171].

Таблица 3.1 – Оптимальный диапазон углов наклона элемента оборудования экскаватора

Элемент рабочего оборудования	Угол наклона α_i^*	Сила, развиваемая штоком цилиндра, $P_{\text{ц}}$	Сопротивление грунта копанью K_1	Снижение энергоемкости $\mathcal{E}_{\text{уд}}$
Ковш	$\alpha_2 = 47^\circ \dots 53^\circ$	341	450...480	217,3
Рукоять	$\alpha_3 = 55^\circ \dots 58^\circ$	380	470...590	
Стрела	$\alpha_5 = 22^\circ \dots 27^\circ$	238	310...390	

*- сочетание оптимальных диапазонов углов наклона оборудования рассмотрено только для грунта общего назначения, $\rho = 1,8$ т/м³, разрабатываемого ниже уровня стоянки на глубине 0,8 м.

Таким образом, рассчитаны и обоснованы диапазоны углов поворота каждого элемента рабочего оборудования, при которых гидроцилиндрам необходимо затратить наименьшее значение силы, достаточной для отрыва грунта. Положительным результатом послужило рассмотрение кинематических схем звеньев как при самостоятельном, так и при их совместном функционировании. Установленные силы, развиваемые на штоке гидроцилиндра, характеризуют и затраченную энергию гидроцилиндра, которая выражается в виде мощности потока рабочей жидкости, эквивалентной работе, выполненной в одну секунду.

Сопоставляя силы, развиваемые на штоках каждого гидроцилиндра с ходом поршня в единицу времени, получим энергию, затраченную гидроприводом на каждую операцию.

Представленные результаты свидетельствуют о состоятельности предложенной методики. Предложенный диапазон углов поворота характеризует взаимосвязь пространственного расположения рабочего органа с затраченной полезной энергией (мощность гидропривода $N_{гп}$). Эффективность работы гидропривода будет оценена удельным показателем мощности на единицу вместимости ковша.

3.2 Обоснование силовых и энергетических параметров редуктора поворотной платформы одноковшового экскаватора

Энергия (работа), затрачиваемая на преодоление «отрицательных» сопутствующих нагрузок увеличивает время цикла, снижает производительность и эффективность экскаватора в целом.

Доминирующая величина суммарной потери энергии приходится на гидроцилиндры ковша, рукояти в процессе резания и на поворотную платформу СДМ при разгоне и торможении. Поэтому энергоэффективность экскаватора необходимо рассматривать как совокупность взаимодействующих систем

(«силовая установка – гидропривод», «гидропривод – рабочее оборудование», «гидропривод – кинематические связи двигателей», «рабочий орган – среда»).

Отечественные ученые Т. М. Башта, В. В. Ведерников, А. И. Воцин, Н. С. Гамынин, А. П. Кудрявцев, О. В. Лебедев, В. М. Маркварте, И. А. Немировский, Д. Н. Попов, В. Н. Прокофьев, И. В. Фрумкис, В. А. Хохлов и др. [24, 29, 35, 38, 50, 112, 156, 190, 202] обосновали теоретическую базу и предложили методику расчета гидрообъемных и гидродинамических передач. Развитие получила научно-исследовательская работа по созданию гидроприводов многоотраслевого назначения эффективного действия. Сравнение эффективности разного типа передач – сложная задача, так как выбор необходимого комплекса их показателей не имеет строгой регламентации, что вызывает определенные трудности. Кроме того, значимость того или иного показателя может изменяться в зависимости от типа и назначения исследуемой машины.

Руководствуясь ГОСТ 17752-81 «Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения» [59], установлено, что производительность экскаватора в большей степени зависит от времени цикла. Часть его величины составляет такт поворота платформы экскаватора. Из опыта эксплуатации экскаваторов следует, что процесс поворота платформы не менее энергоемок, чем зачерпывание грунта, а переходные процессы разгона и торможения из-за короткой длительности по времени зачастую превышают энергоемкость экскавации, тем самым перегружая работу агрегатов гидропривода. Следовательно, актуальность приобретает задача рекуперации энергии и разработка комплекса мероприятий по снижению удельной энергии, затраченной на единицу выполненной работы экскаватора. Частичное решение данной задачи может быть реализовано путем разработки вспомогательного механизма поворота платформы экскаватора с меньшими значениями входных параметров гидромотора (давление потока рабочей жидкости $P_{жс}$, частота вращения первичного вала гидромотора n_r). Изменение входных параметров должно снизить динамические нагрузки в механизме, равномерно распределить реакции сил, действующих в кинематических парах («венеч поворотного круга – приводная шестерня» и «планетарная солнечная

шестерня – сателлиты»)), и сохранить выходные параметры, влияющие на технологичность процесса и надежность механизма в целом.

Конечную работу (поворот платформы) совершает ведущая шестерня двухступенчатого планетарного редуктора. Следовательно, в задачу снижения энергоемкости поворота платформы входит исследование распределения сил и напряжений, возникающих в кинематических связях редуктора и поворотного круга [94, 127, 128].

Из анализа работы зубчатой пары зацепления следует, что действие нормальной силы и силы трения создает зубьям сложное напряженное состояние. Возникающие напряжения контакта σ_n и изгиба σ_F , изменяющиеся по некоторому прерывистому циклу, оказывают существенное влияние на их работоспособность [54, 155].

Непостоянные напряжения контакта и трение профилей вызывают повреждения рабочих поверхностей зубьев, данные показатели зависят от угловых скоростей, касательных ускорений и величины действующих моментов. Эти факторы необходимо учитывать при расчете и проектировании энергосберегающего механизма поворотной платформы землеройной машины. Также причиной поломки зубьев являются циклически действующие напряжения изгиба. Отказы, вызванные усталостными напряжениями, могут быть предупреждены: защитой передачи от случайных неучтенных при расчете перегрузок; управляемой циклической нагрузкой на кинематической паре «венеч поворотного круга – приводная шестерня», возникающей в момент разгона и торможения; регулированием и уменьшением скорости и ускорений поворотной платформы в процессе операции; адаптацией к изменяющейся нагрузке в процессе времени разгона и торможения; автоматическим распределением сил в поворотном механизме.

В современной методике расчета основным критерием работоспособности передач принята контактная усталость σ_F рабочих поверхностей зубьев, поскольку ее можно уменьшить, увеличивая модуль. В зависимости от совокупности динамических факторов и прочностных характеристик можно разработать мероприятия по снижению и оптимальному

распределению σ_F с учетом энергоемкости работ. На основании сказанного, предлагаем методику расчета энергетических соотношений в планетарных передачах, базирующуюся на ГОСТ 21354-75 [60], но с некоторыми изменениями, не нарушающими логики и сути данного стандарта. Алгоритм предложенной методики представлен на рисунке 3.9. Разработанная методика позволила решить ряд задач: исследование степени влияния угловых скоростей и моментов, внешних сил, действующих в зацеплении кинематической пары; сформировать критерий оценки эффективности работы механизма поворота; обосновать зависимость мощности зацепления кинематической пары от угла поворота платформы; обосновать зависимость КПД редуктора от действующих напряжений в шестернях зацепления; обосновать зависимость влияния сил и моментов инерции на формирование концентраций напряжений; исследовать соответствие числа циклов сформированной базе контактных напряжений; определить коэффициент долговечности, характеризующий влияние срока службы и режимов нагружения передачи. При разработке методики расчета силовых и энергетических параметров редуктора акцентировалось внимание на мощности зацепления ведущей и ведомой шестерен.

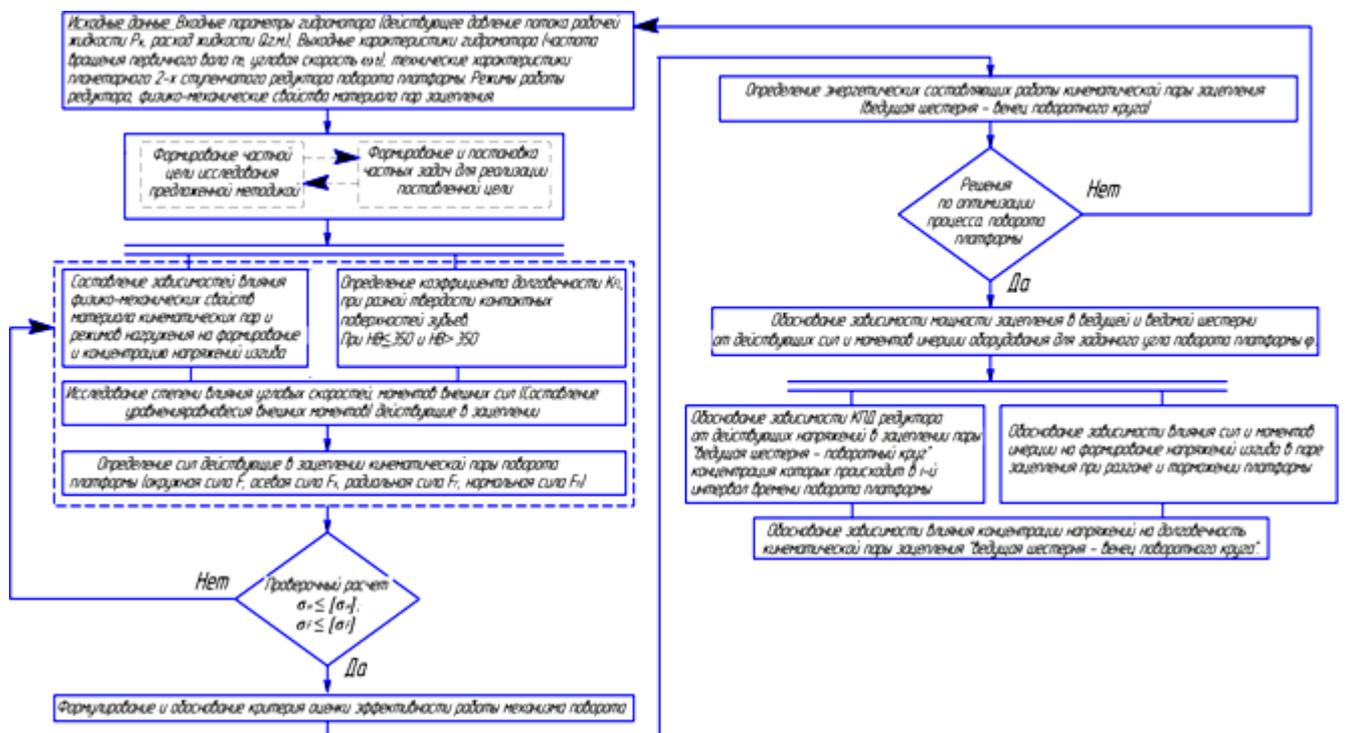


Рисунок 3.9 – Блок-схема алгоритма методики расчета силовых и энергетических параметров редуктора поворотной платформы

В известных методиках расчета долговечности механизмов, предложенные И.И. Артоболевским, Н.И. Левитским и В.Н. Кудрявцевым, долговечность и износостойкость пар зацепления зависят от их вида и конструктивного исполнения. Авторы методик придерживаются единого мнения о том, что низшие пары более износостойкие, чем высшие, т.к. износ при равных условиях пропорционален удельному давлению. Кроме того, ряд мероприятий, направленных на повышение долговечности кинематических пар, в основном связан с повышением твердости контактной поверхности.

Предел контактной выносливости и число рабочих циклов в известных методиках также определяются твердостью рабочих поверхностей.

Анализ дефектов механизмов поворотной платформы, особенно кинематической пары внутреннего зацепления, показывает, что твердость поверхности – это не решающий показатель для долговечности. Наиболее важную роль в долговечности механизмов играют значения действующей нагрузки в единицу времени на протяжении всего жизненного цикла механизма. Выдвинута гипотеза о том, что долговечность механизма можно повысить путем равномерного перераспределения нагрузки по всей контактной поверхности.

Опыт эксплуатации и исследования механизма поворотной платформы показал, что в процессе работы сопряжения «ведущая–ведомая шестерни» могут возникать значительные нагрузки. Результаты статистического анализа подтвердили, что основной причиной выхода из строя поворотной платформы является не износ контактных поверхностей зубьев венца, а их поломка под действием нагрузок и эксплуатационных факторов. Исследованиями также установлено, что эффективность работы и срок службы опорно-поворотного круга СДМ во многом зависят от изменения проектных геометрических параметров вершины и основания зубьев, на которые воздействуют динамические нагрузки и агрессивная среда эксплуатации. В известных методиках расчета усталостной прочности не учитывается воздействие напряжений изгиба, возникающих от действия моментов сил, и отклонение пятна контакта от оси проекции (отклонение от симметричного износа). Следовательно, расчет

напряжений в кинематической паре зацепления экскаватора требует пересмотреть стандартную методику с позиции непостоянных во времени действующих нагрузок.

Цель разработки методики расчета – определение зависимости распределения нагрузки в зубьях контактной пары «ведущая–ведомая шестерни» от напряжений при моментах изгиба, от отклонения симметрии пятна зацепления и других факторов, которые в известных методиках не учитывались. Важно установить влияние неравномерного распределения нагрузки на долговечность механизма и изменение энергоемкости процесса. Теоретическое решение поставленной задачи основывалось на известных законах А.С. Проникова, в которых износ представлен как величина, обратно пропорциональная твердости.

Однако анализ причин выхода из строя машин и элементов показал, что в 75 случаях из 100 они происходят из-за усталостных напряжений. Таким образом, повышение ресурса деталей опорно-поворотного круга и предупреждение напряжений является основным резервом увеличения их долговечности. Все это подтверждает, что расчет действительного контактного пятна является специфической задачей, требующей разработки новых методов и апробации их экспериментально.

Исследовалась пара зацепления «ведущая–ведомая шестерни» поворотного круга платформы. Для нормальной работы пара должна обладать износостойкостью, несущей способностью и беспрепятственным зацеплением внутренней поверхности зубьев.

Существуют основные теории построения методики расчета на износ. Первая попытка принадлежит Тому [234] и Хольму [235], которые позднее рассчитали объем вещества, изношенного на единичном пути скольжения, исходя из атомарного механизма изнашивания. Следующий важный этап развития расчетных методов на износ связан с усталостной теорией износа твердых тел, предложенной В.С. Дубровским [92,93]. Изменение геометрии сопряжений А.С. Проников характеризует величиной относительного сближения изношенных деталей 1 и 2 в направлении x - x . Сумма износов деталей должна быть постоянной

и равняться износу всего сопряжения: $h_{x1}+h_{x2}=h_{1-2}=\text{const}$. Это автор называет «условием касания тел» [93].

В настоящее время в России и Казахстане вопросами исследования взаимодействие кинематических пар, усталостных явлений в деталях дорожных и строительных машин занимаются ведущие ученые: Д.Н. Гаркунов, Ю.К. Машков, С.Н. Нураков, А.С. Проников, В.Н. Тарасов, В.В. Шевеля и др. Основные положения процессов также представлены их учениками: А.У. Ахмедьяновым, И.В. Бояркиной, М.В. Таран, А.К. Томашец, Б.Ш. Успановым, А.А. Халад и др. Однако факторы, влияющие на усталостные напряжения, изучены далеко не полностью, а основные показатели расчета всегда разные, в результате сложно выработать единую стратегию исследования этих закономерностей.

Предупреждение раннего выхода из строя зубчатых колес из-за усталостного выкрашивания является целью проведенного ниже прочностного расчета рабочих поверхностей зубьев. Расчетная методика направлена на предупреждение отказов и развитие усталостных трещин, а также оценку несущей способности передач, имеющие другие виды повреждений. Возможность изнашивания возрастает с снижением скорости и ростом отношения максимальной (часто повторяющейся) и средней по времени нагрузок. За показатель загруженности поверхности зуба примем максимальное напряжение смятия по Герцу на площадке упругого касания:

$$\sigma_H = Z_{ш} \sqrt{\frac{q}{2\rho_{пр}}} \leq [\sigma_H], \quad (3.7)$$

где $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны, мм; q – удельная контактная нагрузка, Н/мм.

При коэффициенте Пуассона $\mu=0,3$

$$Z_{ш} = 0,592 \sqrt{\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}. \quad (3.8)$$

Для зубчатых колес при $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^4$ Н/мм² $Z_{ш} = 86,6$ кгс^{1/2}/мм.

Приведенный радиус кривизны в поле зацепления к линии контакта $\rho_{\text{пр}}$ определим по формуле

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_{\text{пр}} \cdot n \cdot \omega = \frac{d_{\omega 1} \cdot u \sin \alpha_{t\omega}}{2(u \pm 1) \cos \beta_b}, \quad (3.9)$$

где $d_{\omega 1}$ – начальный диаметр зубчатого колеса, м; $\sin \alpha_{t\omega}$ – угол зацепления в торцевом сечении; $\cos \beta_b$ – угол наклона зуба на основном цилиндре; n – частота вращения.

На основании формул (3.7)–(3.9) максимальное напряжение смятия по Герцу на площадке упругого касания

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{\omega 1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.10)$$

Рассмотренные равенства свидетельствуют о том, что условия возникновения критических напряжений смятия σ_H зависят от площади пятна касания, формируемого на рабочей ширине зубчатого венца b_ω с учетом радиуса кривизны в области зацепления $\rho_{\text{пр}}$. Именно площадь пятна контакта зубьев будет ограничивать передаваемую окружную силу P_{Ht} от действующей удельной контактной нагрузки q к диаметру начальной окружности d_ω .

$$q_{\text{рсч.}} = \frac{P_n}{l_K} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha}, \quad (3.11)$$

где P_n – сила, действующая в нормальном сечении, Н; l_K – длина пятна контакта, м; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями.

$$l_K = \frac{3b_\omega}{4 - \varepsilon_\alpha} = \frac{b_\omega}{Z_\varepsilon^2}, \quad (3.12)$$

где b_ω – рабочая ширина зубчатого венца, м; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия; Z_ε^2 – коэффициент, учитывающий влияние величины ε_α на нагрузочную способность прямозубых передач.

Как показывают расчеты контактной выносливости поверхности зубьев, чем больше площадь контактной поверхности, тем меньше оказывает негативное воздействие сила в нормальном сечении зуба венца.

В процессе эксплуатации поворотной платформы механизмы поворота и сам опорный круг работают в агрессивной среде (запыленность, частицы грунта и продукт абразива). Перечисленные механические и природные примеси попадают в зацепление кинематической пары, тем самым негативно воздействуя на рабочую и контактную поверхность зубьев.

В процессе длительной эксплуатации образуется незначительный износ поверхности, способствующий неплотному прилеганию контактных поверхностей и, как следствие, смещению проектных осей зацепления (изменение структуры механизма). Изменение проектных осей зацепления вызывает перераспределение нагрузки на поверхности зубьев венца.

Сделаем теоретическое предположение о том, что на уровень загруженности контактной поверхности влияет не только величина приложенной силы на единицу площади, но и коэффициент смещения контактного пятна от оси проектной симметрии зуба. Также предположим, что данный коэффициент будет характеризовать направление вектора приложенной силы и косвенно определять долговечность.

При воздействии удельной нагрузки на контактные поверхности в точках приложения сил возникают моменты сил. С отдалением пятна контакта от проектной оси симметрии и увеличением его длины возрастает и действующий момент. Действие нагрузок и моментов больших значений в короткий период времени, например в момент разгона t_1 или торможения t_3 платформы (0,2–0,35 с), приводит к нарушению условий равенства критических напряжений изгиба: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Нарушение данного условия вызывает излом зубьев опорного круга вне зависимости от величины износа. Значит, коэффициент смещения контактного пятна от оси проектной симметрии зуба играет существенную роль при формировании моментов и влияет на оценку ресурса работы механизма.

В стандартных методиках расчета на выносливость активных поверхностей зубьев, предложенных Е.Г. Гинзбургом, Ю.Н. Кирдяшевым, В.Н. Кудрявцевым, не учитывается степень влияния коэффициента смещения контактного пятна относительно проектной оси, что при расчете ресурса объясняет накапливаемую погрешность.

При определении начального диаметра зубчатого колеса d_ω важно учесть возникающие моменты M_{H1} , приходящиеся на относительную ширину зубчатого венца шестерни ψ_d с применением коэффициента отклонения от проектной оси λ .

$$\lambda = \frac{l_K \cdot Z_\varepsilon \cdot \Delta i}{b_\omega \cdot (d_\omega - d_f)}, \quad (3.13)$$

где λ – коэффициента смещения контактного пятна относительно проектной оси; Δi – отклонение пятна контакта от проектной оси, мм; d_ω – начальный диаметр зубчатого колеса, мм; d_f – диаметр окружности впадин зубчатого колеса, мм.

Немаловажно оценить роль коэффициента Z_ε^2 , учитывающего влияние величины ε_α на нагрузочную способность прямозубых передач. Более точные коэффициенты определило полиномиальное равенство:

$$\Lambda = -7,0434(Z_\varepsilon^2)^2 + 20,616(Z_\varepsilon^2) - 13,218. \quad (3.14)$$

Диаметр начальной окружности зубчатого колеса d'_ω определим по формуле

$$d'_\omega \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{H1} \cdot (u \pm 1)}{\psi_d u [k'_0]}}, \quad (3.15)$$

где M_{H1} – расчетный момент, учитывающий контактную прочность, Н·мм; ψ_d – относительная ширина зубчатого венца шестерни; $[k'_0]$ – допускаемый силовой фактор.

Рабочую ширину зубчатого венца определяем с учетом действующего момента изгиба:

$$b'_\omega \geq \frac{2M_{H1}(u \pm 1)}{d_\omega^2 u [k'_0]}. \quad (3.16)$$

Наиболее адекватные значения момента, учитывающего контактную прочность, определим с применением коэффициента отклонения от проектной оси λ . Смещение оси приложения сил к контактной площадке зацепления значительно повышает момент изгиба и ускоряет процесс изнашивания.

$$M_{H1} \leq [M_{H1}] = \frac{b_\omega d_{\omega 1}^2 [k_0] \lambda \theta}{2(u \pm 1)}, \quad (3.17)$$

где θ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Как установлено исследованиями, существенный вклад в изменение величины действующих моментов изгиба вносит коэффициент отклонения от проектной оси λ . Более точно данную характеристику описывает представленная зависимость $M_{H1} = 5,161 \lambda^2 - 1,605 \lambda + 7,693$.

Нагрузка на контактную поверхность зацепления повышается с уменьшением пятна контакта, происходящее за счет осевого смещения проектной траектории зацепления.

$$\frac{P}{b_\omega} \leq \frac{[P]}{b_\omega} = \frac{d_{\omega 1} u [k_0]}{u \pm 1}.$$

Следовательно, учитывая представленные выражения, можно оценить, как изменяется коэффициент долговечности K_{HL}^2 в зависимости от коэффициента отклонения проектной оси λ при заданной твердости поверхности.

$$K_{HL}^2 = \sqrt[3]{N_{H0}/N_{HE}}. \quad (3.18)$$

Базовое число циклов перемен контактных напряжений определим из условий твердости поверхности: $N_{H0} = 30(HB)^{2,4}$.

Эквивалентное число циклов изменения напряжений N_{HE} при действии переменной нагрузки определим при воздействии коэффициента λ и коэффициента неравномерности распределения нагрузки θ :

$$N_{HE} = \sum_i \left[\frac{M_{1i} + v_H M_{H1}}{M_{H1} (1 + v_H)} \right]^3 \cdot n_{ц1i} \cdot \theta \cdot \lambda, \quad (3.19)$$

где M_{1i} – момент на шестерне, соответствующий i -й нагрузке, Н·м; $n_{ц1i}$ – число циклов изменения напряжений при действии момента M_{1i} у шестерни, $n_{ц1i} = 60 \cdot n_{1i}^h \cdot t_{Li}$; t_{Li} – продолжительность действия нагрузки M_{1i} за полный срок службы, ч.

Аппроксимируя данные, характеризующиеся установленными коэффициентами, уравнение эквивалентного числа циклов изменения напряжений N_{HE} с учетом отклонения пятна контакта от проектной оси λ примет вид

$$N_{HE} = -63,56 \ln(\lambda) + 43,365; R^2 = 0,935.$$

По результатам исследований разработана номограмма, определяющая зависимость изменения коэффициента долговечности и коэффициента неравномерности распределения нагрузки от коэффициента отклонения пятна контакта от проектной оси λ при заданной твердости поверхности (рисунок 3.10).

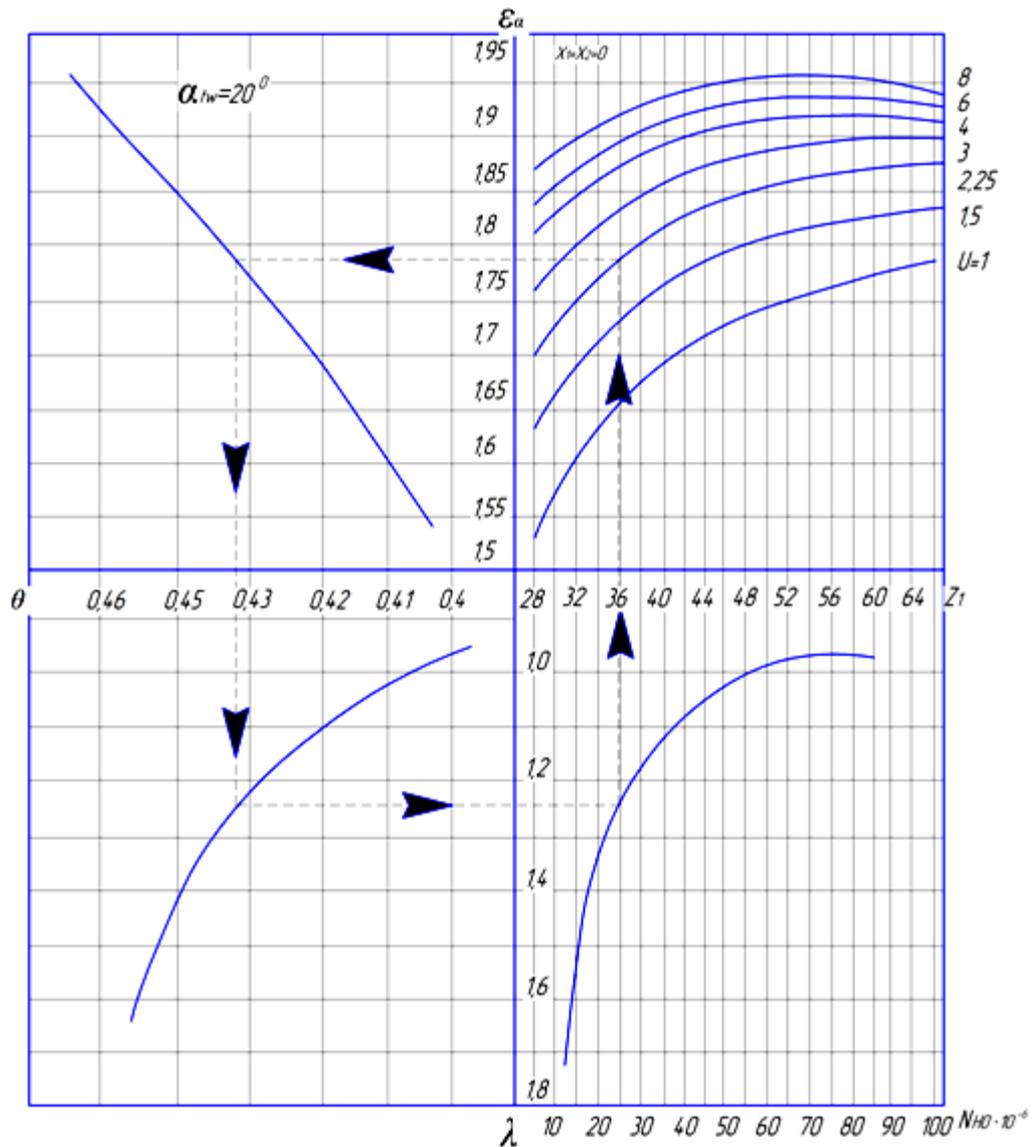


Рисунок 3.10 – Номограмма для определения зависимости базовых циклов контактных напряжений от изменения коэффициента неравномерности распределения нагрузки и коэффициента отклонения пятна контакта от проектной оси λ

При исследовании влияния перекоса осей на работу кинематической пары зацепления важно исследовать процесс распределения нагрузки среди зубьев. Для расчета такой пары применим метод суперпозиции, рассматривая представленные факторы порознь.

Составим схему прямых зубьев шестерни с измененной проектной геометрией контактных поверхностей, вызванной смещением осей приложения нагрузки (рисунок 3.11).

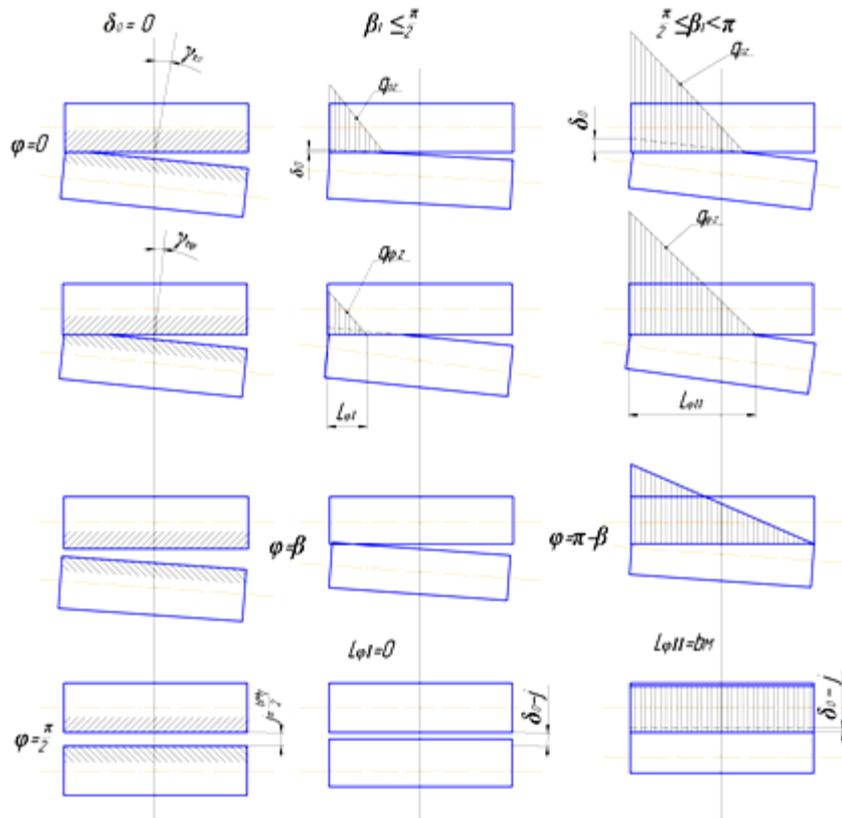


Рисунок 3.11 – Схема распределения нагрузки на зубьях шестерен при смещении осей зацепления

Распределенная по длине зуба нагрузка $q_{\varphi z}$ нелинейно изменяется с увеличением деформации:

$$\delta_{\varphi z} = \delta_0 - j_{z\varphi},$$

где δ_0 – максимальная деформация пары зубьев при $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$.

Зависимость $q_{\varphi z} = f(\delta_{\varphi z})$ линеаризируем в диапазоне нагрузок, представляющих практический интерес:

$$q_{\varphi z} = C_{\Sigma ш} \cdot \delta_{\varphi z}, \quad (3.20)$$

где $C_{\Sigma ш}$ – удельная жесткость зубьев шестерен, Н/мм².

Размер пятна контакта представлен функцией максимальной деформации данной пары зубьев:

$$\delta_{\varphi} = \delta_0 - j_{\varphi \min}.$$

При исследовании кинематической пары зацепления с прямыми зубьями при незначительной деформации δ_0 в контакте находятся зубья, размещенные на дуге с центральным углом $-\beta \leq \varphi \leq \beta$ и зубья, диаметрально противоположные указанным. В нашем случае угол β характеризует положение пары зубьев, для которой деформация $\delta_{\varphi=\beta} = 0$:

$$\beta = \arccos[1 - 2\delta_0/(b_{\text{ш}}\gamma)] \quad (0 \leq \beta \leq \pi). \quad (3.21)$$

Длина пятна контакта не превышает $L_{\varphi I} \leq 0,5b_{\text{ш}}$, а параметрический угол $\beta < \frac{\pi}{2}$. Из рисунка 3.11 выведем зависимость для определения длины пятна контакта:

$$L_{\varphi I} = \frac{\delta_{\varphi}}{(\gamma \cos \varphi)}. \quad (3.22)$$

Проинтегрировав зависимость (3.22) в пределах длины пятна контакта, можно вычислить нагрузки, действующие в кинематической паре зацепления. Нагрузки на зубья шестерен при $\frac{\pi}{2} < \varphi < 2\pi$ определяем из условия симметрии эпюры относительно OX_1 и OY_1 :

$$\text{при } 0 < \varphi < \beta \quad P_{\varphi I} = b_{\text{ш}}^2 \cdot C_{\Sigma\text{ш}} \cdot \gamma (\cos \varphi - \cos \beta)^2 / (8 \cos \varphi);$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } 0 < \varphi < \pi - \beta \quad P_{\varphi II} = P_{\varphi I}; \\ \text{при } \pi - \beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \quad P_{\varphi II} = -0,5b_{\text{ш}}^2 \cdot C_{\Sigma\text{ш}} \cdot \gamma \cdot \cos \beta; \end{array} \right\}$$

$$\text{при } 0 < \varphi \leq \frac{\pi}{2} \quad P_{\varphi III} = 0,5b_{\text{ш}}^2 \cdot C_{\Sigma\text{ш}} \cdot \gamma \left[\frac{2\delta_0}{(b_{\text{ш}}\gamma) - 1} \right].$$

Вследствие достаточно большого количества зубьев венца опорно-поворотного круга экскаватора ($Z_{ш} = 50$) от дискретных сил P_{φ} можно перейти к непрерывно распределенной по делительной окружности шестерни диаметром $d_{ш}$ нагрузке \tilde{P}_{φ} :

$$\tilde{P}_{\varphi} = P_{\varphi} \cdot Z_{ш} / (\pi d_{ш}). \quad (3.23)$$

Используя условия равновесия и интегрируя равенство (3.23) по всем нагруженным парам зубьев шестерен, определим вид уравнения величины деформации δ_0 или параметрического угла:

$$f = F(\beta) \text{ или } f = F(\delta_0),$$

где $f = \frac{M}{(Z_{ш} \cdot d_{ш} \cdot b_{ш}^2 \cdot c_{\Sigma ш} \cdot \gamma \cdot \cos \alpha_{ш})}$ – безразмерный параметр, характеризующий степень загрузки шестерни.

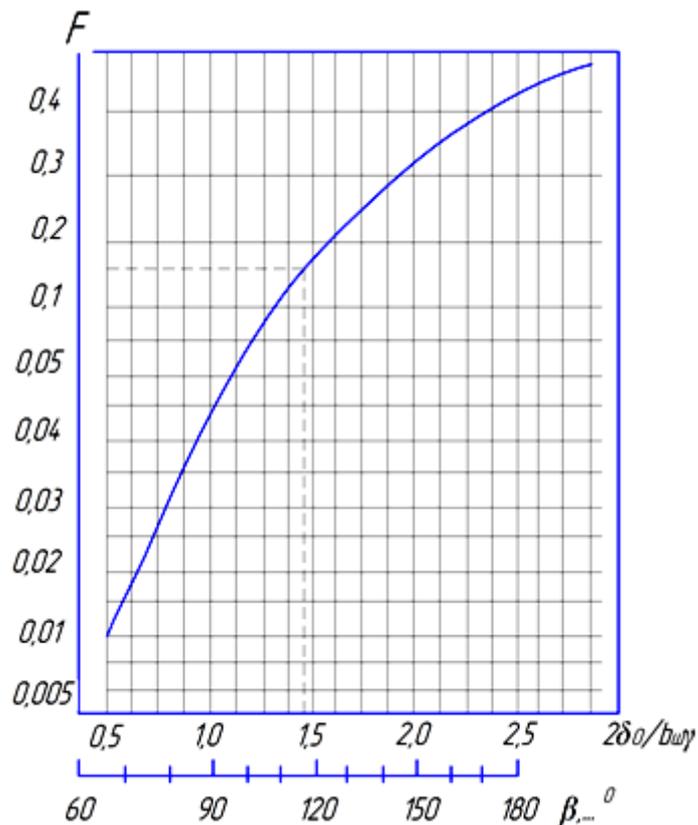


Рисунок 3.12 – График зависимости степени загрузки венца поворотного круга f от величины деформации δ_0 зубьев

График функции $F(\beta)$ или $F(\delta_0)$ на рисунке 3.12 позволяет определить значение угла β или деформации δ_0 . При нагрузке, соответствующей значению $f = 0,04$, первая схема переходит во вторую, а при $f = 0,25$ вторая схема переходит в третью расчетную (см. рисунок 3.11).

Неравномерность распределения нагрузки на зубьях шестерен определяем коэффициентом $K_\varphi = \tilde{P}_{\varphi \max} / \tilde{P}_{\text{ср}}$, а неравномерность распределения нагрузки по длине наиболее нагруженного зуба коэффициентом $K_Z = b_{\text{ш}} \cdot q_{\varphi Z \max} / \tilde{P}_{\varphi \max}$ ($\tilde{P}_{\text{ср}}, P_\varphi$ – среднее и максимальные распределенные силы на зубьях шестерен). Коэффициент $K_{\text{нр}} = K_\varphi \cdot K_Z$ можно использовать при определении зубьев шестерни на прочность.

Таким образом, предложенная математическая модель распределения нагрузки по поверхностям зубьев кинематической пары «ведущая шестерня–венец поворотного круга» позволяет более широко взглянуть на роль коэффициента отклонения пятна контакта λ от проектной оси в долговечности механизма. Как установлено исследованиями, коэффициент отклонения пятна контакта λ от проектной оси существенно влияет на значение возникающего момента в шестерни зацепления, следовательно, будет характеризовать и мощность, затрачиваемую редуктором поворотной платформы на преодоление сил сопротивления.

С увеличением асимметрии износа в пятне контакта увеличивается и энергоемкость процесса поворота платформы на M_{H1} , значит, предложенное равенство (2.83) примет вид [181]:

$$\left. \begin{aligned} N_{\text{ш}} &= \left(\sum_{i=1}^n \phi_{\text{тi}} \cdot \sum R_i \right) + ((F_{\text{ш}} \cdot r_{\text{ш}}) + M_{\text{H1}}) \cdot (\omega_{\text{ш}} - \omega_{\text{в}}) \cdot K_a; \\ \left(\sum_{i=1}^n \phi_{\text{тi}} \cdot \sum R_i \right) &= \frac{2\varphi}{t_1^2} \cdot \frac{m \cdot r^2}{2}; \\ M_{\text{H1}} &= \frac{b_\omega \cdot d_{\omega 1}^2 \cdot [k_0] \cdot \lambda \cdot \theta}{2(u \pm 1)}. \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

Предложенная методика расчета долговечности зубьев венца поворотного механизма, а также установленная зависимость между величиной θ – уравнение

(3.17) – и величинами Z_1 и λ позволяют учитывать воздействие внешних нагрузок и осевого смещения пятна контакта при расчете моментов изгиба. Из рисунка 3.11 и равенства (3.19) видно, что с увеличением λ и θ , увеличивается и значения M_H .

Предложенная методика позволяет установить зависимость базовых циклов работы с переменными нагрузками $N_{НО}$ от λ и θ . Для более точного определения усталостных напряжений, наравне с динамическими нагрузками, необходимо учитывать и физико-механические свойства материала (твердость HB или HRC). Расчеты показали, чем больше λ и M_1 , тем больше износ i и выше вероятность облома зуба.

Установлено, что распределение нагрузки на зубьях шестерен при смещении осей зацепления (рисунок 3.11) происходит неравномерно и с разной скоростью. Увеличение отклонения пятна контакта от проектной оси снижает долговечность кинематической пары зацепления и повышает энергоемкость процесса поворота платформы от 17 % до 42 %. Последствия, связанные с напряженностью зубьев кинематической пары, отрицательно сказываются на времени цикла экскаватора, а значит, напрямую влияют на техническую производительность P_T .

При установлении зависимости коэффициента долговечности K_{HL}^2 от напряжения изгиба использовались: теория А.С. Проникова перехода от одного вида взаимодействия к другому, $h/r \geq K_o \cdot (c \cdot \sigma_T / E)^2$; переход от упругого деформирования к разрушению, $\sigma_x = 0,33HB / 1 - \psi$; теория П.Ф. Дунаева, $[\sigma]_H = (1,8HB + 67) / 1,1$ или $[\sigma]_H = (14HRC + 170) / 1,1$, здесь $[\sigma]_H$ характеризует допустимое контактно-поверхностное напряжение, а коэффициент 1,1 – запас прочности [92,93,159].

С учетом вышеперечисленных теорий взаимодействия контактных поверхностей и разработанной автором методики, получена зависимость λ от контактных напряжения изгиба σ_H – уравнение (3.19) [159, 164, 165].

При исследовании влияния смещения проектной оси пятна контакта на работу кинематической пары зацепления разработана система изменения энергонапряженности процесса поворота платформы.

Результаты исследований показали, что режимы работы механизма поворота платформы оказывают большое влияние на снижение КПД, экономичности, величину касательной силы инерции платформы СДМ и действующие напряжения изгиба в парах зацепления.

При работе механизма поворота платформы в его кинематических парах зацепления возникают динамические нагрузки. Величина нагрузок циклически изменяется в зависимости от угла φ поворота платформы. Каждому промежутку времени работы механизма (t_1, t_2, t_3) соответствует нагрузочный режим, который сопровождается нарастающими силами инерции, вызывающими неравномерно распределенные по контактным поверхностям шестерен напряжения изгиба (рисунок 3.13).

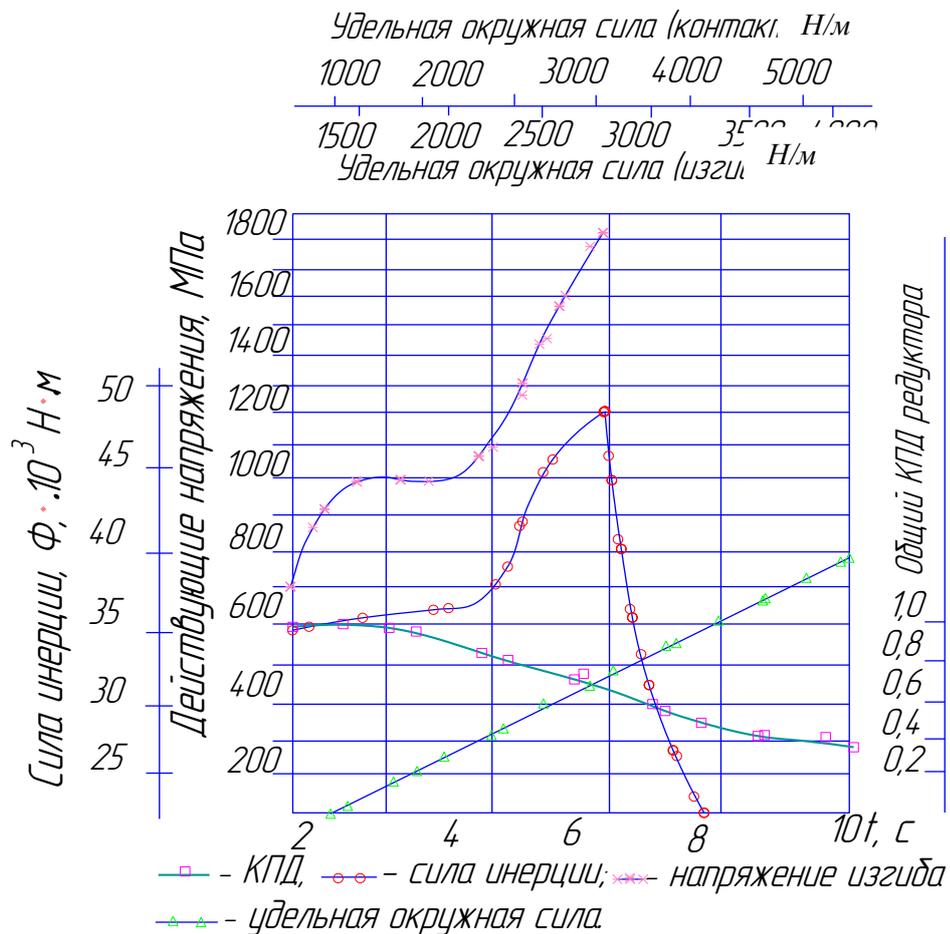


Рисунок 3.13 – График зависимости общего КПД редуктора от действующего напряжения в зацеплении пары «ведущая шестерня–поворотный круг»

Анализируя графики зависимостей (рисунок 3.13), можно с уверенностью отметить, что пиковые значения нагрузки в механизме поворота приходятся на 2,7 и 6,8 секунды работы. Этот период соответствует разгону t_1 и торможению t_3 платформы соответственно. При разгоне поворотной платформы за короткий промежуток времени t_1 за счет больших собственных центр масс и угла поворота $\varphi = 90 - 110^\circ$ возникает сила инерции $\phi = 35000 - 36000$ Н. С увеличением силы инерции ϕ в момент t_1 наблюдается рост удельной окружной силы в шестернях зацепления механизма поворота 1750 Н/мм. Действие указанных сил неизбежно влечет появление контактных напряжений σ_n и напряжений изгиба $\sigma_{и}$ на контактной поверхности зубьев шестерен. Опасность работы механизма в момент разгона заключается в том, что действующие напряжения σ_n и $\sigma_{и}$ не распределены по всей поверхности, а сконцентрированы только по ширине контактного зуба и крайним точкам эвольвенты прилегающих зубьев. Именно в переходной момент времени $t_1 \rightarrow t_2$ работы редуктора поворота платформы обеспечивается большой удельной энергоемкостью. Это объясняется тем, что большая часть энергии или мощность в зацеплении расходуется на преодоление инерционных и гидравлических сил сопротивления. В этот момент гидромотор редуктора работает под давлением $P = 17$ МПа. КПД редуктора составляет порядка $\eta = 0,8$, т.е. несмотря на энергозатратность, потенциал механизма используется в полной мере (см. рисунок 3.13). Далее с ростом сил сопротивления в период $t_2 \rightarrow t_3$ КПД редуктора значительно снижается, до $\eta = 0,65$, а энергоемкость – увеличивается. Данное явление объясняется стабильно действующими нагрузками (ϕ , σ_n , $\sigma_{и}$ и др.) в короткий промежуток времени $t_2 = 3$ с. Заключительный период такта поворота платформы, торможение осуществляется при экстремально высоких нагрузках, когда силы инерции резко возрастают до $\phi = 48000 - 50000$ Н, вызывая мгновенный всплеск напряжений в контактных шестернях $\sigma_{и} = 1800 - 2000$ МПа (см. рисунок 3.13). При этом гидропривод данной магистрали также находится в нагруженном состоянии. Совокупность действующих сил и моментов значительно повышают удельную энергоемкость процесса $\mathcal{E}_{уд}$ и резко снижают эффективность $\eta = 0,65$ и долговечность редуктора поворотной платформы. В

итоге после непродолжительных циклов эксплуатации порядка $2 \cdot 10^5$ происходит излом зубьев именно в той части венца поворотного круга, которая приходится на максимальный угол поворота $\varphi = 90 - 110^\circ$, т.е. соответствующий периоду торможения t_3 платформы.

Предложенная методика расчета нагруженности кинематической пары зацепления механизма поворотной платформы позволила шире взглянуть на проблему энергоемкости такта поворота. Например, ГОСТ 16162-78 регламентирует определять предел контактной выносливости твердостью рабочих поверхностей. База контактных напряжений также принимается в зависимости от средней твердости.

Данное условие не определяет в полной мере базу циклов, соответствующую достижению критических значений контактных напряжений при максимальном сроке службы. Подтверждением данного несоответствия служит тот факт, что поворотная опора с внутренним зубчатым зацеплением ОП-1600 32142РУ1 экскаватора ЭО-4225А изготавливается из стали 20 (ГОСТ 1050-74), после термообработки, предусмотренной технологией изготовления, твердость активных поверхностей зубьев составляет 30 – 35 HRC. Ведущее зубчатое колесо изготавливают из стали 40Х (ГОСТ 4543-71), твердость поверхности составляет 260 НВ (ГОСТ 8479-70). Указанная твердость достаточно высока для того, чтобы выдерживать значительные по величине нагрузки. Согласно технологии изготовления, проводится закалка или цементация только верхних слоев металла, т.к. именно поверхность должна обладать высокими физико-механическими свойствами, а основа металла должна быть вязкой (демпфер нагрузок). Однако при столь высоких физико-механических свойствах поверхностей в практике эксплуатации экскаватора обрыв зубьев поворотного круга довольно частое явление.

Как показали теоретические исследования, проведенные по предложенной методике, существенную роль в долговечности механизма играет не твердость поверхностей, а концентрация сил, приложенных на контактную площадь в единицу времени. Именно величина приложенной силы в секунду времени на

контактную площадь формирует зоны концентрации напряжений. Локализация усталостных напряжений со временем превосходит предел возможных напряжений изгиба и текучесть металла, что приводит к разрушению зуба.

По результатам исследования энергоемкости такта поворота платформы экскаватора можно сделать следующие выводы:

- наиболее энергоемкими периодами поворота платформы являются разгон t_1 и торможение t_3 ;

- пик критически опасных значений напряжений изгиба $\sigma_{из} > [\sigma_{из}]$ и контакта $\sigma_{н} > [\sigma_{н}]$ приходится на период торможения t_3 платформы или соответствует углу поворота платформы $\varphi = (90 - 110)^\circ$;

- основная причина облома зубьев венца опорно-поворотного круга – формирование концентрации напряжений $\sigma_{из}$ и $\sigma_{н}$ за короткий промежуток времени $t_3 = 1,3$ с на малом пятне контакта, равным площади боковой поверхности зуба, зачастую соответствующей площадке износа;

- технические требования по твердости зуба 35 HRC на долговечность механизма влияют в небольшой степени. Решающую роль играют касательные силы инерции и возникающие концентрации напряжений на единицу контактной площади зуба;

- один из вариантов снижения энергоемкости процесса – перераспределение усилий по кинематическим парам зацепления с адаптацией к моментам собственных масс и инерции всей платформы. Положительный эффект в работе поворотной платформы возможен и при сглаживании амплитуды времени действия нагрузки.

Установленные соотношения данных показателей помогут выработать комплекс мер по снижению влияния внешних сил инерции и оптимальному перераспределению нагрузки в зацеплении на угол поворота без потери мощности в зацеплении, особенно в критический промежуток времени. Расширить знания энергозагруженности режимов работы платформы поможет исследование формирования сил, действующих на контактную поверхность во время переходных процессов разгона и торможения.

Важной задачей, которую предстоит решить, – это исследование формирования концентрации напряжений как функции времени. Достоверность и адекватность исследований природы появления усталостных и износных разрушений возможно только при одновременном проведении металлографической экспертизы поврежденных зубьев. Как известно, возникающие силы и моменты, препятствующие движению платформы, преодолевает гидропривод исполнительных механизмов, эффективность функционирования которого будет зависеть от внутренней энергии потока рабочей жидкости, действующей в момент времени максимальных нагрузок на исполнительном механизме (гидромоторе).

3.3 Исследование эффективности внутренней энергии гидропривода экскаватора при различных режимах нагружения

Исполнительные и рабочие механизмы современного экскаватора имеют, как правило, гидравлический привод. Функциональный диапазон гидропривода и его эффективность использования зависят как от конструктивных особенностей элементов гидропривода, так и от технической характеристики экскаватора. Комплексным показателем работы экскаватора считается его производительность, которая подразделяется на теоретическую, техническую и эксплуатационную [59]. В итоге все виды производительности характеризуют влияние технического состояния гидропривода, условий эксплуатации, категорию разрабатываемого грунта и т.п. Однако эффективность работы гидропривода зависит еще и от множества других факторов (схема включения элементов, перепады давления в системе, полезная работа потока рабочей жидкости, эффективная мощность гидропривода и т. п.). Для модернизации гидропривода и поиска способов совершенствования важно исследовать наиболее нагруженные элементы и принцип распределения давления в каждом элементе гидропривода СДМ. Цель исследования: подтверждение гипотезы о том, что рекуперация энергии потока рабочей жидкости снижает потери мощности, затраченные на преодоление суммы сил сопротивления, возникающих при разработке грунта.

В расчете учитывалась стандартная рабочая жидкость (масло ВМГЗ,

кинематическая вязкость $\nu = 10$ сСт при рабочей температуре 50 °С и плотность $\rho = 880$ кг/м³). Для полного учета местных сопротивлений длину рукавов высокого и низкого давления принимаем по технической характеристике. Количество штуцеров и переходников считаем по конкретной машине на базе предприятия ТОО «СУ-808» (Республика Казахстан). С целью определения эффективности работы каждого элемента гидропривода в замкнутом контуре необходимо исследовать степень распределения давлений в гидросистеме экскаватора.

Первый шаг расчета – исследование потерь давления ΔP при нейтральном положении гидрораспределителя. Потери давления в элементах гидропривода (гидрораспределителе, гидроклапанах, гидрозамках, фильтрах) определяли по характеристикам гидропривода при расчетных значениях расхода и вязкости рабочей жидкости по известным методикам, разработанным Т.В. Алексеевой, Л.Е. Поляковым, Н.В. Хребтовым, В.В. Юшкиным [5,147,203,205]. Местные сопротивления вызваны изменением направления или скорости потока ν . К местным сопротивлениям $\xi_{\text{мсопр}}$ относятся, например тройники и поворотные соединения, переходники, изгибы трубопроводов, входы и выходы из гидроэлементов и т. д. В результате расчетов были определены суммарные гидравлические потери в гидроприводе для каждого режима нагружения с учетом потерь давления в трубопроводах и других элементах гидропривода. Давление $\Delta P_{\text{пр}}$ на выходе из распределителя при нейтральном положении золотников характеризует потери в сопротивлении. Полученные расчетные данные представлены в таблице 3.2.

Второй шаг расчета – исследование наиболее энергонапряженного такта экскавационного цикла «захват ковшом грунта». Исходным параметром расчета является номинальное значение подачи рабочей жидкости насоса $Q_{\text{ном}}$. Потери давления в гидрораспределителе, гидроклапанах, гидрозамках, фильтре и трубопроводах напорной и сливной гидролиниях рассчитывались согласно ранее приведенной последовательности.

При расчете сливной гидролинии учитывался расход рабочей жидкости на выходе из гидродвигателя (гидроцилиндра). При этом учитывалась схема его включения. Результаты расчета показателей для напорной и сливной гидролиний

представлены в таблицах 3.3 и 3.4.

Аналогично рассчитали перепады давления рабочей жидкости ΔP при такте «высыпание грунта из ковша». Расчет потерь давления ΔP производим как для напорной, так и для сливной гидролиний. Результаты расчета представлены в таблицах 3.5 и 3.6. Фактическую силу на штоке гидроцилиндра определяем по схеме включения с надпоршневой рабочей полостью:

$$R_{ц} = [(P_{ном} - \Delta P_{н}) \cdot F_{ш} - \Delta P_{сл} \cdot F_{п}] \cdot \eta_{гм.ц}, \quad (3.25)$$

где $\Delta P_{н}$ и $\Delta P_{сл}$ – потери давления в напорной и сливной гидролиниях соответственно; $\eta_{гм.ц}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

Далее методом математической статистики определяются коэффициенты потери давления после каждого элемента гидропривода (таблица 3.7).

Таблица 3.2 – Потери давления в нейтральной позиции распределителя

Показатель	$Q_{н}, \text{м}^3/\text{с}$	$V, \text{м}/\text{с}$	$d_y, \text{м}$	Re	λ	ξ	$\Delta P, \text{кПа}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$\mathcal{G}, \text{м}/\text{с}$
РВД 1	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,06	0,02	387	0,208		53,5	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидродвигатель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,38	0,02	387	0,208		152,19	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Распределитель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			4	244	880	
Фильтр	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1,66	0,032			2,5	3	880	
Штуцеры переходные	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			0,012	7,3	880	
Суммарные гидравлические потери $\Delta P_{пр} = 1 \text{ МПа}$.									

Таблица 3.3 – Результаты расчета показателей для напорной гидролинии

Показатель	$Q_n, \text{ м}^3/\text{с}$	$V, \text{ м/с}$	$d_y, \text{ м}$	Re	λ	ζ	$\Delta P, \text{ кПа}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\vartheta, \text{ м/с}$
РВД 1	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,24	0,02	385	0,208		53,5	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидроцилиндр	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,24	0,02	385	0,208		152,19	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидродвигатель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,099		1516	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Клапан редуционный	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		759,7	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,099		1011	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Делитель потока	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		633	880	$220 \cdot 10^{-3}$
РВД 4	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		253	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Распределитель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			4	244	880	
Фильтр	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1,66	0,032			2.5	3	880	
Гидрозамок	$1,33 \cdot 10^{-3}$	6,6	0,016			2.5	47,9	880	
Штуцеры переходные	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			0.12	7,3	880	
Суммарные гидравлические потери в напорной гидролинии $\Delta P_{\text{пр}} = 7,3 \text{ МПа}$.									

Таблица 3.4 – Результаты расчета показателей для сливной гидролинии

Показатель	$Q_n, \text{ м}^3/\text{с}$	$V, \text{ м/с}$	$d_y, \text{ м}$	Re	λ	ξ	$\Delta P, \text{ кПа}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\vartheta, \text{ м/с}$
РВД 4	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012	447	0,179		662	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012	447	0,143		705	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидромотор	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012	447	0,179		529	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидродвигатель	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012	447	0,143		1058	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Клапан	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012	447	0,179		905	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Делитель потока	$0,93 \cdot 10^{-3}$	3	0,012	273	0,293		107	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Распределитель	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012			4	118	880	
Фильтр	$0,93 \cdot 10^{-3}$	1,16	0,032			2,5	2,4	880	
Гидрозамок	$0,93 \cdot 10^{-3}$	4,6	0,016			2,5	23,3	880	
Штуцер переходной	$0,93 \cdot 10^{-3}$	8,2	0,012			0,12	3,5	880	
Суммарные гидравлические потери в сливной гидролинии $\Delta P_{\text{пр}} = 4,7 \text{ МПа}$.									

Таблица 3.5 – Перепады давления в напорной гидролинии

Показатель	$Q_n, \text{ м}^3/\text{с}$	$V, \text{ м/с}$	$d_y, \text{ м}$	Re	λ	ξ	$\Delta P, \text{ кПа}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\vartheta, \text{ м/с}$
РВД 1	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,24	0,02	385	0,208		53,5	880	$220 \cdot 10^{-3}$
РВД 2	$1,33 \cdot 10^{-3}$	4,24	0,02	385	0,208		152,19	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидродвигатель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		1298	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,099		1516	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидроклапан	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		759,7	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,099		1011	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидромотор	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		950	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод 2	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		633	880	$220 \cdot 10^{-3}$
РВД 7	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012	646	0,124		253	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Распределитель	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			4	244	880	
Фильтр	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1,66	0,032			2,5	3	880	
Гидрозамок	$1,33 \cdot 10^{-3}$	6,6	0,016			2,5	47,9	880	
Штуцер	$1,33 \cdot 10^{-3}$	11,8	0,012			0,12	7,3	880	
Суммарные гидравлические потери в напорной гидролинии $\Delta P_{\text{гр}} = 7,3 \text{ МПа}$.									

Таблица 3.6 – Перепады давления в сливной гидролинии

Показатель	$Q_n, \text{ м}^3/\text{с}$	$V, \text{ м/с}$	$d_y, \text{ м}$	Re	λ	ξ	$\Delta P, \text{ кПа}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$\mathcal{G}, \text{ м/с}$
РВД 7	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,02	916	0,087		360	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Делитель потока	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,02	916	0,087		900	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Гидромотор	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,012	916	0,087		1350	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод 1	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,012	916	0,069		1428	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Дроссель	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,8	0,012	916	0,087		1080	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Жесткий трубопровод 2	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,012	916	0,069		2142	880	$220 \cdot 10^{-3}$
гидродвигатель	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,012	916	0,087		1845	880	$220 \cdot 10^{-3}$
РВД 2	$1,9 \cdot 10^{-3}$	8	0,012	545	0,146		214	880	$220 \cdot 10^{-3}$
Распределитель	$1,9 \cdot 10^{-3}$	17,9	0,012			4	497	880	
Фильтр	$1,9 \cdot 10^{-3}$	2,6	0,032			2,5	6	880	
Гидрозамок	$1,9 \cdot 10^{-3}$	9,8	0,016			2,5	97	880	
Штуцер переходной	$1,9 \cdot 10^{-3}$	6,9	0,012			0,12	15	880	
Суммарные гидравлические потери в сливной гидролинии $\Delta P_{\text{гп}} = 10,6 \text{ МПа}$.									

Таблица 3.7 – Коэффициенты потери давления потока рабочей жидкости с учетом прохождения ее через элементы гидропривода экскаватора

Вид элемента гидропривода	Коэффициент перепада давления ψ	Номинальное давление насоса P_n , МПа
Штуцер переходной	0,002	28
РВД 1	0,0052	28
Клапан перепускной	0,045	28
РВД 2	0,026	28
Обратный клапан	0,0326	28
Делитель потока жидкости	0,022	28
РВД 3	0,009	28
Жесткий трубопровод	0,043	28
Штуцер	0,01	28
Распределитель	0,009	28
Гидродвигатель	0,25	28
Гидрозамок	0,002	28
Фильтр	0,001	28

По результатам исследований перепадов давления получен график зависимости изменения рабочего давления гидропривода P_p от времени T_u (за контрольное время принимаем время цикла T_u) (рисунок 3.14).

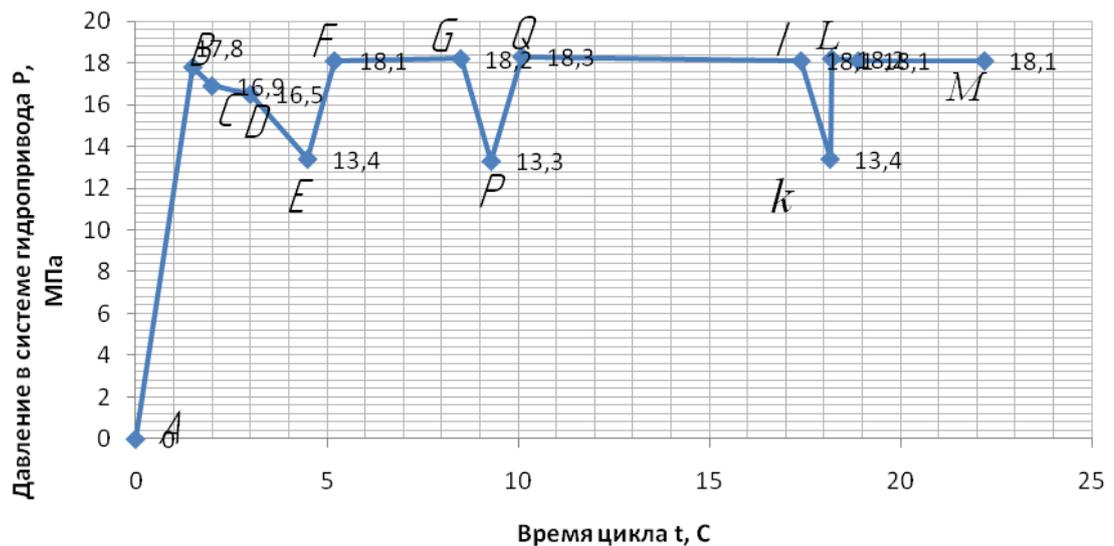


Рисунок 3.14 – График зависимости изменения рабочего давления гидропривода P_p от времени T_u

При рассмотрении этого графика можно отметить, что отрезок AB характеризует работу насоса в единицу времени; точка B фиксирует величину давления, создаваемого насосом при подаче на распределитель в начале такта $P = 17,8$ МПа. Отрезок BC характеризует процесс перемещения потока рабочей жидкости через трубопроводы и штуцеры, расположенные до гидрораспределителя. Снижение давления происходит из-за сил трения в местных сопротивлениях. Величина потерь незначительна, поэтому давление потока рабочей жидкости равна P . Отрезок CD характеризует работу гидрораспределителя. При этом величина потерь на внутреннее сопротивление также незначительна, поэтому существенных перепадов давления не наблюдается.

На отрезке DE наблюдается резкое понижение давления в системе, свидетельствующее о работе гидродвигателя и характеризующее такт опускания рабочего оборудования экскаватора для зачерпывания грунта. Отрезок EF характеризует включение в работу гидрораспределителя для нагнетания потока рабочей жидкости в гидродвигатель для осуществления такта зачерпывания грунта. При достижении давления, близкого к рабочему P_p (точка F), в работу включается гидродвигатель для выполнения такта зачерпывания грунта ковшом. Последующий отрезки FG показывает интервал времени на выполнение операции или такта. Отрезки QI , LM характеризуют подъем, работу гидромотора на поворот платформы и выгрузку грунта.

В результате анализа рисунка 3.14 можно сделать вывод о том, что точки B , C , D , F , G , Q , I , L , M указывают на момент включения в работу гидрораспределителя. Точки E , P , K фиксируют включение в работу гидродвигателей (гидроцилиндров), при этом наблюдается резкое падение давления в системе. В момент включения гидродвигателя (рисунок 3.15) происходят наиболее значительные потери давления ($\Delta P_{пр} \approx 35 - 40 \%$) для гидропривода экскаватора, соответствующие выполнению наиболее энергоемких операций при разработке грунта.

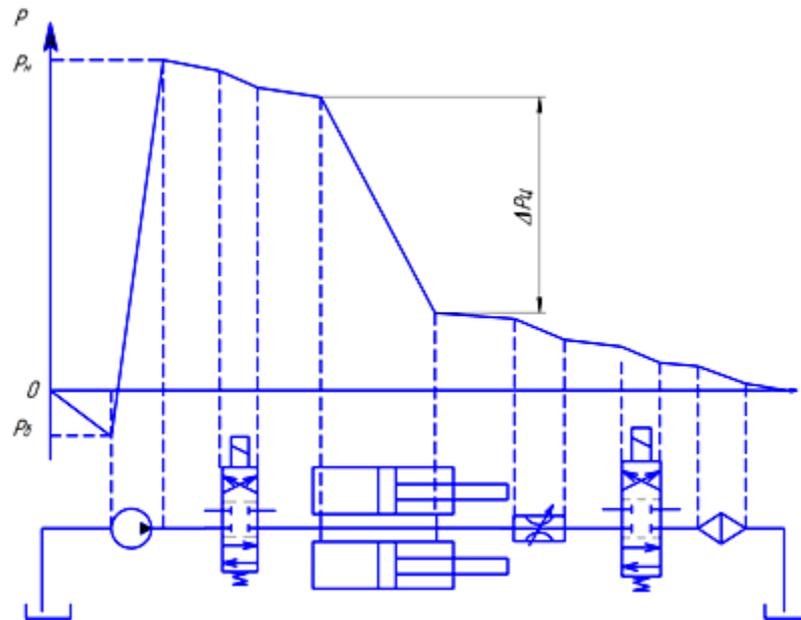


Рисунок 3.15 – Схема распределения давлений в гидросистеме

В основе работы системы гидропривода землеройных машин лежит обеспечение постоянным давлением на дросселирующих элементах гидросистемы. В роли таких элементов выступают золотники пропорционального гидрораспределителя. Излишки сливаются через предохранительный клапан в бак, что приводит к потере мощности системы гидропривода.

Из расчетов установлено, что при постоянном поддержании величины расхода потока жидкости, подводимого к гидродвигателю, происходят перепады давления, т.е. потери при возрастающем сопротивлении (таблицы 3.2 – 3.6) и, как правило, снижение КПД гидропривода. Поэтому целью повышения КПД гидропривода является поддержание постоянной величины или увеличение полезной мощности, затраченной на единицу (м^3) разрабатываемого грунта.

Ранее были определены наиболее энергоемкие такты экскавационного цикла. Далее необходимо сопоставить и установить зависимости между затраченной полезной мощностью гидропривода и выполненной работой при каждом такте.

Рассмотрим работу системы на упрощенной классической схеме экскаватора (рисунок 3.16).

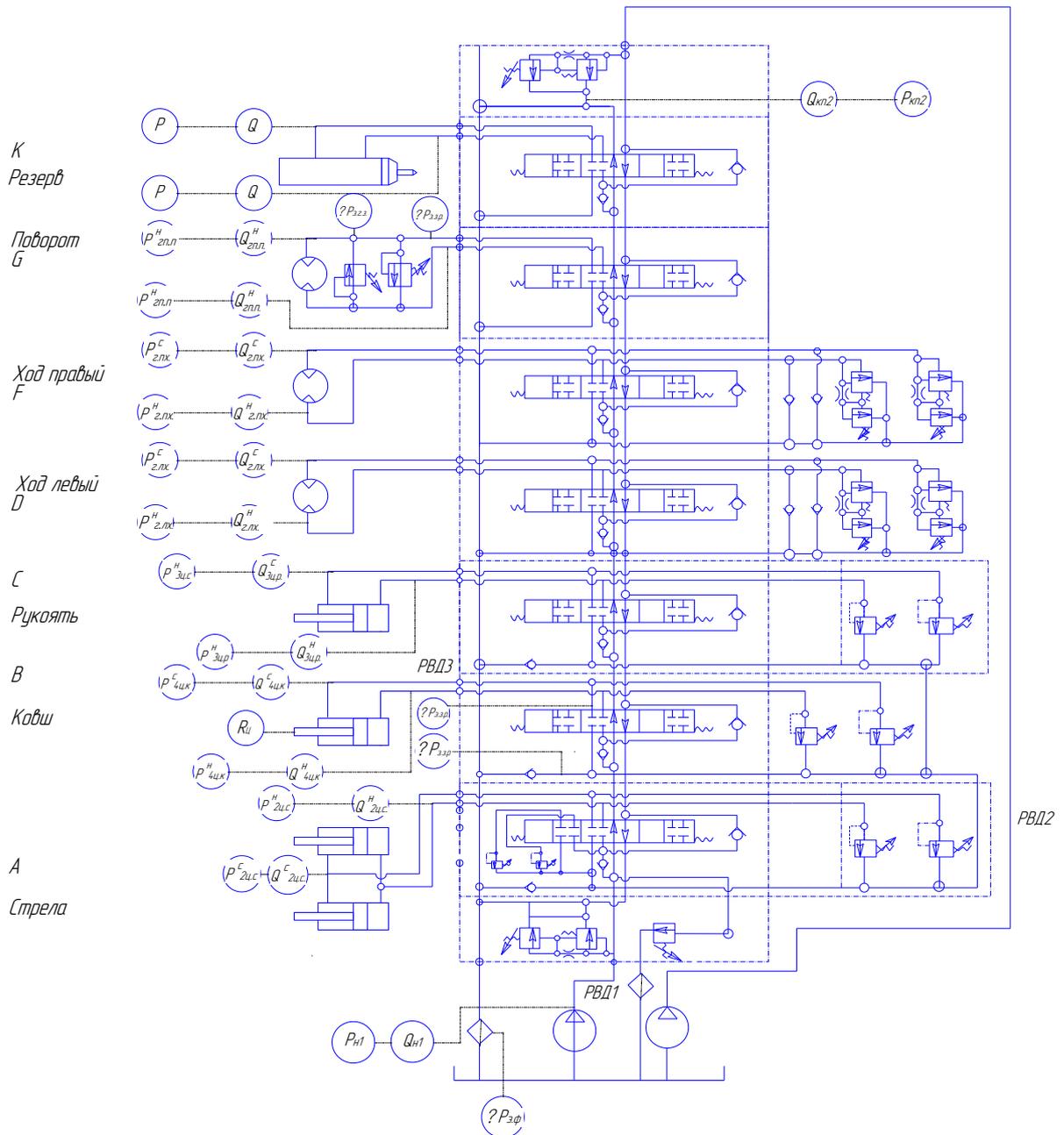


Рисунок 3.16 – Гидравлическая схема экскаватора

Система состоит из регулируемого насоса (Н), регулятора перепада давления (КН), гидродвигателей стрелы, рукояти и ковша, дросселей ДРЗ₁ и ДРЗ₂, клапанов постоянного перепада давления КД1 и КД2, регулируемого обратного клапана ПР и предохранительного ПК. При работе насоса, давление жидкости воздействует на золотники ДРЗ₁ и ДРЗ₂ распределителя. Но так как сечения золотников остаются закрытыми, то повышающее давление в контуре гидропривода воздействует на регулятор КН и обеспечивает минимальную

подачу насоса, достаточное для восполнения внутренних утечек и смазки системы.

Максимальная затрачиваемая мощность гидравлической системы экскаватора определяется по формуле

$$N_{\max} = P_0 \cdot Q_H, \quad (3.26)$$

где P_0 – давление настройки предохранительного клапана; Q_H – максимальная подача насоса.

Зависимости затрачиваемой мощности при нейтральном положении золотников и захвате ковшем грунта показаны на рисунках 3.17, 3.18.

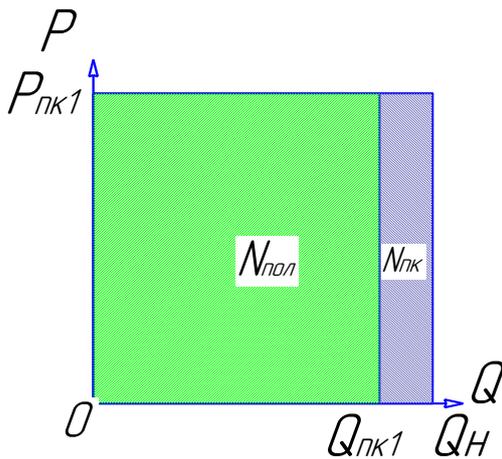


Рисунок 3.17 – График затрачиваемой мощности при нейтральном положении золотника

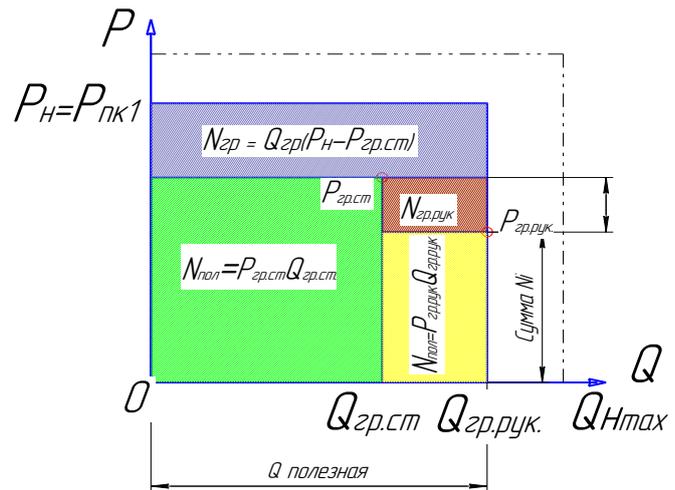


Рисунок 3.18 – График затрачиваемой мощности при захвате ковшем грунта

Из графика (см. рисунок 3.17) видно, что полезная мощность ограничивается давлением и расходом предохранительного клапана, когда рабочее оборудование находится в режиме ожидания. Потери давления $\Delta P = 1$ МПа. При осуществлении энергоемкой операции «заглубление ковша в грунт» в работу включаются гидрораспределители с блоком клапанов и соответствующие гидроцилиндры. При подъеме золотника дросселя ДРЗ₁ давление P_H до сечения мгновенно падает.

Клапан ПК1 фиксирует падение давления. Если давление P_n меньше, чем $P_{2цс}^H + P_{пк1}$, то компенсатор КД1 открывается до восстановления давления $P_n = P_{2цс}^H + P_{пк1}$. В свою очередь, открытие клапана ПК1 вызывает падение давления P_n . Поэтому регулятор насоса КН под действием силы пружины $P_{пр}$ восстанавливает разницу $P_n = P_{2цс}^H + P_{пр}$. Все значения давления могут быть зафиксированы с помощью манометров, установленных на линии. При открытии проходного сечения золотника ДРЗ₂ рабочая жидкость (расход $Q_{2цс}^H$) подается на гидродвигатель стрелы, нагрузка которого значительно меньше, чем других гидродвигателей. Поэтому регулятор насоса, блокируется обратным клапаном ПР, так как давление на обратном клапане со стороны гидроцилиндра выше. Значит, постоянный баланс давления через ДРЗ₂ сохраняется только за счет клапана давления ПК2. Скорость гидроцилиндра стрелы остается постоянной, независимо от изменения давления в линии. При многократном превышении давления на гидроцилиндрах сработает обратный клапан ПР, а регулируемый насос КН будет управлять изменением подаваемого расхода жидкости к заданному гидроцилиндру.

При этом на выполнение основной работы $A_{пол}$ от максимальной мощности гидропривода N_{max} значительная часть будет расходоваться на преодоление сопротивлений (потери) и лишь малая часть мощности $N_{пол}$ составит полезную. Процесс будет эффективным, если удельная мощность, затраченная на единицу выполненной работы, обеспечивается при минимальных затратах [175].

Рассмотрим график затрачиваемой мощности при захвате ковшем грунта (см. рисунок 3.18). Из графика видно, что сумарная мощность, затрачиваемая на выполнение технологической операции привода, равна

$$N_{max} = Q_{n_{max}} \cdot P. \quad (3.27)$$

Причем предохранительный клапан ПК установлен в линии управления, так как при увеличении давления $P_{пк.ст.}$ или $P_{пк}$ насос регулирует необходимую подачу, предотвращая перегрузку контура и систем гидропривода. В данном

случае полезная мощность на гидродвигателях стрелы и рукояти (показана зеленым и желтым цветом) будет выглядеть следующим образом:

$$N_{\text{пол}} = P_{\text{гр.ст}} \cdot Q_{\text{гр.ст}}; \quad (3.28)$$

$$N_{\text{п.рук}} = P_{\text{гр.рук}} \cdot Q_{\text{гр.рук}}, \quad (3.29)$$

где $P_{\text{гр.ст}}$, $Q_{\text{гр.ст}}$ – расход и давление у гидродвигателя стрелы; $P_{\text{гр.рук}}$, $Q_{\text{гр.рук}}$ – расход и давление у гидродвигателя рукояти.

«Потерянная» энергия складывается из потерь мощности при управлении гидродвигателем, а также в результате перепада давления через клапан ПК2 («потерянная» мощность $N_{\text{гр.рук}}$) из-за перепада давления на дросселирующем элементе ДРЗ₁ и клапане давления ПК1:

$$N_{\text{гр}} = Q_{\text{н}} \cdot \Delta P = Q_{\text{н}} \cdot P_{\text{пр}}, \quad (3.30)$$

где $Q_{\text{н}}$ – максимальная подача насоса; $P_{\text{пр}}$ – настройка давления пружины регулятора насоса кН.

$$N_{\text{гр.рук}} = Q_{\text{гр.рук}} \cdot (P_{\text{гр.ст}} - P_{\text{гр.рук}}), \quad (3.31)$$

где $P_{\text{гр.ст}} - P_{\text{гр.рук}}$ – разность давления нагрузки на гидродвигателях стрелы и рукояти.

Из этого следует, что при малой разнице давлений гидродвигателей обеспечиваются минимальные потери мощности, связанные с рассеиванием энергии. По результатам исследований внутренней энергии гидропривода разработана энергетическая блок-схема объемного гидропривода экскаватора (рис. 3.19)

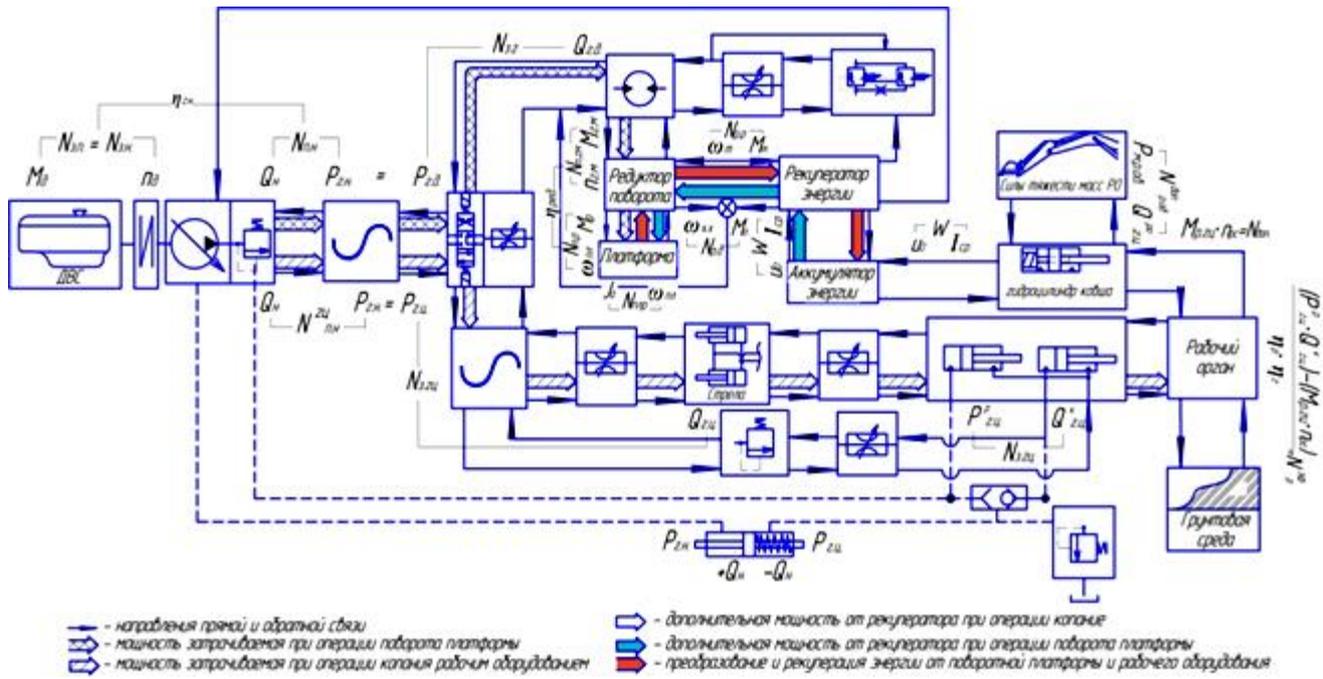


Рисунок 3.19 - Блок-схема энергетическая объемного гидропривода экскаватора

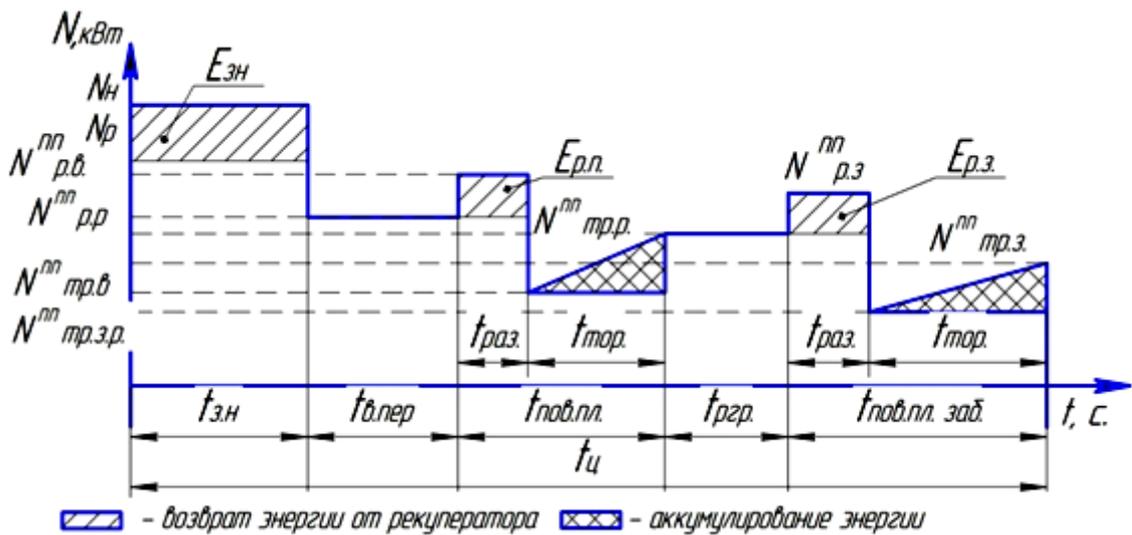


Рисунок 3.20 - График распределения мощности гидропривода и энергоемкости операции в зависимости от технологического процесса

С целью определения фактического КПД гидропривода необходимо оценить соотношение общей и полезной мощностей гидропривода, затрачиваемых на выполнение заданной работы экскаватора. За рабочий цикл экскаватор совершает работу $\Sigma A_{цк} = 949$ кДж и затрачивает общую мощность гидропривода $\Sigma N_{гп.ц} = 123,3$ кВт. Производительность экскаватора при этом

составляет $225 \text{ м}^3/\text{ч}$. Удельная мощность по отношению к работе экскаватора, выполненной за один цикл, составит $n = 0,13 \text{ кВт/кДж}$, а по отношению одного кубометра разработанного грунта $n = 88 \text{ кВт/м}^3$. С учетом всех сил сопротивления и потерь давления в системе полезная мощность за цикл $N_{\text{пол.ц}}$ составляет всего $55 - 60 \%$, т.е. $\Sigma N_{\text{пол}} = 70,89 \text{ кВт}$. Исходя из проведенного анализа энергоемкости тактов, следует, что работа экскаватора $\Sigma A_{\text{цк}}$, равная 949 кДж , должна осуществляться при затраченной $\Sigma N_{\text{пол}}$, равной $70,89 \text{ кВт}$, т.е. перерасход энергии каждого цикла происходит примерно на $52,41 \text{ кВт}$. Удельная энергоемкость гидропривода за один цикл работы $\mathcal{E}_{\text{гп}}^{\text{н}}$ при вместимости ковша $1,4 \text{ м}^3$ составит $456,14 \text{ кН/м}^3$.

На основании проведенных исследований были получены математические зависимости изменения внутренней энергии каждого гидроэлемента экскаватора. В математических зависимостях учтено влияние каждого элемента гидропривода, которые характеризуются входными и выходными параметрами, а также потерями при выполнении работы. Входными параметрами для насоса являются момент $M_{\text{д}}$ и частота вращения $n_{\text{д}}$ вала, связанного с приводным двигателем. Взаимосвязь входных параметров ($M_{\text{д}}$ и $n_{\text{д}}$) определяет затрачиваемую мощность $N_{\text{з.н}}$ гидронасоса, которая также функционально является затрачиваемой мощностью гидропривода $N_{\text{з.п}}$ в целом. Выходными параметрами для насоса являются подача $Q_{\text{г.н}}$ и давление $P_{\text{г.н}}$ рабочей жидкости, взаимосвязь которых определяет полезную мощность $N_{\text{п.н}}$ гидронасоса. Отношение полезной мощности насоса к затрачиваемой характеризует общий КПД ($\eta_{\text{г.н}}$) насоса. Взаимосвязь частоты вращения вала насоса и его подачи $Q_{\text{г.н}}$ определяет объемные потери $\eta_{\text{об}}$ (КПД). Взаимосвязь крутящего момента $M_{\text{д}}$ и развиваемого давления $P_{\text{г.н}}$ характеризует механические потери $\eta_{\text{м}}$ (КПД). Произведение механических $\eta_{\text{м}}$ и объемных $\eta_{\text{об}}$ потерь определяет полный КПД гидронасоса $\eta_{\text{г.н}}$.

Существующее математическое описание работы насоса ограничивается моментами на валу (узел k) и уравнением потоков на входе (узел i) и выходе (узел j) с учетом объемных потерь. При этом не учитывается неравномерность подачи насоса вследствие кинематических особенностей и режимов нагружения [58, 69, 91, 174, 205]:

$$M_k = q_n f(q)(p_i - p_j) + \frac{a_\omega \omega_B}{u_d} + a_p |p_i - p_j| + a; \quad (3.32)$$

$$Q_{i,j} = q_n f(q) \frac{\omega_B}{u_d} \pm k_{yT} P_{i,j}.$$

Данная модель не способна описать энергоёмкость рабочего процесса насоса при выполнении работ гидроприводом экскаватора.

Разработанная математическая зависимость характеризует удельную энергоёмкость насоса с учетом возникающих потерь в гидрелиниях и технических характеристик силовой установки, изменяющихся во времени. Разработанная модель более полно и адекватно описывает эффективность внутренней энергии гидронасоса, затраченной на разработку 1 м^3 грунта:

$$\mathcal{E}_{\text{нас}}^{\text{уд}} = \frac{\left(\frac{n_B \cdot M_d \cdot \eta_{\text{ГН}} \cdot f(q)}{P_{\text{ГН}}} \right) \cdot t_n \cdot k_v \cdot \left(P_{\text{ГП}} - \sum \xi \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \right) \cdot t_{\text{пот}} \cdot \lambda_n}{q_k}, \quad (3.33)$$

где n_B – частота вращения коленчатого вала; $f(q)$ – параметр регулирования, $-1 \leq f(q) \leq 1$; M_d – крутящий момент двигателя; $\eta_{\text{ГН}}$ – общий КПД насоса; $P_{\text{ГН}}$ – давление гидронасоса; k_v – коэффициент объемных потерь насоса; t_n и $t_{\text{пот}}$ – время работы насоса и время перепада давления, с; $P_{\text{ГП}}$ – давление в гидроприводе; $\sum \xi \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}$ – сумма потерь давления с учетом i -го элемента в гидрелинии, оказывающего сопротивление; λ_n – коэффициент нагружения; q_k – вместимость ковша.

Гидромеханические потери рассчитываются по модулю для исследования законов тормозных режимов и реверсирования потока, когда $f(q) < 0$.

При разработке математической модели энергоёмкости гидродвигателя необходимо помнить, что гидродвигатель является машиной, обратимой по

отношению к насосу, т.е. его входные параметры в идеальном виде (без учета потерь в гидроаппаратуре и трубопроводах) определяются выходными параметрами насоса и представляются расходом $Q_{г.д}$ и давлением $P_{г.д}$, численно равным подаче $Q_{г.н}$ и давлению $P_{г.н}$ насоса соответственно. Взаимосвязь входных параметров гидродвигателя (расхода $Q_{г.д}$ и давления $P_{г.д}$) характеризует мощность $N_{з.г.}$, затрачиваемая гидродвигателем. Выходные параметры гидродвигателя в зависимости от кинематики движения выходного звена представляются силой на штоке $R_{г.ц}$ и скоростью его перемещения $V_{г.ц}$ для гидроцилиндра. Взаимосвязь параметров характеризует полезную мощность гидродвигателя $N_{п.г.}$, которая также функционально является полезной мощностью гидропривода в целом. Потери (КПД) гидродвигателя определяются и характеризуются параметрами, аналогичными потерям насоса. Взаимосвязь скорости перемещения штока гидроцилиндра $V_{г.ц}$ и потребляемого расхода $Q_{г.д}$ определяет объемные потери $\eta_{об}$ (КПД) гидродвигателя. Взаимосвязь силы на штоке $R_{г.ц}$ гидроцилиндра и необходимого давления $P_{г.д}$ характеризует механические потери η_m (КПД) гидродвигателя. Произведение механических η_m и объемных $\eta_{об}$ потерь определяет полный КПД гидродвигателя $\eta_{г.д}$.

Существующая математическая модель гидроцилиндра, предложенная Д.Ю. Кобзовым, Ю.Н. Соколовым и Е.А. Перевошиковым, описывается уравнением баланса сил (сил давления, внешней нагрузки, сил трения) при поступательном движении поршня (узел k) и уравнениями расходов на входе (узел i) и выходе (узел j). На основании принятого допущения об отсутствии утечек в гидроцилиндре с резиновыми и другими мягкими уплотнениями уравнения статики гидроцилиндра имеют вид [68,89,190]:

$$\begin{aligned}
 R_{ц} &= P_i F_i - P_j F_j - h v_k - (R_{тр}^0 + k_i p_i + k_j p_j) \cdot \text{sign} v_k; \\
 Q_i &= F_i v_k; \\
 Q_j &= F_j v_k.
 \end{aligned}
 \tag{3.34}$$

Данная модель не учитывает влияние других гидроэлементов, включенных в гидролинию, и энергоемкость внутренней энергии при разработке 1 м^3 грунта.

Разработанная математическая модель позволит учесть ранее указанные факторы и обеспечит системность анализа затраченной энергии:

$$R_{\Pi}^{\Pi} = \left[P_{\text{НОМ}} - \left(\sum_i i \xi \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot Z_i \right) \cdot F_{\Pi} \right];$$

$$R_{\text{Ш}}^{\Pi} = \left[\left(\sum_j j \xi \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot Z_j \right) \cdot F_{\text{Ш}} \right]; \quad (3.35)$$

$$\mathfrak{E}_{\text{ГД}}^{\text{уд}} = \frac{(R_{\Pi}^{\Pi} - R_{\text{Ш}}^{\Pi}) \cdot \eta_{\text{ГМЦ}} \cdot 0,00002 R_{\Pi}^{2,0674} \cdot t_{\Pi} \cdot \lambda_{\text{ч}}}{q_{\text{к}}}.$$

В данном математическом описании R_{Π}^{Π} характеризует силу, создаваемую в поршневой полости исследуемого цилиндра напорной гидролинии; $R_{\text{Ш}}^{\Pi}$ характеризует создаваемую силу в штоковой полости гидроцилиндра сливной гидролинии. Индексы i и j указывают на группу гидроэлементов, создающих перепад давления и местные сопротивления в напорной и сливной гидролиниях соответственно. Количество гибких и жестких трубопроводов, оказывающих сопротивление потоку жидкости, обозначено Z . Поскольку гидродвигатель совершает полезную работу при разработке грунта, удельную энергоемкость целесообразно рассматривать как работу, затраченную на выемку и перемещение 1 м^3 . Подставляя в зависимости (3.35) значения массы рабочего оборудования, можно установить долю энергии гидроцилиндра, затраченную на перемещение собственной массы. Далее по разнице значений установлена величина полезной энергии гидроцилиндра. С учетом этого последнее выражение в (3.35) будет представлено в следующем виде:

$$\mathfrak{E}_{\text{ГД}}^{\text{уд}} = \frac{\left((R_{\text{п}}^{\text{ц}} - R_{\text{ш}}^{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ГМЦ}}) + (m_{\text{п}} \cdot g) \right) \cdot 0,00002 R_{\text{ц}}^{2,0674} \cdot t_{\text{ц}} \cdot \lambda_{\text{ц}}}{q_{\text{k}}}, \quad (3.36)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса рукояти экскаватора; $t_{\text{ц}}$ – время полного хода цилиндра, с.

Математическая модель гидромотора, предложенная Е.А. Перевощиковым и Ю.Н. Соколовым, содержит уравнение моментов в узле k , а также уравнения потоков на входе (узел i) и выходе (узел j) с учетом объемных потерь. Без учета неравномерности расхода (аналогично насосу) уравнения гидромотора имеют вид [91,99,159,220]:

$$M_{\text{ц}} / u_{\text{мех}} = q_{\text{м}} f(q) (p_i - p_j) - b_{\omega} \omega_{\text{k}} - (b_{\text{п}} |p_i - p_j| + b) \cdot \text{sign} \omega_{\text{k}}, \quad (3.37)$$

$$Q_{i,j} = q_{\text{м}} f(q) \omega_{\text{k}} \pm k_{\text{уТ}} p_{i,j}.$$

Недостаток данной модели – невозможность оценить внутреннюю энергию, затраченную на поворот платформы с учетом местных гидравлических сопротивлений. Необходима более гибкая математическая модель гидромотора, способная учесть влияние собственных масс на загруженность гидромотора:

$$\mathfrak{E}_{\text{ГМ}}^{\text{уд}} = \frac{v_{\text{п}} \cdot n}{\eta_{\text{об}}} \cdot \left(P_{\text{НОМ}} - \sum_i \frac{v^2 \cdot \rho}{2} + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot Z \right) \cdot t_{\text{ГМ}} \cdot \lambda_{\text{ц}}, \quad (3.38)$$

где $\left(P_{\text{НОМ}} - \sum_i \frac{v^2 \cdot \rho}{2} + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot Z \right)$ – гидромеханические потери с учетом возможности тормозного режима.

Зависимости (3.36), (3.37), (3.38) характеризуют удельную энергию гидромотора, затраченную на перемещение 1 м^3 грунта. В реальных условиях большая часть энергии тратится на перемещение собственных масс платформы и

оборудования. Математическая модель будет более полной, когда массы оборудования разложены на составляющие, поскольку при повороте платформы возникают ускорение и силы инерции, препятствующие эффективному использованию энергии гидромотора:

$$\mathfrak{E}_{\text{ГМ}}^{\text{уд}} = \frac{\frac{v_p \cdot n}{\eta_{\text{об}}} \cdot \left(P_{\text{НОМ}} - \sum_i \frac{v^2 \cdot \rho}{2} + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \cdot Z \right) \cdot t_{\text{ц}} \cdot \lambda_{\text{ц}}}{(q_k \cdot \rho_{\text{гр}}) + \sum m_i}. \quad (3.39)$$

Предложенная математическая модель позволяет оценить не только перепады давления в гидромоторе на разных режимах его работы, но и определить полезную удельную энергию гидромотора. Данный показатель поможет установить зависимость механического КПД от совершаемой работы с учетом действующих внешних сил сопротивления. Также данная модель учитывает значения входных данных гидроэлементов, находящихся на одной ветке напорной или сливной гидролинии.

Выводы по главе

1. Разработана методика обоснования оптимальных углов наклона рабочего оборудования экскаватора, подтверждающая эффективность перераспределения мощности по элементам гидросистемы с целью обеспечения минимизации энергозатрат для преодоления сил сопротивления резанию грунта при копании.

2. Доказана перспективность использования идеи оптимального перераспределения сил и энергии по технологическим процессам копания грунта. Установлены зависимости величины силы, развиваемой на штоке гидроцилиндра ковша $R_{\text{ц}}^{\text{к}}$, рукояти $R_{\text{ц}}^{\text{р}}$, стрелы $R_{\text{ц}}^{\text{с}}$, необходимой для отрыва грунта, от угла расположения элементов рабочего оборудования: $R_{\text{ц}}^{\text{к}} = 0,0093\alpha_2^2 - 0,9989\alpha_2 + 116,9$; $R_{\text{ц}}^{\text{р}} = 0,0153\alpha_3^2 - 2,1012\alpha_3 + 149,16$; $R_{\text{ц}}^{\text{с}} = 0,0561\alpha_5^2 - 3,2993\alpha_5 + 80,164$.

Полученные зависимости определили наименьшие значения сил $R_{ц}^k = 115$ кН, $R_{ц}^p = 65$ кН, $R_{ц}^c = 34$ кН при условии $46^\circ \leq \alpha_2 \leq 55^\circ$, $55^\circ \leq \alpha_3 \leq 60^\circ$, $25^\circ \leq \alpha_5 \leq 30^\circ$.

3. Создана методика обоснования перераспределения сил по кинематическим парам зацепления опорно-поворотного круга с адаптацией к моментам собственных масс и инерции всей платформы. Это позволит расширить знания об энергоемкости процесса поворота экскаватора и исследовать природу сил, действующих во время переходных процессов разгона и торможения.

4. Обоснованы относительные потери давления потока рабочей жидкости гидропривода экскаватора, характеризующие энергоэффективность работы каждого элемента гидросистемы на различных режимах нагружения техники. Величина суммарных потерь давления рабочей жидкости может достигать 20 – 23 % для различных режимов нагружения. Кинетическая энергия рабочего оборудования может быть рекуперирована при торможении поворотной платформы, а при ее разгоне эффективно использована энергосберегающим гибридным приводом.

5. Установлены математические зависимости удельной энергоемкости элементов гидросистемы (гидронасоса, гидроцилиндра и гидромотора) от величины суммарных потерь давления потока рабочей жидкости, что существенно модернизирует существующие математические модели процесса работы гидропривода землеройных машин. Предложенные математические модели обеспечивают получение новых результатов в исследовании энергоемкости и обогащают научную концепцию исследования мощностных характеристик гидропривода. Значительный вклад в эффективность эксплуатации экскаватора внесет применение энергосберегающего гибридного привода обеспечивающий перераспределение энергии по гидромеханизмам.

6. Создана модель эффективного применения новых теоретических знаний о причинно-следственных связях между динамическими нагрузками и технологическими параметрами экскаватора, формирующая энергоэффективность процесса и позволившая через систему практических рекомендаций адаптировать математические модели процесса экскавации к реальным условиям эксплуатации экскаватора при разработке грунта.

4 ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКИХ ПРОЦЕССОВ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА

4.1 Исследование напряженного состояния элементов конструкции ковша

В процессе выполнения наиболее энергоемких операций (внедрение ковша в грунтовую среду и отрыв стружки) на рабочий орган экскаватора действуют знакопеременные нагрузки, вызывая напряженность элементов ковша. Одновременно повышается энергонапряженность элементов рабочего оборудования. При движении рабочего оборудования экскаватора в зависимости от положения звеньев меняются плечи направленности действия сил, моментов и, соответственно, их величины. Встреча ковша с непреодолимым препятствием происходит при разнообразном положении элементов рабочего оборудования и провоцирует появление дополнительных силы сопротивления.

Надежность и работоспособность экскаватора, а также энергоемкость рабочего процесса зависят от обоснованности допустимых величин нагрузок и перераспределения их по элементам рабочего оборудования с учетом коэффициента запаса прочности. Адекватное сочетание нагрузок расчетным положениям, по которым с большей степенью достоверности можно исследовать энергонапряженное состояние рабочего оборудования, должно быть сформировано с учетом следующих факторов:

- позиционирование элементов рабочего оборудования в пространстве, величина, направленность и вид приложенных внешних сил формируют напряженность в элементах рабочего оборудования;
- угол внедрения режущей кромки ковша, характеризует вид воздействия на грунт и влияет на значимость коэффициента сопротивления резанию грунта;
- в разных сечениях одного элемента оборудования максимальные напряжения возникают не одновременно;
- конструктивные особенности ковша влияют на площадь контактной поверхности, силу трения и коэффициент сцепаемости грунта с рабочим органом.

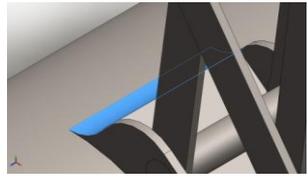
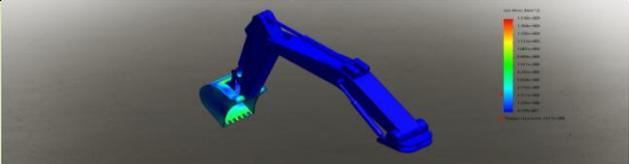
Расчет элементов рабочего оборудования на прочность выполняют при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок в момент взаимодействия ковша с непреодолимым препятствием.

Множество трудностей на этапе проектирования становятся преодолимыми при вероятностных характеристиках процесса экскавации и в сочетании с детерминированными расчетными зависимостями, а принятые решения приобретают высокую степень обоснованности.

Метод конечных элементов позволит детально исследовать и оценить напряженно-деформированное состояние конструкции ковша [19].

В таблице 4.1 представлены основные шаги исследования виртуальной модели рабочего оборудования экскаватора.

Таблица 4.1 – Распределение расчетной нагрузки и элементы крепления рабочего оборудования

Имя крепления	Изображение крепления	Данные крепления			
Зафиксированный-3		Объекты: 1 грани Тип: Зафиксированная геометрия			
Результирующие силы					
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая	
Сила реакции(N)	-261333	-432980	5068.06	505759	
Момент сил реакции(N.m)	0	0	0	0	
Зафиксированный-4		Объекты: 1 грани Тип: Зафиксированная геометрия			
Результирующие силы					
Компоненты	X	Y	Z	Результирующая	
Сила реакции(N)	551964	272177	-5131.07	615443	
Момент сил реакции(N.m)	0	0	0	0	
					

Моделирование рабочего оборудования экскаватора четвертой размерной группы проводилось в среде SolidWorks. Симуляция нагрузок производилась в ПО Ensamblaje1.

Из таблицы 4.1 видно, что каждый элемент оборудования максимально нагружен в зависимости от угла позиционирования: нижнее положение стрелы, рукоять отвернута, при упоре ковша сила копания сосредоточена в области опорной площади гусеничного хода. При указанном положении силу копания на режущей кромке ковша ничто не ограничивает.

Зона шарнира соединения рукояти со стрелой имеет наиболее нагруженное сечение, соответствующее расчетному положению. Также сильное напряжение испытывает сечение рукояти ближе к основанию и креплению ковша.

Из опыта эксплуатации экскаваторов известно, что производительность машин существенно снижается при разработке влажных грунтов из-за намерзания и налипания грунта на рабочие органы.

В результате налипания на рабочий орган влажного грунта, повышения лобового сопротивления при резании, уменьшения полезной вместимости за счет неполной выгрузки ковшей, увеличения простоев из-за необходимости очистки рабочих органов снижается производительность экскаватора. Увеличение сил трения провоцирует рост энергетических потерь, что снижает качество выполняемых работ.

При копании и планировке грунта сила трения составляет 30...70 % от общего сопротивления, а производительность снижается в более чем в 1,2...2 раза [28].

В данной работе с целью определения наиболее напряженных мест для оценки энергонапряженности конструкции при помощи системы автоматизированного проектирования APM SolidWorks - Ensamblaje1 выполнен расчет напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЭО-4225А.

На рисунке 4.1 представлена имитационная модель ковша экскаватора ЭО-4225А, разработанная в системе КОМПАС-3D. Для конечно-элементного анализа APM SolidWorks - Ensamblaje1 трехмерная модель была импортирована в

препроцессор подготовки моделей. Схема нагрузок определена положением ковша в момент его заглубления в грунт. В соответствии с технической характеристикой машины сила, действующая на ковш через зубья, была принята 100 кН [25,32].

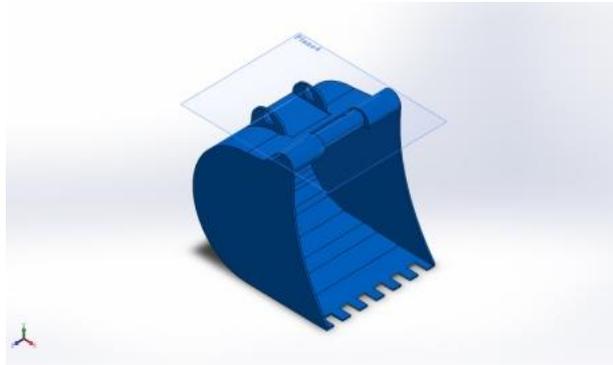


Рисунок 4.1 – Трехмерная модель ковша

Предварительно была выбрана тетраэдральная сетка из десятиузловых элементов. Количество узлов – 60512, конечных элементов – 210507.

Используя приложение APM SolidWorks - Ensamblaje, в диалоговом окне указывалось требование к критическим условиям и нагрузкам, а также встроенные генераторы конечных элементов сетки (рисунок 4.2).

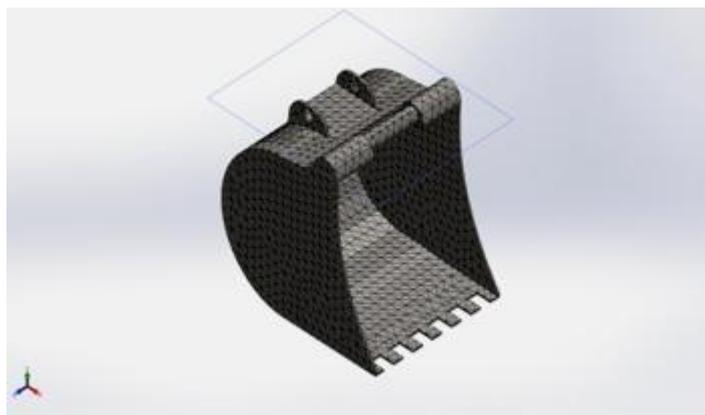


Рисунок 4.2 – Формирование конечных элементов ковша тетраэдральной сеткой при твердотельном моделировании Ensamblaje

Данный инструментарий в модуле APM SolidWorks - Ensamblaje позволил смоделировать твердотельный объект и комплексно проанализировать расчетную

модель с точки зрения статики, собственных частот, устойчивости и напряженности отдельных элементов ковша.

В работе рассмотрены нагрузки, действующие на ковш в разных его положениях. Исследуется период максимального приложения нагрузки при равномерном ее распределении по длине режущей кромки ковша и каждого зуба.

В рамках реализации задачи механики контактного взаимодействия 3D-модели, применив системы конечных элементов анализа APM Ensamblaje, получены участки ковша, подверженные наибольшему воздействию нагрузок, сил сопротивлений и напряжений в процессе разработки грунта.

По результатам моделирования с приложением заданных нагрузок (имитирующих энергоемкий процесс внедрения ковша в грунт) получена модель ковша, отражающая места концентрации напряжений конструкции, работающей при критических значениях. Участки, наиболее подверженные нагрузкам и внутренним напряжениям, выделены цветовой палитрой. Спектральный анализ распределил ранги нагруженности элементов ковша (рисунок 4.3).

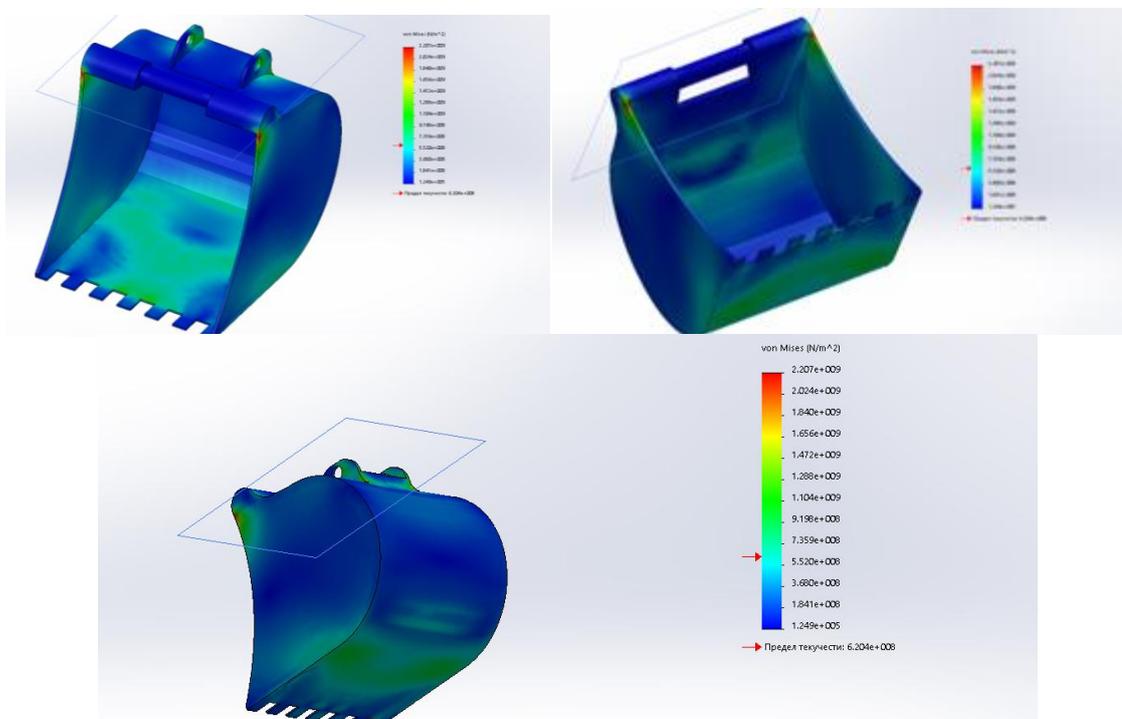


Рисунок 4.3 – Модель ковша с действующими напряжениями в днище ковша, боковых стенках и упорах крепления

Синий цвет информирует о нормальном «спокойном» состоянии металла, когда напряжения практически отсутствуют и варьируются до 5–12 МПа. Данное состояние металла вполне удовлетворяет условие предела текучести и имеет существенный запас прочности. Участки практически не испытывают нагрузку. Зеленый цвет характеризует нормальные условия работы ковша, при которых внутренние напряжения достигают значений в пределах 25–45 МПа. Указанные напряжения – естественные процессы, протекающие при действии сил и моментов, они не опасны, т.к. согласуются с механическими свойствами металла.

Желтый цвет информирует о начале нарастания напряженного состояния конструкции (50–90 МПа), при котором рабочий орган начинает работать на границе критических значений модуля упругости E и предела текучести $[\sigma^{-1}]$ металла. Красный цвет свидетельствует о превышении допустимых напряжений на выделенных участках ковша до 180 МПа. Действие данных нагрузок приводит к усталости металла, проявляемой в виде трещин и изломов конструкции.

Эксплуатация экскаватора при действующих напряжениях от 60 до 180 МПа влечет за собой не только наступление конструктивного отказа машины, но и длительный период эксплуатации при критических значениях эксплуатационных показателей. Значит, энергонагруженные режимы влекут за собой неоправданно высокие удельные затраты на 1 м^3 разрабатываемого грунта. Изменение схемы позиционирования ковша и рабочего оборудования приводит к изменению и значений напряжений, переменного действующих в короткий интервал времени. Однако при любом угле расположения рабочего оборудования и ковша экскаватора при внедрении в грунт значения напряжений изгиба и деформации изменяются (цветовая гамма «желтый–красный»), а места концентрации остаются постоянными.

Анализ полученных результатов позволяет составить условную спектральную картограмму. На рисунке 4.4 при нагрузке по 34 кН на зуб отмечены напряжения в ковше. Нагружение ковша соответствует моменту заглупления в грунт. В основном в ковше образуются напряжения 5–12 мПа

(неотмеченные места). При внедрении ковша в грунт основные силы сопротивления резанию первыми воспринимают на себя режущие кромки зубьев. По мере заглубления увеличивается контактная площадь поверхности, толщина отрываемой стружки и возрастает сопротивление грунта копанию. Данное явление вызывает рост внутренних напряжений изгиба, смещения и деформацию металла. Концентрация напряжений в ковше и их значения распределяются по следующим участкам: в местах, обозначенных цифрой 1, – 30–40 мПа, в местах 2 – 60–90 мПа, в местах 3 – до 180 мПа.

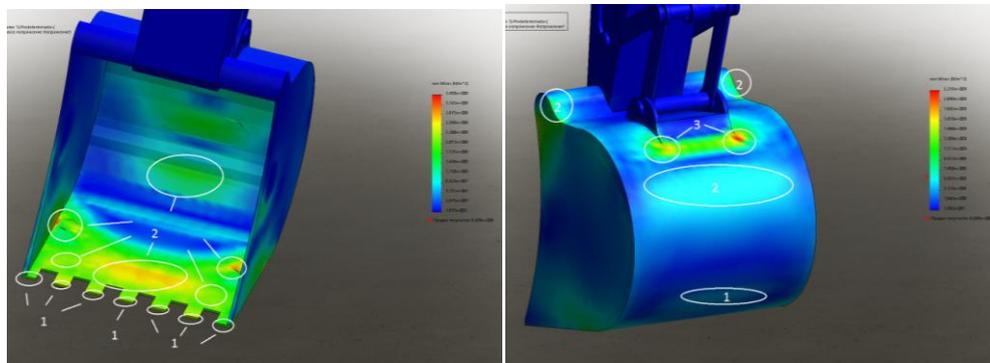


Рисунок 4.4 – Распределение напряжений в ковше при заданной нагрузке по 42 кН на каждый зуб

Негативное влияние, повышенные напряжения разного характера оказывают на основание крепления упоров к задней стенке и соединительные стыки боковых стенок и днища ковша. Эти места являются концентраторами напряжений. Именно там действуют критические значения напряжений, стремящиеся разорвать металл в процессе внедрения ковша в грунт и при отрыве стружки.

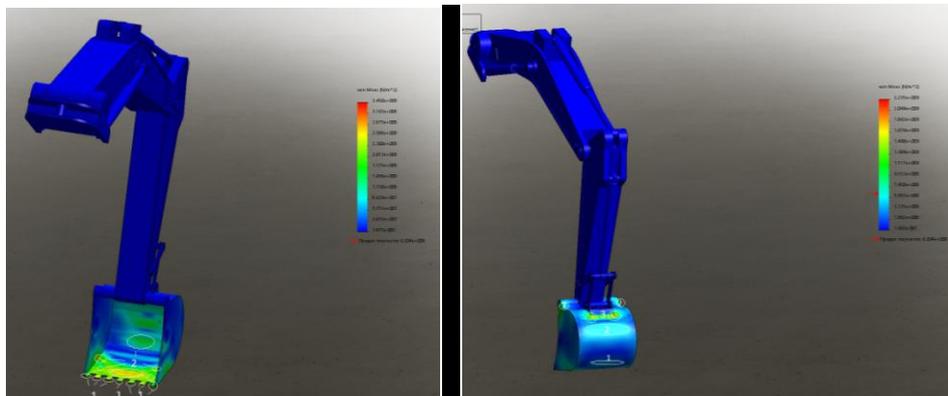


Рисунок 4.5 – Карта перемещений в ковше

На рисунке 4.4 видны смещения относительно мест крепления: 1 – 1,0–1,54 мм; 2 – 0,9–1 мм; 3 – 0,7–0,8 мм; 4 – 0,15–0,2 мм; 5 – 0–0,2 мм. В местах крепления зубьев отмечается наибольшее перемещение при образующейся нагрузки от крепления, что вызвано приложением сосредоточенной нагрузки от разрабатываемого грунта.

Анализ зоны деформации: 1 – растяжение 0,000080–0,000095; 2 – сжатие 0,000030–0,0000750; в неотмеченных местах – растяжение 0,000005–0,000012.

Результаты моделирования нагруженных элементов ковша согласуются с теоретическим расчетом максимальных сил, действующих при заданном положении рабочего оборудования. Установлено, что наиболее энергонапряженные элементы ковша – это зубья, режущая кромка ковша, передняя часть днища и центральная часть задней стенки ковша. Пиковые напряжения указанных элементов объясняются начальной стадией внедрения ковша в грунт. Именно в эти моменты действуют максимальные силы сопротивления грунта резанию, а также силы, препятствующие формированию стружки грунта (слипаемость грунта, коэффициент разрушения слоя грунта и т.д.) [104]. На основании полученных результатов исследований появляется траектория возможностей изменения конструкции таким образом, чтобы снизить концентрацию напряжений в контактных поверхностях.

4.2 Моделирование режимов нагружения кинематической пары

«ведущая шестерня–венеч поворотного круга»

Современный этап развития систем моделирования технологических процессов характеризуется повышением их функциональной насыщенности. Моделирование процессов работы гидропривода экскаватора является сложной системной задачей, так как данная система является иерархической и имеющей широкий диапазон свойств, динамично изменяющихся во времени [132–134].

Актуальность исследований определена необходимостью решения ряда задач по энергоэффективной эксплуатации новых моделей отечественных экскаваторов, оснащённых мощными силовой установкой и гидроприводом. Значительное количество отказов механизма поворота, большие экономические затраты, вызванные ремонтными работами и простоем техники, требуют расширения существующих границ научных изысканий по анализу причин отказов, совершенствованию методик проектирования и расчёта механизмов поворота, а также обоснованию эксплуатационных режимов работы гидропривода. Повышение долговечности механизма поворота платформы неразрывно связано с комплексом научных положений энергоэффективности процессов. Особенно остро стоит вопрос о научных разработках по распределению сил сопротивления, управлению и адаптации динамических циклически непостоянных нагрузок. Представленные научные и технологические решения способствуют минимизации экономических потерь и повышению энергетического потенциала экскаватора в целом на весь период жизненного цикла машины [136,154,157].

Продолжительность операции перемещения платформы на разгрузку ковша и обратно занимает около 6–7 с времени рабочего цикла, т.е. повышение производительности возможно при максимальной интенсивности поворота. Однако интенсивность движения ограничивается допустимыми нагрузками (крутящий момент) и максимальной угловой скоростью, при которой в контактном зацеплении кинематической пары критические напряжения находятся в прочностном балансе, а экскаватор сохраняет устойчивость. Для соблюдения условий устойчивости параметры исполнительного механизма и привода поворота выбирают такими, чтобы при работе с наиболее распространённым углом поворота платформы (90– 100)° происходили только разгон до максимальной скорости и торможение платформы с установившейся скоростью. В период разгона поворота платформы экскаватора в рабочую гидрелинию гидродвигателя поступает полный поток жидкости, соответствующий объёмной подаче нерегулируемого насоса и максимальной скорости поворота. Однако в

результате действия моментов сил инерции платформа не может сразу набрать максимально-необходимую скорость и разгоняется постепенно. В гидродвигатель при этом поступает только часть жидкости, подаваемая насосом. Дросселирование излишков рабочей жидкости обеспечивает предохранительный клапан гидродвигателя. По мере ускорения платформы до максимальной скорости расход рабочей жидкости через клапан снижается до нуля.

При замедлении (торможении) поворотной платформы золотник возвращается в нейтральное положение и запирает рабочие гидролинии гидромотора поворота. Запасенная платформой кинетическая энергия заставляет вращаться гидромотор поворота в режиме насоса. При запертых золотником рабочих гидролиниях гидромотора жидкость через предохранительный клапан дросселируется в противоположную рабочую линию гидромотора или в сливную. При этом гидромотор, работающий в режиме насоса, через соответствующий обратный клапан подпитывается от сливной гидролинии, чем предотвращается возникновение кавитации.

Задачи исследования:

- разработать компьютерную модель на основании геометрического расчета цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления;
- разработать алгоритмы прочностного и ресурсного расчетов зубчатой передачи с адаптацией к ПО *SOLIDWORKS*.

Указанное программное обеспечение разработано по модульному принципу, который дает возможность автоматизации процессов проектирования, проведения инженерного анализа, технологической подготовки производства, оптимизируя структуру и функциональность в соответствии с решаемыми задачами и финансовыми возможностями предприятия.

Преимущество ПО *SOLIDWORKS* состоит в том, что в его основе находится базовый модуль, который содержит функции для проектирования деталей и сборочных единиц в трехмерном пространстве, создания двухмерных чертежей деталей и сборочных единиц по их трехмерным прототипам. Имеется возможность оформления конструкторской документации в соответствии с

требованиями стандартов, обмена документами с другими конструкторскими системами, а также для решения ряда других задач.

К указанному модулю по мере необходимости могут подключаться специализированные модули, предназначенные для решения прикладных задач, которых насчитывается более 300. В их числе модули управления проектом, кинематического анализа, проектирования разводки электрических кабелей, создания трехмерных моделей печатных плат, расчета размерных цепей, расчета на прочность, аэрогидродинамических расчетов и др. При проведении исследований, кроме основной программы, активно использовался профессиональный пакет для статического анализа конструкций ПО *GearTrax*.

Выбор пакета *GearTrax* обоснован комплектацией, в которую входит интерактивное графическое средство моделирования с расширенными возможностями трехмерной графики, средство анализа комбинированной нагрузки, средство анализа элементов с зазорами *Gap*, средство анализа транспортировочных инерционных нагрузок *Tow* и другие.

Как известно, в жизненный цикл любых пар зацепления и сопряжения входят этапы естественной приработки, установившегося износа (полезный период эксплуатации) и прогрессирующий износ (время капитального ремонта). Величина зазора в зацеплении, возникающего в процессе изнашивания контактных поверхностей, будет оказывать негативное воздействие в виде увеличения динамических сил и ударных нагрузок. Данные процессы в эксперименте спрогнозировать сложно, особенно при коротком времени исследования. Поэтому примем допущение о том, что гидромотор, редуктор и поворотный круг технически исправны и прошли полное техническое обслуживание.

Работая в ПО *SOLIDWORKS* с пакетом *GearTrax* и проектируя каждый узел, важно произвести адекватный геометрический расчет цилиндрический зубчатой передачи внутреннего зацепления [164, 165, 189, 193]. Используя классическую методику выбора кинематических пар зацепления и обращаясь к

библиотечной базе *SOLIDWORKS*, а также *КОМПАС-3D V13*, формируем определяемые параметры при исходных данных (таблицу 4.2).

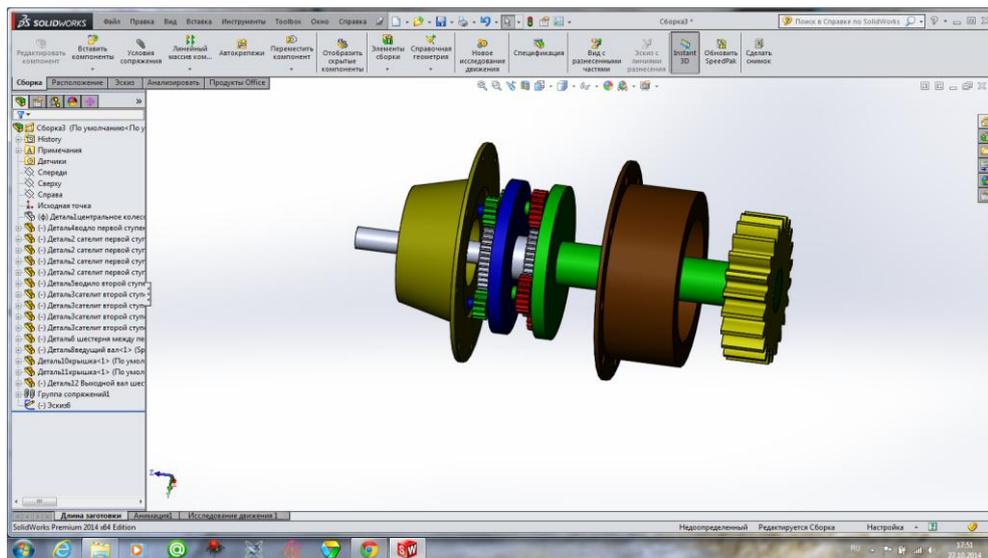
Далее осуществляем проверочный расчет на соответствие качества зацепления. Основной пакет расширенного динамического анализа усталости включает в себя модули, необходимые для определения динамического детерминированного анализа, анализа динамики изменений или спектрального анализа усталости и усталостного повреждения динамической системы. В этот пакет входят модули пакета надстройки *Dynamic I* и модуль *Fatigue Pro*.

В работе проведен анализ с использованием пакета *Static II Pro*. Учитывая сущность моделируемого эксперимента, в котором исследуются возникающие напряжения в контактных поверхностях, критериями качества зацепления по геометрическим показателям будут следующие показатели: коэффициент минимального смещения X_{\min} ; условие $X > X_{\min}$; радиус искривления в критической точке профиля R_{ol} ; условие отсутствия интерференции $R_{ol} < R_{op}$; условие отсутствия подрезания $R_{ol} > 0$; коэффициент перекрытия. По результатам расчета на монитор выводится отчет (таблица 4.2).

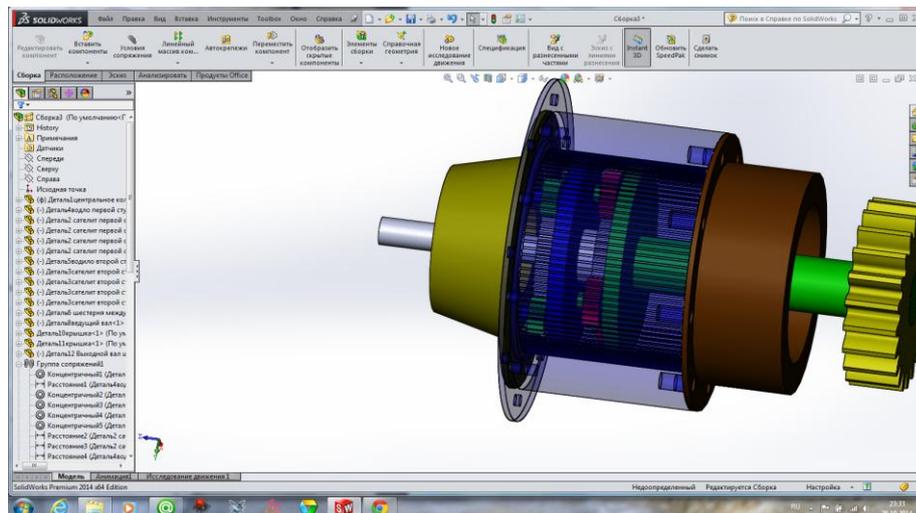
На основании полученного отчета моделируем узлы передачи энергии, т.е. двухступенчатый планетарный редуктор (рисунок 4.6) и пары зацепления опорно-поворотного круга (рисунок 4.8).

С целью получения адекватных данных исследований с применением программы *SOLIDWORKS* была четко разработана схема нагружения, в которой крутящий момент был приложен через вал на ведущую шестерню и венец зацепления. Для моделирования нагружения кинематических пар зацепления был использован подмодуль *Static II Pro* программы *SOLIDWORKS* с приложением *GearTrax*. Посредством выполнения анализа долговечности с использованием *GearTrax* можно сократить время разработки проекта и исключить будущие затраты на устранение разрушений еще на ранних стадиях проектирования. При обнаружении концентрации напряжений и других повреждений, возникших в процессе эксплуатации изделия, *GearTrax* дает возможность определить значимость этих повреждений в формировании долговечности и прочности

конструкции, то есть во многих случаях исключить потерю работоспособности. Исходной информацией для *GearTrax* и *Static II Pro* являются статистические данные нагружения конструкции и результаты расчета динамических процессов. Программой вычислялось предельное количество циклов нагружения, время работы конструкции, разрушение, деформации и другие параметры потери работоспособности конструкции.



а) Поэлементное моделирование планетарного редуктора



б) Сборочный узел, структурированный по геометрическим характеристикам

Рисунок 4.6 – Моделирование планетарного редуктора механизма поворота платформы в программе SOLIDWORKS

При разработке схемы нагружения для идентификации входных параметров были заданы основные характеристики – вид опоры шестерни (цилиндрическая опора) и возможные степени свободы, определяющие направления приложенных сил зацепления, ускорений и т. д. Подмодуль *Static II Pro* ввиду своей многофункциональности имеет возможность обеспечивать исследуемым деталям шесть степеней свободы. В нашем случае конструктивность системы и условия эксплуатации учитывают только одну – вращение вокруг оси. Действующие в шестернях силы, вектор их приложения относительно осей валов помогли определить внутренние силовые факторы для валов и подшипников.

При выполнении расчета и анализа наиболее нагруженных участков шестерни на заданной расчетной схеме указывали направление вращения вала, точки приложения и направление составляющих сил (F_t , F_r и F_a), действующих в зацеплении:

- 1) точка приложения составляющих сил находится в средней плоскости длины зуба, нормальной к оси зубчатого колеса;
- 2) окружная сила F_t , действующая на зуб, направлена по окружной скорости, ведущего – против;
- 3) радиальная сила F_r , направлена по радиусу к оси вала;
- 4) для определения осевой силы, действующей на зубья цилиндрических колес F_a , окружная составляющая F_t приложена к плоскости, касательной на угол 90° так, чтобы она не пересекала мнимую линию направления зубьев.

Исходные данные и результаты расчета представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Геометрический расчет цилиндрический зубчатой передачи внутреннего зацепления

Параметр	Ведущее колесо	Ведомое колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	15	88
Модуль, мм	14	
Угол наклона зубьев	$0^\circ 00' 00''$	
Угол профиля исходного контура	$20^\circ 00' 00''$	
Коэффициент высоты головки зуба	1	

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3
Коэффициент радиального зазора	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	100	96
Коэффициент смещения исходного контура	+0,42	+0,42
Степень точности	7-C	7-C
Число зубьев долбяка	-	12
Коэффициент смещения долбяка X_0	-	-1,37287
Определяемые параметры		
Передаточное число	5,86667	
Межосевое расстояние, мм	511	
Делительный диаметр, мм	210	1232
Диаметр вершин зубьев D_a , мм	243,675	1221,29
Диаметр впадин зубьев D_f , мм	186,76	1276,11528
Диаметр начальной окружности D_w , мм	210	1232
Угол зацепления	19° 59' 60"	
Контролируемые и измерительные параметры		
Постоянная хорда, мм	23,19826	15,63908
Высота до постоянной хорды, мм	12,61576	2,50892
Радиус кривизны профиля R_{os} , мм	48,25565	202,36303
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	19,69939	246,24996
Число зубьев в длине общей нормали	3	11
Длина общей нормали, мм	110,28792	455,2403
	-0,08	+0,2
	-0,115	+0,235
Радиус кривизны профиля R_{ow} , мм	55,14396	227,62015
Радиус кривизны профиля R_{oa} , мм	71,47766	194,47168
Условие $R_{ow} < R_{oa}$	Выполнено	Выполнено
Диаметр ролика D_r , мм	24,287	24,287
Угол профиля на окружности центра ролика	29°58'52"	20°08'54"
Диаметр окружности через центр ролика, мм	227,81999	1233,1656
Радиус кривизны профиля R_{om} , мм	44,77896	224,52586
Условие $R_{om} < R_{oa}$	Выполнено	Выполнено
Размер по роликам, мм	250,85896	1208,8786
Нормальная толщина, мм	26,27144	17,71086
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям		
Коэффициент наименьшего смещения X_{min}	0,12267	-
Условие $X > X_{min}$	Выполнено	-
Радиус кривизны в граничной точке профиля R_{o1}	12,17082	267,60913
Условие отсутствия интерференции $R_{o1} < R_{op}$	Выполнено	Выполнено
Условие отсутствия подрезания $R_{o1} > 0$	Выполнено	Выполнено
Нормальная толщина на поверхности вершин, мм	10,35902	13,82354
Коэффициент перекрытия	1,25281	

В результате исследований был разработан алгоритм выполнения силовых и прочностных расчетов (рисунок 4.7). За основу структуры и функционирования алгоритма была взята разработанная методика расчета силовых и энергетических параметров редуктора поворотной платформы землеройной машины.

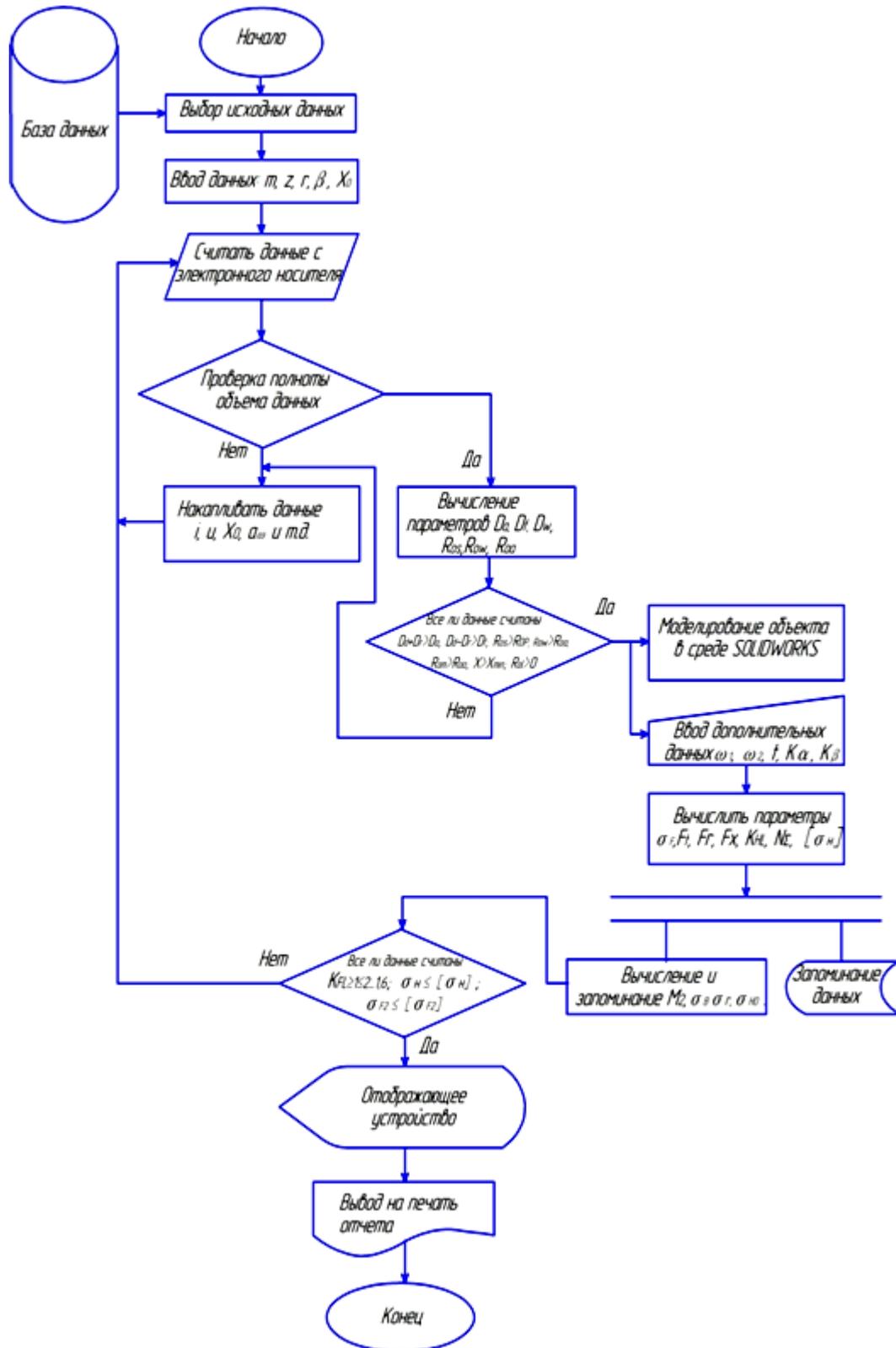
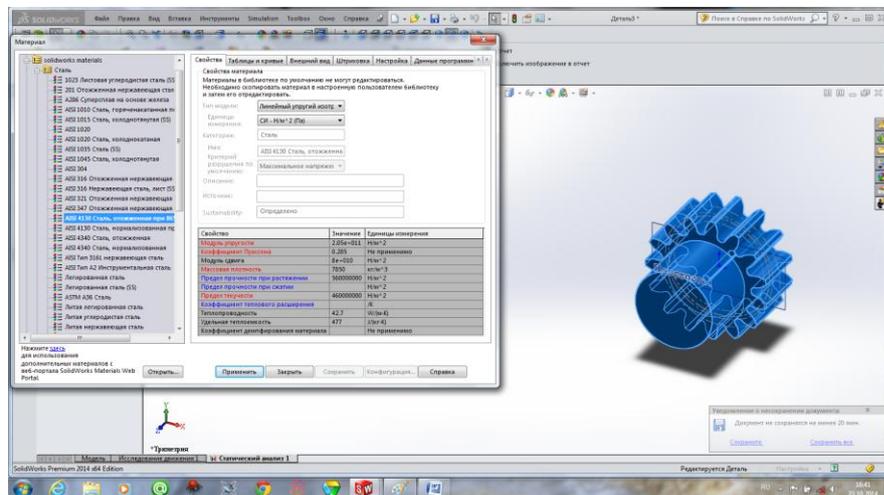


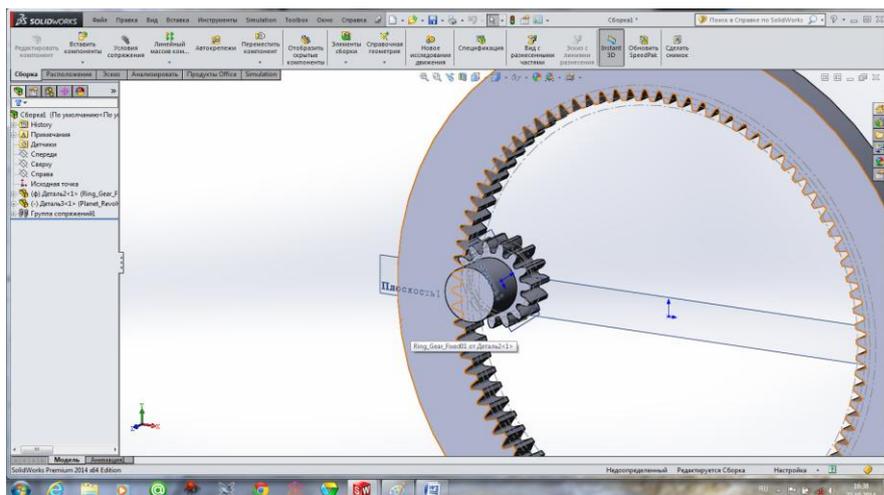
Рисунок 4.7 – Алгоритм выполнения силовых и прочностных расчетов

На основании проведенных расчетов геометрических характеристик, силовых и прочностных расчетов получена модель взаимодействия кинематической пары «ведущая шестерня – венец поворотного круга» в виде

сборочных единиц, которая позволит качественно и количественно охарактеризовать картину распределения нагрузки по контактной поверхности кинематической пары зацепления редуктора поворотной платформы (рисунок 4.8).



а) 3D-модель спроектированной ведущей шестерни



б) 3D-модель кинематической пары «ведущая шестерня –
венiec поворотного круга»

Рисунок 4.8 – Поэлементное моделирование пары зацепления

Модель, изображенная на рисунке 4.8, задает программе *SOLIDWORKS* кинематические составляющие, частные условия и режимы работы пары зацепления.

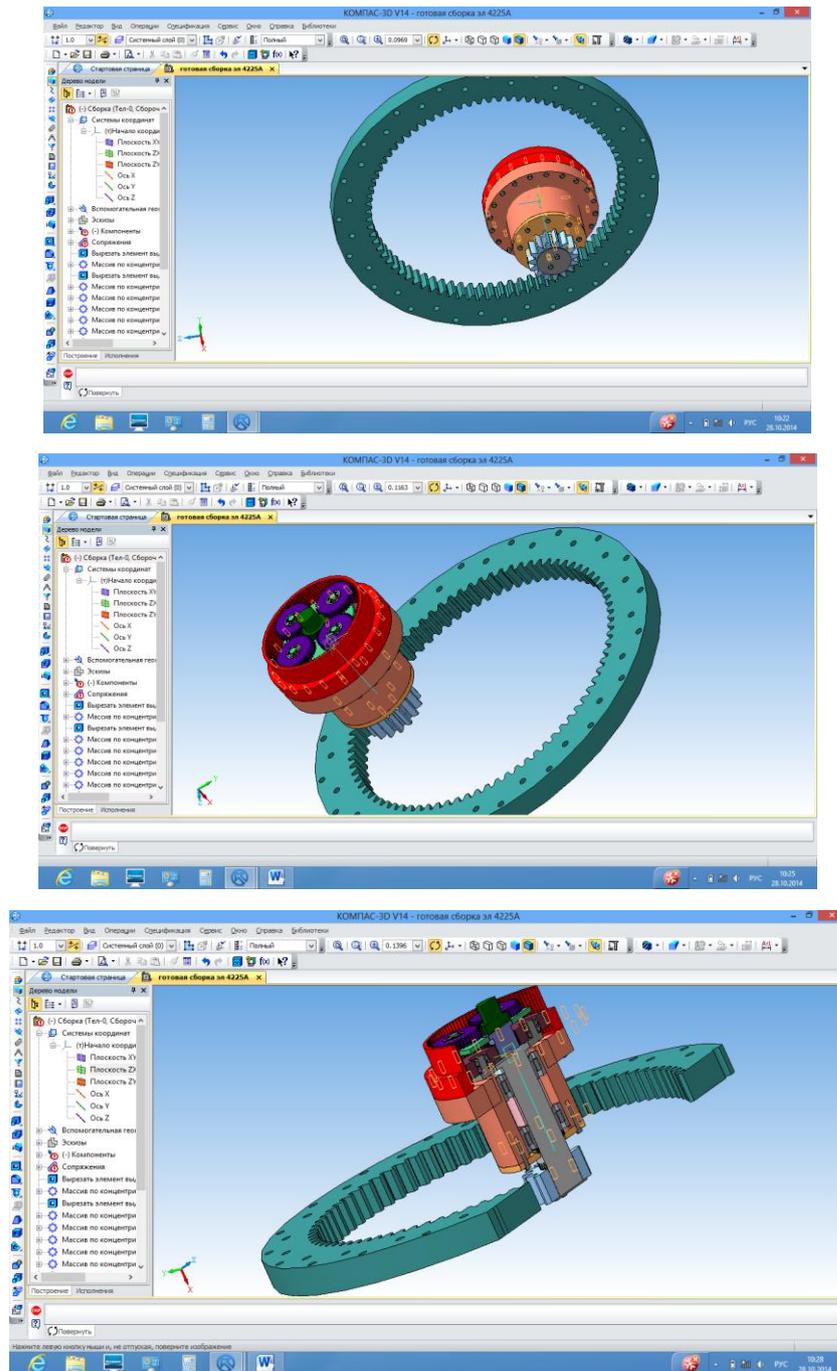


Рисунок 4.9 – Последовательность адаптации геометрических параметров исследуемого объекта к расчетному алгоритму *SOLIDWORKS*

Выбор базовой программы *SOLIDWORKS* обосновывается тем, что в ее основном многофункциональном модуле содержатся функции проектирования деталей и сборочных единиц в трехмерном пространстве. Имеется возможность оформления конструкторской документации в соответствии с требованиями

стандартов. Вспомогательный модуль *GearTrax* обеспечивает широкий диапазон функций, необходимых для статического анализа конструкций [103].

Выбор пакета *GearTrax* обоснован рядом возможностей и комплектацией, в которую входит интерактивное графическое средство моделирования с расширенными возможностями трехмерной графики, интерактивный графический постпроцессор, средство анализа комбинированной нагрузки, средство анализа элементов с зазорами *Gap* и средство анализа больших деформаций с функциями распределения нагрузок.

Пакет также включает такие возможности, как автоматическое создание моделей, расчет конечных элементов, проверка стальных конструкций на соответствие нормам, моделирование инерциальной и подвижной нагрузок, растягивание/сжатие нелинейных элементов с начальными зазорами, комбинирование расчетной нагрузки, анализ большой линейной деформации, а также создание полных отчетов и вывод на печать.

Следующей задачей являлось определение нагрузочных режимов при пиковых значениях сил инерции, которые образуются при резком ускорении и торможении. Мгновенно возрастающая величина силы и момента инерции вызывает резкое увеличение напряжений контакта и изгиба в парах зацепления.

Кроме того, концентрация данных напряжений происходит на малой площади контакта зубьев шестерни и круга. При этом основную нагрузку воспринимает на себя один контактный зуб шестерни и посадочное место венца, а рядом стоящие зубья – по касательной делительного диаметра. Чтобы исследовать возникающие концентрации сил и их влияние на силовой баланс конструкции, было смоделировано приложение нагрузки на i -м участке площади контакта в заданный промежуток времени Δt , соответствующее резкому ускорению t_1 и торможению t_2 .

Графическая среда программы *SOLIDWORKS* на основании разработанного алгоритма может обеспечить силовой расчет на прочность и проанализировать долговечность исследуемой пары (рисунок 4.10). Используя интерфейс *SOLIDWORKS*, задаем оси координат, по которым направлено действие сил и моментов при заданной нагрузке в зацеплении (рисунок 4.9).

Кроме количественных характеристик, определяем качественные показатели. Зададим приложенную нагрузку в пяте контакта у основания впадины зуба до его делительного диаметра (см. рисунок 4.7). Цветовым спектром обозначены места, подверженные наибольшему нагружению.

Очаг зарождения напряжений контакта и изгиба на венце поворотного круга небольшой, но глубина распространения и цветовая гамма спектральной диаграммы позволяют сделать вывод о том, что поворотное кольцо работает в условиях больших знакопеременных нагрузок, возникающих за короткий промежуток времени. Концентрация критических напряжений имеет локальный характер и непродолжительна во времени. Цветовая гамма характеризует контактный участок поворотного колеса, работающего с напряжениями $\sigma_F = 68,347 \div 123,025$ МПа. Данный нагрузочный режим протекает в допустимых пределах при условии прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

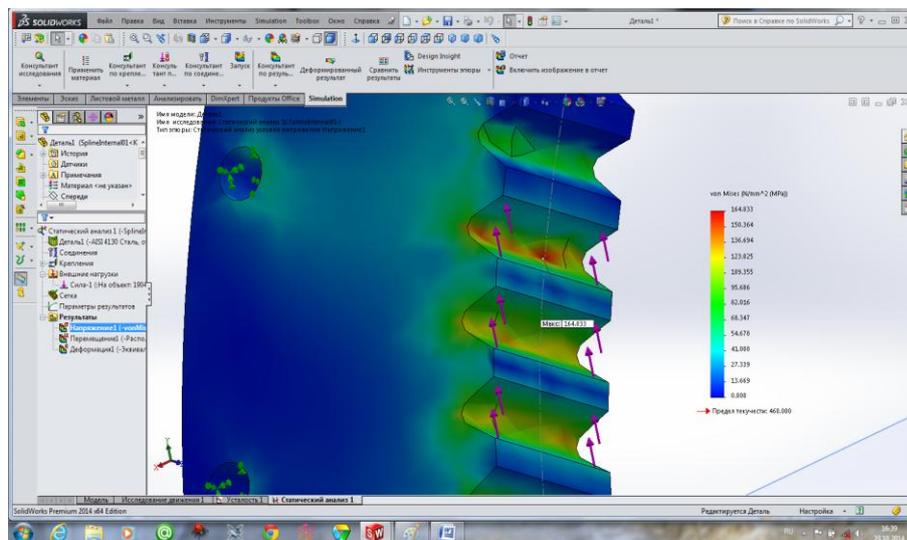


Рисунок 4.10 – Распределение нагрузки по контактным поверхностям зубьев

При повороте платформы крутящий момент от планетарного редуктора передается через выходной вал на ведущую шестерню. Соответственно, действие сил сопротивления и сил инерции собственных масс будет оказывать влияние в первую очередь на приводную шестерню. Ускорения и угловые скорости

поворотной платформы при ее движении достигают пиковых значений в период разгона и торможения. В период t_1 (время разгона при повороте платформы) происходит начальная стадия взаимодействия пары зацепления и внутренние напряжения σ_F и σ_H резко возрастают. Этому периоду соответствует контакт двух перекатывающихся зубчатых поверхностей при заданном усилии 20 кН с напряжениями $\sigma_F = 68,347 - 123,025$ МПа. Максимального значения нагрузка достигнет за время заключительного периода поворота платформы t_3 . В процессе торможения к крутящему моменту добавляются силы и момент инерции, оказывающие давление на контактную площадь поверхности. Величина давления прогрессирующе возрастает [103]. Возникают максимальные значения напряжений, стремящиеся нарушить силовой баланс и деформировать геометрию зуба (рисунок 4.11).

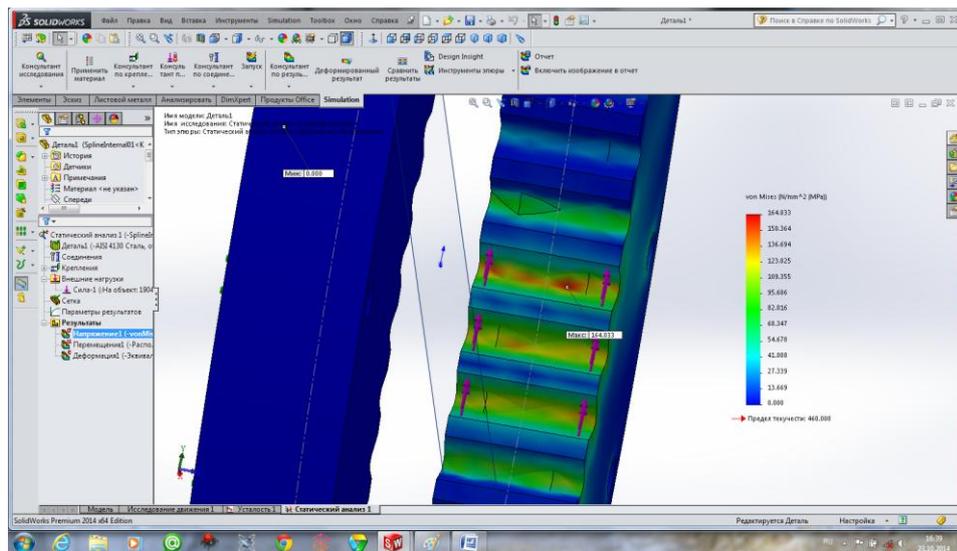


Рисунок 4.11 – Зоны концентрации максимальных напряжений при вращении поворотной платформы

Далее исследуем распределение напряжений в зубьях ведущей шестерни. Первые силовые возмущения передаются на вал у основания шестерни. Об этом свидетельствует и красный цвет спектра (рисунок 4.12).

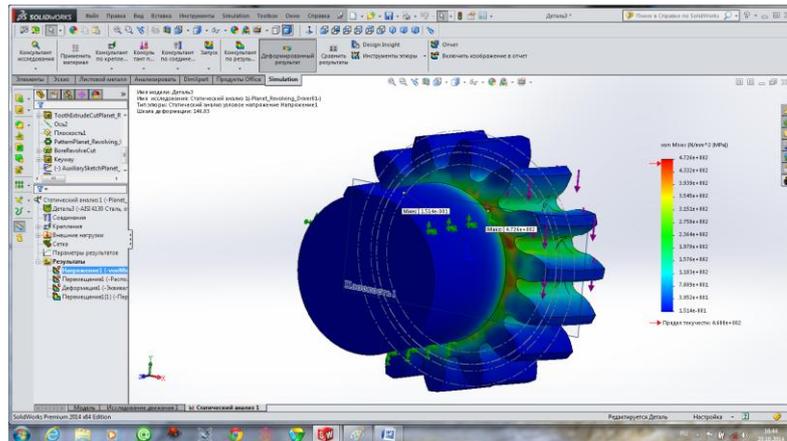


Рисунок 4.12 – Локализация внутренних напряжений при заданной нагрузке

Далее напряжения передаются на рабочую поверхность зуба. При достижении максимальных значений напряжений происходит структурное нарушение металла и, как результат, – усталостная деформация и излом. При неравномерном распределении нагрузки по пятну контакта, вызванном усталостными возрастающими за короткий промежуток времени напряжениями, увеличивается зона разрушения поверхности материала по длине пути торможения (рисунок 4.13).

Пройденный путь ведущей шестерни в момент торможения сопровождается медленным перекачиванием зубьев, т.е. уменьшением площади контакта при нарастающем напряжении (см. рисунок 4.13).

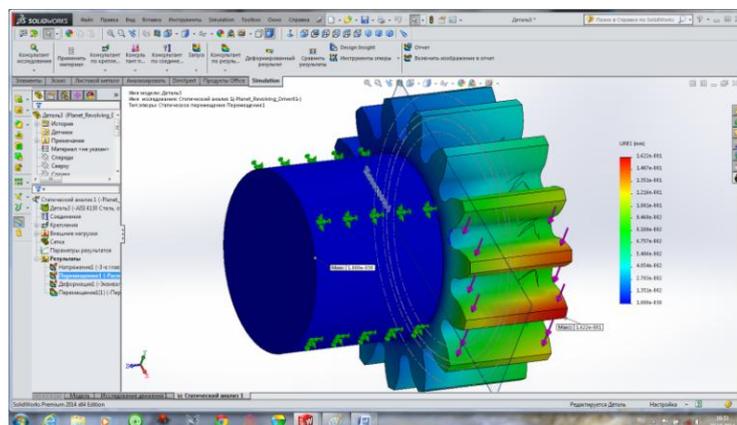


Рисунок 4.13 – Распределение внутренних напряжений по контактной поверхности зубьев в момент торможения

Именно этот момент является критическим, т.к. нарушается условие равновесия баланса сил и действующих напряжений контакта и изгиба. Оценка усталостной долговечности осуществлена с применением программного комплекса для анализа долговечности конструкций *Static II Pro* с приложением *GearTrax*, который позволяет произвести спектральный анализ, анализ динамики изменений и детерминированный анализ усталости; процедуры расчета циклических напряжений, которые включают в себя поиск по волновому алгоритму, аппроксимирование кривыми и интерполяцию; вычисления коэффициента концентрации напряжений (SCF) и др. Исследуемые процессы объясняют характер излома зубьев на венце поворотного колеса. Изломы, как правило, происходят в одной и той же зоне, соответствующей максимальному диапазону углов поворота в момент торможения поворотной платформы. По результатам моделирования процессов при лабораторном исследовании напряжений контакта и изгиба формируется отчет силового и ресурсного расчета в программе *SOLIDWORKS* с прикладным пакетом *GearTrax* (таблицы 4.3, 4.4).

Представленные результаты моделирования процесса зацепления кинематической пары «ведущая шестерня – ведомая шестерня» свидетельствуют о высокой энергоемкости такта поворота платформы экскаватора. Силовой и прочностной анализ взаимодействия контактных поверхностей зацепления при классической компоновке механизма поворота платформы показал зоны опасного сечения, на которых происходит локализация концентраций напряжений изгиба и контакта. Высокий уровень значений напряжений, сосредоточенных в контактном пятне зацепления, в некоторые Δt_i достигает критических значений, т.е. нарушаются условия прочности $\sigma_n > [\sigma_n]$, что приводит к усталости металла при циклических нагрузках и, как следствие, облому зубьев. Критические значения напряжений возникают в момент торможения платформы, происходящего при максимальном значении рабочего угла поворота $\varphi = (90 - 100)^\circ$. Полученные значения сил и напряжений в паре зацепления при моделировании имеют удовлетворительную согласованность с теоретическими расчетами и раскрывают сущность и природу появления обрыва зубьев в определенном положении платформы при временном интервале Δt_3 .

Таблица 4.3 – Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Параметр	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	15	88
Модуль, мм	14	
Ширина зубчатого венца, мм	100	96
Коэффициент смещения исходного контура	+0,42	+0,42
Степень точности	7-С	7-С
Число зубьев долбяка	-	12
Коэффициент смещения долбяка X_0	-	-1,37287
Вариант схемы расположения передачи	3	
Марка материала	45Х	45Х
Твердость активных поверхностей зубьев HRC	30	30
Расчетная нагрузка, Н·м	20000	
Число оборотов на ведущем колесе, об/мин	50	
Определяемые параметры		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	0,54978	
Расчет на контактную прочность		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,05159	
Удельная окружная сила, Н/мм	1,63166	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00082	
Исходная сила, Н	190476,19048	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	2088,20758	
Расчетное контактное напряжение, МПа	1302,66026	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	2335	2335
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	1,79249	1,84216
Расчет на прочность при изгибе		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,12643	
Удельная окружная сила, Н/мм	4,35109	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00219	
Исходная сила, Н	190476,19048	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	2239,88664	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	565,51199	477,0958
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	1,6774	2,3219

Таблица 4.4 – Расчет на выносливость цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Параметр		Ведущее колесо	Ведомое колесо			
Исходные данные						
Число зубьев		15	88			
Модуль, мм		14				
Угол профиля исходного контура		20°00'00"				
Ширина зубчатого венца, мм		100	96			
Коэффициент смещения исходного контура		+0,42	+0,42			
Число зубьев долбяка		-	12			
Коэффициент смещения долбяка X_0		-	-1,37287			
Вариант схемы расположения передачи		3				
Марка материала		45X	45X			
Твердость активных поверхностей зубьев HRC		30	30			
Число сателлитов		1				
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	23,37485	23,37485			
	изгиб	4	4			
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа		1288	1288			
Коэффициент безопасности (контакт), МПа		1,2	1,2			
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа		820	820			
Коэффициент безопасности (изгиб), МПа		1,55	1,55			
Коэффициент, учитывающий шероховатость		1	1			
Базовый ресурс, цикл		3600				
Режимы нагружения передачи						
Исходная нагрузка, Н·м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
					Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб					
25000	25000	50	3600	1456,3	407,73	343,98
Определяемые параметры						
Ресурс по контакту, цикл				4	19	
Ресурс по изгибу, цикл				16	105	

Сходимость и согласованность исследований подтверждает выдвинутое теоретическое предположение об отрицательном влиянии касательных сил инерции на энергоемкость такта. Снижение долговечности механизма поворота платформы прогрессирует в строго определенный промежуток времени – в

момент пиковых зарождений напряжений, сконцентрированных на площади зацепления зубьев.

Анализируя результаты проведенных исследований, можно сделать выводы:

- распределение нагрузки по контактной поверхности кинематической пары зацепления неравномерно и непостоянно во времени;

- из-за преобладающих моментов венец поворотного круга является более нагруженной деталью;

- твердость поверхности зуба играет далеко не решающую роль в долговечности механизма. Наиболее весомым является фактор, определяющий количество рабочих циклов (ресурс), – степень равномерности распределения сил в критически экстремальные периоды разгона t_1 и торможения t_3 при нарастающей величине момента инерции.

Результаты теоретических и лабораторных исследований моделей подтверждают, что одним из более эффективных методов повышения долговечности и энергоэффективности поворотного механизма является своевременное перераспределение сил в зацеплении. Указанный технический результат достигается разработанным автором энергосберегающим приводом поворотной платформы землеройной машины.

Положительный эффект достигнут за счет адаптации механизма к возникающим моментам инерции в разные промежутки времени и пространственного расположения поворотной платформы в процессе эксплуатации экскаватора.

Процесс формирования критических зон концентрации напряжений и перераспределение усилий нагружения, при работе энергосберегающего привода поворотной платформы, можно смоделировать и исследовать предложенной ранее методикой (рисунки 4.14, 4.15).

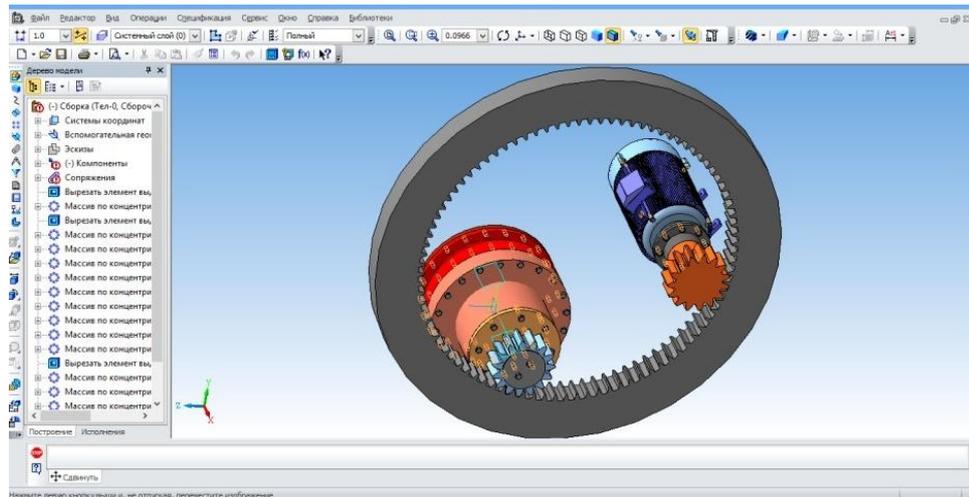


Рисунок 4.14 – Модель элементов зацепления энергосберегающего привода поворотной платформы

Процесс распределения нагрузки по рабочим поверхностям венца опорно-поворотного круга, приводной и следящей шестерен смоделирован на рисунок 4.15.

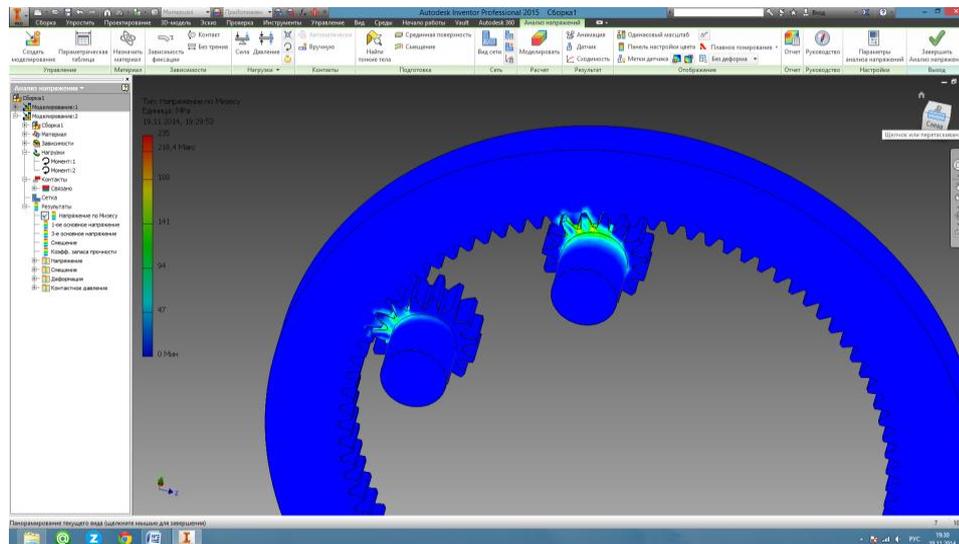


Рисунок 4.15 – Модель эффективного перераспределения нагрузки и концентрации напряжений по рабочим поверхностям зубьев элементов энергосберегающего привода

Анализируя модель эффективного перераспределения нагрузки и концентрации напряжений по рабочим поверхностям зубьев (см. рисунок 4.15), сопоставим значения напряжений контакта и изгиба, возникающих от сил и

моментов инерции со спектральной диаграммой напряжений. Первое, что можем отметить – положительная динамика спектрального распределения нагрузки. По сравнению с классической моделью механизма поворота (см. рисунок 4.9) в предложенной модели (см. рисунок 4.15) практически отсутствуют области красного цвета. Данный факт уже свидетельствует об эффективности перераспределения нагрузки, т.к. исключены из процесса взаимодействия поверхностей напряжения контакта и изгиба, превышающие критические значения: $\sigma_{и} > [\sigma_{и}]$.

Исследуемая основная контактная площадь, выделенная зеленым и желтым цветом (см. рисунок 4.15), описывает полезную работу механизма поворота платформы, затраченную на перемещения оборудования. Уже на данном этапе исследования имеется косвенное доказательство повышения КПД механизма. Сравнивая значения напряжений, возникающих в зацеплении, установлено, что в системе «шестерня редуктора–венец поворотного круга» в первые секунды работы механизма напряжения больше, чем у системы «шестерня усилителя–венец поворотного круга» (см. рисунок 4.15). Данное явление объясняется большим ростом динамических нагрузок в момент разгона платформы, когда крутящий момент передается с действием моментов инерции. Система адаптации моментов инерции только считывает информацию и обрабатывает. Для электронной системы данный процесс занимает доли секунды. От управляющего сигнала вступает в работу усилитель и перераспределяет часть нагрузки на себя, обеспечивая синхронность работы пар зацепления. В данном случае цветовая гамма характеризует контактный участок поворотного колеса, работающего с напряжениями от $\sigma_{F} < 90 - 100$ МПа (см. рисунок 4.15), это на 18,7 % ниже стандартной конструкции (см. рисунок 4.9). Динамика изменения возрастающей нагрузки зависит от угловой скорости перемещения. Чем выше моменты инерции, тем быстрее и чаще срабатывает система адаптации. В конце такта t_3 при торможении платформы резких скачков напряжений диаграмма не показывает, т.к. система адаптации моментов через клапан давления регулирует подачу рабочей жидкости на всем процессе работы. Перераспределение сил и ограничение подачи давления обеспечивают мягкий режим эксплуатации в

переходных режимах поворота. Значит, система адаптации регулирует и сохраняет силовой баланс в течение всех периодов поворота Δt_1 , Δt_2 , Δt_3 . Суммарные составляющие напряжений во всех парах зацепления снижены (см. рисунок 4.14) и не превышают $\Sigma\sigma_{\max}=114,33\text{МПа}$. Отсутствие критических значений напряжений $\sigma_{F\max}=164,033\text{МПа}$ (рисунок 4.16) на участках поверхностного зацепления повышает прочностной запас шестерен из условия прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

По результатам исследований качественные и количественные характеристики долговечности и энергоемкости механизма поворота платформы, работающего с адаптивной системой управления, представлены в виде номограммы (см. рисунок 4.16). Из анализа номограммы следует, что основные показатели – ресурс работы $N_{\text{цикл}}$ и мощность зацепления $N_{\text{зац}}$ – являются составляющими энергоэффективности работы поворотного механизма экскаватора. Их значения зависят от угла поворота платформы φ , а также сил Φ_τ и моментов инерции $M_{\text{и}}$, циклически воздействующих на механизмы в процессе эксплуатации. Закономерности изменения ресурсных и мощностных показателей при нагрузочных режимах работы экскаватора описаны корреляционными уравнениями: $\sigma_{\text{и}} = 0,9209\varphi^2 - 115,45\varphi + 4292,4$; $R^2 = 0,938$; $N_{\text{зац}} = 0,025\varphi^2 - 3,2077\varphi + 119,28$; $R^2 = 0,9825$; $N_{\text{Н0}} = -17,25 \ln(\sigma_{\text{и}}) + 128,82$; $R^2 = 0,9833$.

При малом угле поворота (например, $\varphi = 30^\circ$), соответствующего моменту разгона и ускорению платформы, резко возрастают значения мощности зацепления $N_{\text{зац}} = 50 - 58\text{кВт}$. Контактная мощность зацепления $N_{\text{зац}}$ (кривая 2, рисунок 4.16) порождает концентрацию напряжений изгиба $\sigma_{\text{и}}$ на контактных поверхностях зубьев, значение которого достигает $\sigma_{\text{и}} = 2300\text{МПа}$. Указанные значения являются максимально опасными для работы, поскольку зарождаются в очень короткий период времени $t_1 = 0,2-0,02\text{с}$ и формируются на малой контактной площади зуба шестерен. Критические значения напряжений пытаются сломать зуб, нарушив структурную составляющую металла. Об этих процессах также свидетельствует и модель, представленная на рисунках 6.18 – 6.20, на которой критически нагруженные участки выделены цветовой гаммой. В процессе последующего вращения платформы t_2 , т.е. время установившегося

движения нарастание сил и моментов инерции замедляется, мощность зацепления снижается до $N_{\text{зац}} = 25$ кВт. Соответственно снижается и воздействие напряжений изгиба в зубьях шестерен до $\sigma_{\text{и}} = 455$ МПа.

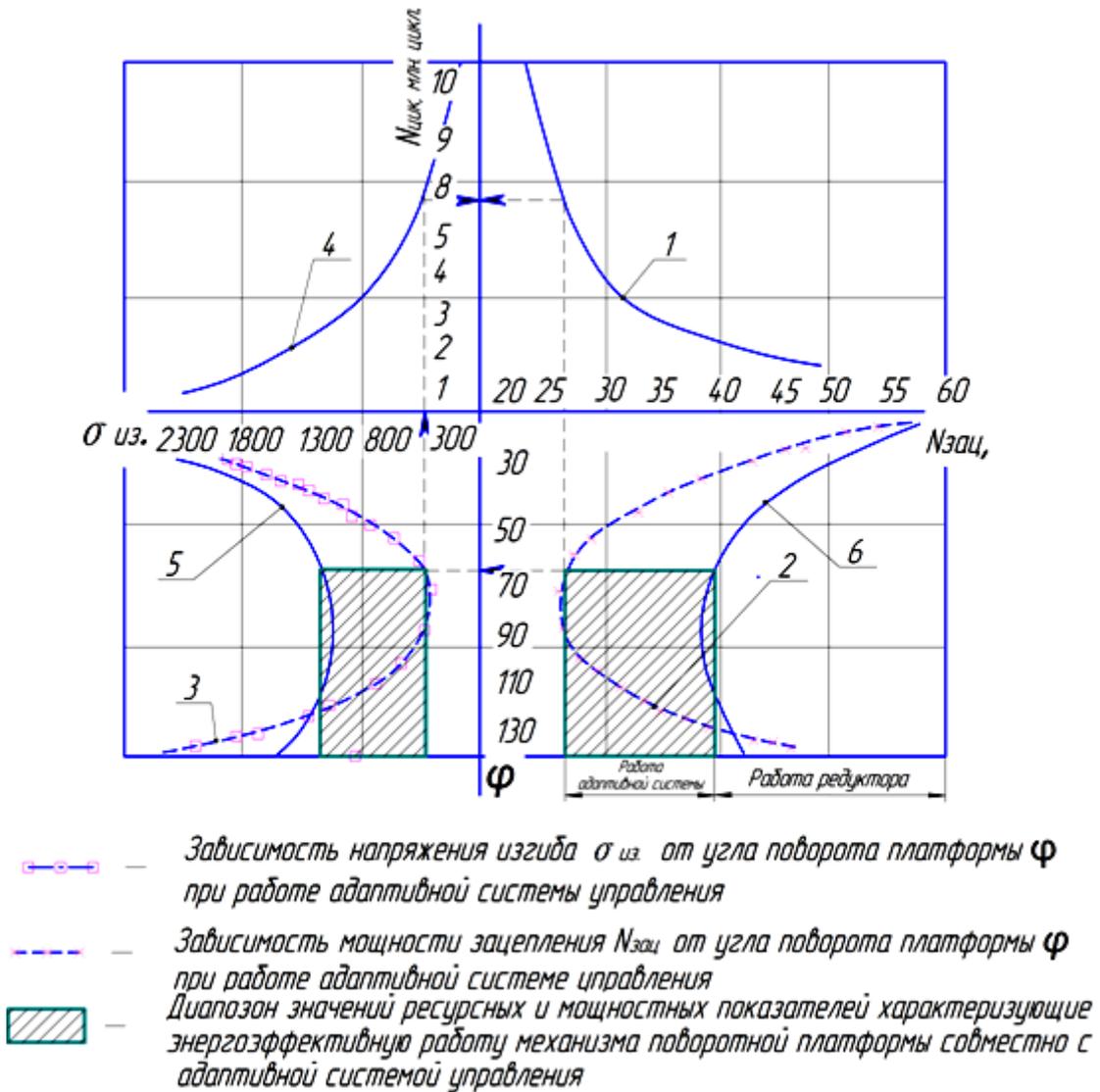


Рисунок 4.16 – Номограмма определения оптимальных значений ресурсных и мощностных показателей, характеризующих энергоэффективную работу поворотного механизма

Указанные значения являются минимально возможными для осуществления полной работы платформы, при которых энергоемкость процесса незначительна, а ресурс работы составляет $N_{\text{цикл}} = 8$ млн циклов (кривые 1 и 4). Угол поворота платформы равен $\varphi = 65 - 70^\circ$. Общепринятый рабочий диапазон платформы экскаватора составляет $\varphi = 90 - 110^\circ$, и этот же угол позиционирования

соответствует процессу торможения платформы t_3 . В момент торможения значения мощности зацепления $N_{\text{зац}}=0,025\varphi^2-3,2077\varphi+119,28$ и напряжения изгиба $\sigma_{\text{из}} = 0,9209\varphi^2-115,45\varphi+4292,4$ вновь резко возрастают до 60 кВт и 2300 МПа соответственно. Если опустить перпендикуляры от кривых 1 – 4 на оси (рисунок 4.16), то определим значения связанных показателей. Указанные значения также будут критически опасны для эксплуатации механизма, особенно при циклическом характере нагружения. Значит, наиболее щадящим режимом эксплуатации поворотной платформы экскаватора будет процесс установившегося движения, т. к. $N_{\text{зац}} = 25$ кВт, $\sigma_{\text{и}} = 455$ МПа, и ресурс работы механизма может достичь максимальных значений: $N_{\text{цик}}=8 \cdot 10^6$ циклов (кривые 1 и 4, рисунок 4.16).

Самыми энергоемкими режимами эксплуатации будут ускорение и торможение, при которых $N_{\text{зац}} = 60$ кВт, $\sigma_{\text{и}} = 2300$ МПа и снижение ресурса работы механизмов $N_{\text{цик}} = -17,25 \ln(\sigma_{\text{и}}) + 128,82$ достигает $N_{\text{цик}} = 1,5 - 2 \cdot 10^6$ циклов (кривые 1 и 4, рисунок 4.16). Именно в эти периоды работы моменты и силы инерции действующих масс центра тяжести рабочего оборудования достигают пиковых моментов. При классической конструкции механизма поворота платформы экскаватора данный диапазон значений не приемлем в условиях эксплуатации, т.к. указанные значения $N_{\text{зац}}$ и $\sigma_{\text{и}}$ соответствуют $\varphi = 65 - 70^\circ$. Данный угол поворота не позволяет использовать весь потенциал экскаватора и является технологически неприменимым, т.к. резко снижается производительность процесса. Кроме того, обнаружен еще один отрицательный момент работы стандартной конструкции – при снижении значений напряжений изгиба $\sigma_{\text{и}}$ неизбежно происходит и снижение $N_{\text{зац}}$, что ведет к снижению общего КПД редуктора. Результаты проведенных исследований энергоэффективности работы стандартного механизма поворота платформы свидетельствуют о том, что энергоемкость поворота можно снизить за счет уменьшения влияния собственных центров масс оборудования. Данное мероприятие возможно теоретически, но невыполнимо практически, т.к. геометрические параметры рабочего

оборудования и его металлоемкость регламентированы ГОСТом. Также исследованиями установлено, что суть проблемы низкой долговечности и большой энергоемкости процесса заключается в концентрации напряжений изгиба $\sigma_{и}$ и контакта $\sigma_{н}$ на очень малых площадях, ограниченных пятном контакта зуба при зацеплении. Следовательно, наиболее эффективным мероприятием, повышающим энергоэффективность процесса поворота, станет распределение напряжений изгиба $\sigma_{и}$ и контакта $\sigma_{н}$ по большей площади контакта пары зацепления. Для эффективности процесса момент распределения должен согласовываться с углом поворота платформы и пиковыми нагрузками, т. е. должен присутствовать принцип адаптации распределенной нагрузки к возрастающим моментам инерции от собственных центров масс оборудования при большом угловом ускорении и замедлении.

На рисунке 4.16 кривые 5 и 6 характеризуют энергоэффективность работы механизма поворота платформы совместно с предложенной системой адаптированного управления. В момент начала поворота платформы первым нагрузку воспринимает ведущая шестерня редуктора, поэтому на первом этапе работы t_1 значения $\sigma_{и}$ (кривая 5) практически совпадают со значениями $\sigma_{и}$ кривой 3. Значения $N_{зац}$ (кривая 6) также идентичны кривой 2. Далее адаптивная система считывает нарастающие значения момента и сил инерции и подает управляющий сигнал на исполнительный механизм, который, включаясь в работу, помогает регулировать распределение усилий по всему венцу опорно-поворотного круга. За счет подключения усилителя процесс поворота приобретает постоянство режимов управления на всех трех этапах, улавливая моменты инерции, возрастающие при ускорении. В начале периода торможения увеличение моментов инерции не происходит за счет того, что считывающее устройство их уловило на пограничном периоде между установившимся движением t_2 и началом торможения t_3 . Поэтому на рисунке 4.16 кривые 5 и 6 имеют иной характер. В этом случае полезная работа обеспечивается при установившихся оптимальных значениях мощности зацепления $N_{зац} = 42$ кВт, соответствующая рабочему диапазону углов поворота платформы $\varphi = 90 - 110^\circ$, при этом возникающие

напряжения изгиба в 1,5 раза меньше, чем при стандартной конструкции, и составляют $\sigma_{и} = 1300$ МПа. Резкое снижение значений кривых 5 и 6 при угле поворота $\varphi = 73^\circ$ соответствует основным периодам эксплуатации платформы t_2 и t_3 , но с меньшей энергоемкостью и более постоянными фиксированными « $N_{зац} \rightarrow const$ » значениями усилий, адаптированных к возрастающим касательным моментам инерции. Наличие адаптированной системы управления, как показывают кривые 5 и 6 на рисунке 4.16, позволяет увеличить оптимально необходимые значения мощности зацепления и сделать их постоянными на протяжении всего такта поворота, тем самым снизив до минимальных значений $\sigma_{и} = 1300$ МПа. Заштрихованная площадь (см. рисунок 4.16) пересечения кривых 2, 3, 5 и 6 показывает оптимальный диапазон значений силовых, мощностных и ресурсных показателей при эксплуатации адаптивной системы управления при фактических нагрузочных режимах.

Таким образом, обоснована адекватность выдвинутой гипотезы о том, что перераспределение сил, возникающих от моментов инерции собственных центров масс оборудования, повышает энергоэффективность процесса.

На основе результатов проведенных исследований можно сделать выводы:

- распределение нагрузки по контактной поверхности кинематической пары зацепления неравномерно и непостоянно во времени;
- из-за преобладающих моментов венец поворотного круга является более нагруженной деталью;
- твердость поверхности зуба играет далеко не решающую роль в долговечности механизма. Наиболее весомый фактор, определяющий количество рабочих циклов (ресурс), – степень равномерности распределения усилий в критически экстремальные периоды разгона t_1 и торможения t_2 при нарастающем моменте инерции;
- разработанный энергосберегающий привод поворотной платформы за счет снижения напряжений во всех парах зацепления (рисунок 6.23) до $\Sigma\sigma_{max}=114,33$ МПа оказывает положительный эффект на нагрузочные режимы эксплуатации поворотной платформы экскаватора;

- обоснованный оптимально эффективный диапазон значений $N_{\text{защ}}$, $\sigma_{\text{и}}$ и φ обеспечивает стабильность и снижение энергоемкости процесса поворота платформы экскаватора. Предложенные корреляционные зависимости позволяют описать принцип взаимосвязи качественно новых закономерностей исследуемого процесса поворота платформы экскаватора. Также установленные зависимости дают более полное представление об условиях, обеспечивающих высокую энергоэффективность такта поворота платформы при заданной производительности экскаватора;

- предложенная методика исследований адекватно описывает процессы изменения концентраций напряжений в механизме зацепления с адаптивной системой управления;

- рассматривая возможность адаптации механизма поворота к действующим силам сопротивления, необходимо провести моделирование режимов работы гидропривода поворота платформы. Именно исследование режимных параметров элементов гидропривода позволит применить рекуперацию энергии с последующим ее преобразованием.

4.3 Моделирование режимов эксплуатации конструктивно-технологических систем гидропривода

Разработка грунта – сложный технологический процесс, требующий комплексного решения ряда сложных вопросов, одним из которых является выбор режимов работы и соответствие им оптимальных энергозатрат при заданной производительности. Выбор режимов работы гидропривода при разработке грунта с оптимальными технико-экономическими показателями определяется эксплуатационными и климатическими условиями [73].

В настоящей работе исследованию подлежит гидропривод экскаватора и процессы, происходящие в нем при различной степени нагружения его элементов.

Исследованиями установлено, что наиболее энергоемкие процессы – внедрение ковша, отрыв слоя грунта в забое и перемещение поворотной

платформы на выгрузку. Перечисленным процессам сопутствует изменение технико-экономических и технологических показателей. Закономерности изменения процессов изучены не достаточно, а те, в которых содержатся показатели эффективной работы, требуют глубокого исследования и уточнения пределов варьирования.

В итоге гидропривод, рабочее оборудование и среда взаимодействия образуют сложную системную модель с множеством неизвестных и переменных. Исследование сложной системной модели необходимо проводить с максимальной точностью воссоздания реальных условий эксплуатации и учетом максимального количества факторов, воздействующих на систему.

Одна из основных задач экспериментального исследования – реализовать представление объекта или системы в виртуальной форме, но максимум приближенной к алгоритму описания, включающей данные, характеризующие свойства системы и динамику их изменения. Выполнить данную задачу можно с помощью математического и компьютерного моделирования. Разработанные автором модели в среде программного обеспечения будут использоваться для получения новых знаний о моделируемом процессе энергонагружения гидропривода и прогнозная оценка поведения систем, затруднительных для аналитических исследований.

Обоснованность выбора компьютерного моделирования заключается в том, что данный процесс позволяет эффективно исследовать сложные системы. В тех случаях, когда из-за финансовых или физических препятствий реальные эксперименты затруднены или могут дать непредсказуемый результат, виртуальную модель удобнее исследовать из-за возможности вычислительных экспериментов [134, 137].

Логичность и формализованность виртуальных моделей позволит определить основные факторы, устанавливающие качественные и количественные характеристики исследуемого объекта-оригинала гидропривода, в частности, установить отклик моделируемой физической системы при изменении ее первичных входных параметров.

Важные задачи моделирования и автоматизированного проектирования одноковшовых экскаваторов решены ведущими учеными В.Г. Ананиным, В.Г. Галдиным, К.И. Городецким, Л.Б. Зарецким, Г.Н. Карасевым, В.Я. Крикуновым, Е.Ю. Малиновским, В.А. Мещеревым, В.В. Москвичевым, В.П. Павловым, В.С. Щербаковым [16, 18, 46, 58, 94, 111, 116, 117, 133].

При моделировании необходимо сформировать как можно больше значимых свойств для более полного приближения к реальной модели, следовательно, большими возможностями будет обладать система, использующая данную модель [33, 131, 132, 134, 224, 226].

В данном случае этапы компьютерного моделирования будут включать:

- обработку концептуальной модели, выявление основных элементов системы и элементарных связей взаимодействия;
- в зависимости от задач выбор среды программного продукта и информационной площадки для реализации моделируемого эксперимента;
- разработку математической модели;
- разработку алгоритма;
- проведение компьютерного эксперимента;
- анализ и интерпретацию результатов, при необходимости, последующее уточнение модели.

Реализация первого этапа осуществлена во второй главе диссертации. При реализации второго этапа моделирования необходимо учесть возможности программного обеспечения (ПО). Состоятельность нашей программы будет определяться возможностью эффективного выбора оптимальных условий, для технологического процесса обеспечивающий наименьший расход энергии, наибольшей работы, наибольшего КПД системы и т.д. Программа должна не только моделировать процессы, но и взаимодействовать с внешними элементами сбора информации (датчики) с реальных объектов (элементы гидропривода). Производители датчиков конструируют их таким образом, чтобы любая величина, измеряемая конкретно, например давление, температура, расход, при выходе преобразовывалась в электросигнал, и, в конечном счете, любой вид измерения

сводился к измерению параметров этого электрического сигнала. Измерение приводит к преобразованию электрического сигнала в цифровой, который возможно сохранять бесконечно долго, накапливать, производить с ним цифровую обработку, анализировать, вести косвенные измерения и визуализацию [137]. Нарастающее развитие микроэлектроники позволяет создавать высокоинтегрированные миниатюрные системы. Располагаясь на одной платформе, такая система может выполнять различные функции: измерения, генерация тестового сигнала.

По сути искомая среда должна воссоздать и диагностический стенд с измерительными приборами. Актуальность данного направления состоит в создании виртуальных приборов, имеющих возможность оптимизировать процессы разработки, отладки и настройки различных вычислительных систем. Программное обеспечение *Labview* применяется для систем сбора, идентификации и обработки данных, а также для управления техническими объектами и технологическими процессами. Среда *Labview* очень схожа со *SCADA*-системами, хотя в большей степени своей функциональности направлена на решение задач автоматизированного управления процессами и АСНИ. Сочетание комплекса задач и возможностей предопределило выбор программной среды *Labview*, с помощью которой возможно создание удобной в использовании компьютерной модели, которая позволит рассчитать значения выходных параметров при изменении одного входного параметра.

Этап моделирования, включающий разработку математической модели, реализован также во второй главе диссертации. Основные выкладки математических моделей будут основой алгоритма программы. Приступим к реализации 4, 5 и 6 этапов – этапов экспериментального моделирования.

Элементы методики создания виртуальных стендов разрабатывались исходя из следующих требований: системность, максимальная общность, информативность, простота, проверяемость и предсказательная сила.

Современный этап развития виртуальных обучающих систем путем моделирования технологических процессов характеризуется повышением их

функциональной насыщенности. Разрабатываемые алгоритмы системы содержат данные, представляющие собой объект активных теоретических исследований автора [131–134,137].

При моделировании процессов решалась сложная задача, т.к. с позиций системного анализа работа гидропривода экскаватора является иерархической. В первую очередь это связано с протеканием процессов на многих уровнях системы, имеющей широкий диапазон свойств, сильно изменяющихся во времени.

Графический язык программирования G , используемый автором в *LabVIEW*, основан на архитектуре массива данных. Данные на входах операторов определяются последовательностью решения задач. Операции, не имеющие системных связей, выполняются параллельно в произвольном порядке [190].

Программный продукт, разработанный в среде *LabVIEW*, в основном состоит из двух частей: лицевой панели (Front Panel) и блок-диаграммы (*Block Diagram*). Лицевая панель (интерфейс пользователя) разработанного виртуального стенда *GIDRO-Lab* для исследования технологических, эксплуатационных и энергетических показателей гидропривода содержит: элементы управления программой; блок исходных данных – переменные по времени Δt «поток данных» (*Data Flow*) и постоянные *const* – «база данных»; таблицы расчетов отдельно по каждому элементу и гидролиниям; сводные данные расчетов по гидролиниям с изменением характеристик; панель с измерительными приборами.

В разработанном автором интерфейсе (рисунок 4.17) в левом верхнем углу предусмотрено поле для заполнения технических характеристик каждого гидроэлемента (n , P_n , Q_n). В интерфейсе учтен ввод данных о характеристике рабочей жидкости (ρ , ν), применяемой для моделирования эксперимента.

В гидроприводе передача энергии потока рабочей жидкости происходит по гидролиниям высокого и низкого давления различного диаметрального сечения d , длины L и разным коэффициентам местного сопротивления. Перечисленные показатели также учтены в диалоговом окне интерфейса.

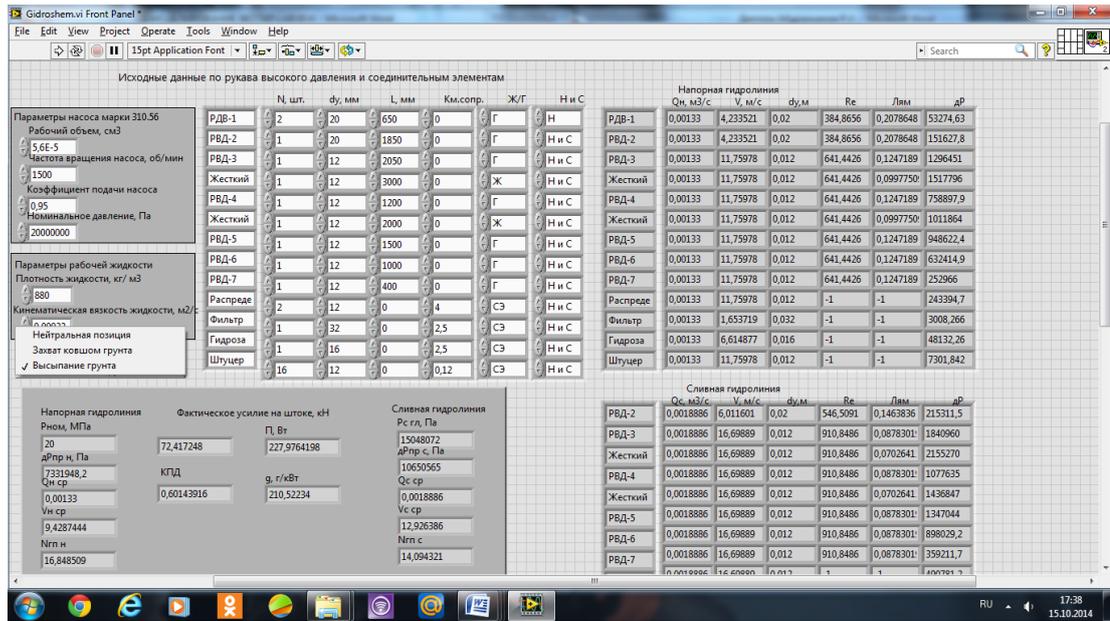


Рисунок 4.17 – Интерактивный интерфейс пользователя с базовыми и переменными данными гидропривода экскаватора

В правой части интерфейса расположена информация о сливной и напорной гидролиниях. Данные таблицы содержат значения входных параметров относительно i -го гидроэлемента, такие как расход жидкости Q , скорость истечения V , число Рейнольдса Re , коэффициент сопротивления жидкости λ , перепад давления ΔP и т.д. В процессе имитации рабочих режимов по линиям связи через разработанный алгоритм, основанный на зависимостях математической модели, значения изменяются и характеризуют реальное состояние гидроэлементов и всей системы гидропривода через показатели эффективности. На данной стадии эффективность работы оценивается минимальными потерями давления ΔP в гидроприводе, мощностью гидропривода $N_{гп}$, на разных режимах эксплуатации, фактическим силам на штоке гидроцилиндра $R_{ц}$ и КПД гидропривода $\eta_{гп}$. Достоинство данной модели на первом методологическом этапе моделирования процессов – это возможность оценить параметры эффективности в соответствии с зависимостями технических характеристик силовой установки экскаватора, например мощности двигателя N_e и удельного расхода топлива g_e .

С целью визуализации процесса и подробного анализа полученных данных разработана лицевая панель прибора *GIDRO-Lab* (рисунок 4.18).

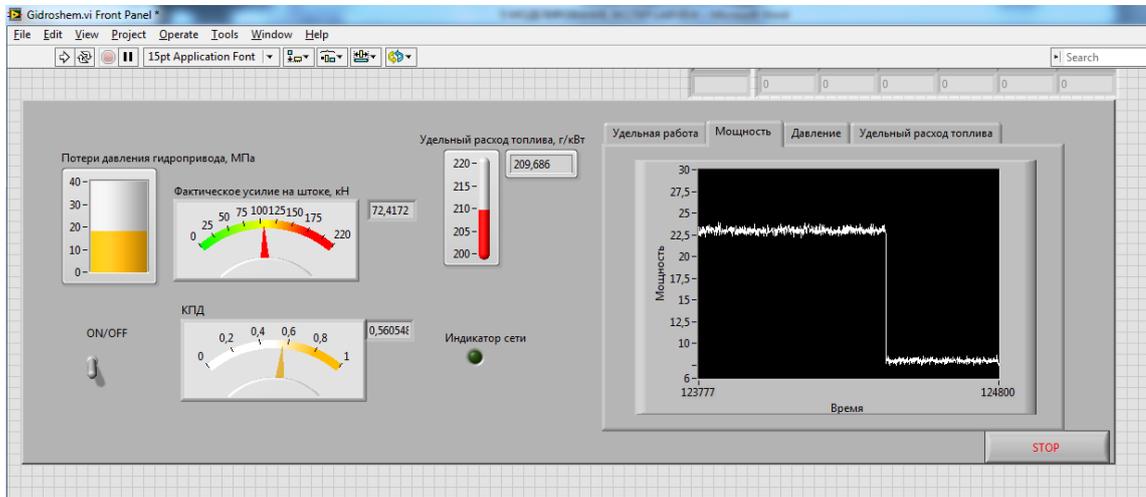


Рисунок 4.18 – Лицевая панель прибора *GIDRO-Lab*

В данном случае используется встраиваемая в персональный компьютер многофункциональная измерительная плата и *LabVIEW*, которая превращает компьютер в виртуальный прибор *GIDRO-Lab*. На рисунке 4.18 продемонстрирована панель *GIDRO-Lab*, которая в форме цикличности с момента запуска до нажатия на кнопку *STOP* генерирует поступающий сигнал с датчика давления от 15 до 18 МПа. «Диапазон» в заданном промежутке времени такта t_i отображает результат на графике. Математические модели, описывающие зависимости мощности гидропривода, работы, КПД, потери давления и т.д., сгенерированы в графике (см. закладки графика, рисунок 4.18). Предложенная модель панели позволяет производить внедрение объектов *ActiveX* (*Excel*, *Word* и др.) и т.п. Разработанные вкладки графика и левая часть панели обоснованы необходимостью контроля и анализа технологических и эксплуатационных показателей по сопутствующим признакам. Данные показатели не содержатся в известных разработках диагностических стендов и приборов. Кроме того, существующие датчики, применяемые на экскаваторах, не способны считывать информацию об энергоэффективности процессов и режимов работы

гидропривода. В разработанной автором панели через алгоритм взаимосвязи оцениваются мощность гидропривода $N_{гп}$, удельная работа $A_{уд}$, удельный расход топлива g_e i -го режима, потери давления ΔP в заданных условиях, КПД гидропривода и создаваемая сила на штоке $R_{ц}$. В зависимости от графического отображения результатов, качественные характеристики закономерностей процесса разработки грунта отслеживаются стрелочными индикаторами и цифровыми терминалами (см. рисунок 4.18). Индикаторы отображают результаты разработки грунта экскаватором, а регуляторы дают возможность пользователю задать исходные данные. Перемещая объект на передней панели, *LabVIEW* назначает режим работы. Тумблер будет работать по умолчанию в режиме «регулятор», а фактическая сила на штоке или КПД – в режиме «индикатор». С помощью «меню свойств», вызываемого щелчком правой кнопки, оператор переключает режим работы и устанавливает иные свойства объекта.

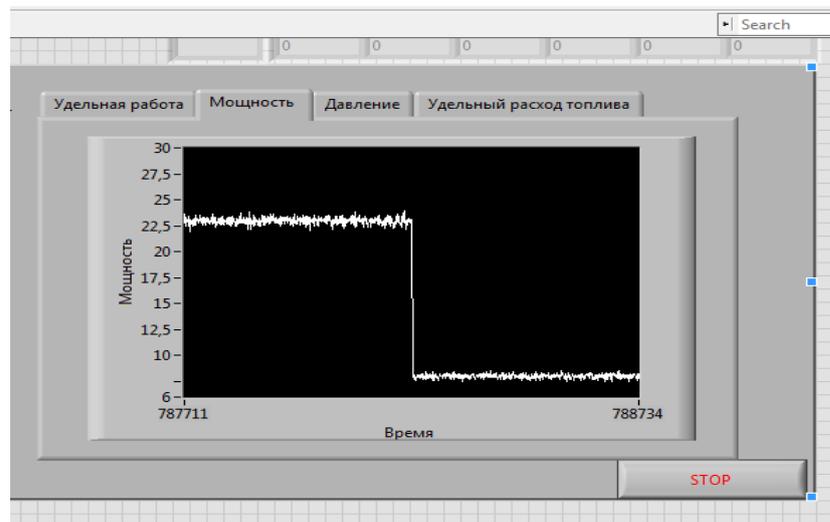


Рисунок 4.19 – График зависимости мощности гидропривода от перепада давления ΔP в гидроэлементах и сопутствующих факторов

На рисунке 4.19 показано изменение мощности гидропривода при переходном режиме, т.е. изменение такта экскавации от зачерпывания грунта к выгрузке характеризуется всплеском амплитуды. Длина периода показана ершистостью графика, вызванная малым периодом принятого временного

интервала, который характеризуется быстрым срабатыванием клапанных механизмов и регулятора расхода жидкости. При этом сущность протекающего процесса не изменяется.

Анализ представленного графика зависимости мощности гидропривода от перепада давления ΔP в гидроэлементах и сопутствующих факторов показал, что данный показатель характеризует энергоемкость каждого такта. Зубчатость графика говорит о постоянно изменяющейся мощности в зависимости от нарастающей силы на штоке цилиндра, вызванной сопротивлением резанию грунта. Самые высокие всплески мощности, до $N_{гп} = 25$ МПа, описывают внедрение ковша в грунт, когда давление в гидроприводе нарастает до максимальной величины регулировочного клапана. Снижение амплитуды мощности происходит в момент открытия редукционного клапана сброса давления, на штоке цилиндра в этот момент развивается максимальная сила. Но это не означает, что гидропривод работает эффективно. Часть энергии затрачивается на преодоление сопротивления собственных масс оборудования и внутренних сопротивлений. Об этом говорят быстро изменяющиеся всплески графика за очень короткий промежуток времени. Значит, разброс амплитуды в пределах от $N_{гп} \approx 22$ МПа до $N_{гп} \approx 24$ МПа свидетельствует о суммарных потерях мощности. Данные потери свидетельствуют о не совсем стабильных процессах в гидроприводе. Кроме того, потери возрастают при частой цикличности эксплуатации и проявляются в виде большого количества теплоты. Значительные потери мощности наблюдаются в переходных процессах (см. рисунок 4.19). Например, при смене режима зачерпывания грунта на выгрузку в процессе участвуют разные величины давления, при этом гидроаппаратуре необходимо перестроиться и задействовать все системы в очень короткий промежуток времени Δt_i . В эти секунды происходит мгновенное нагружение системы, порой превышающее потери при штатных режимах.

На рисунке 4.20 представлена разработанная блок-диаграмма генерации и отображения зависимостей энергоэффективности гидропривода. Ниже представлены – меню элементов, для построения блок-диаграмм с целью

корректировки или уточнения позиций (булевы операции, базовая математическая обработка данных, арифметика).

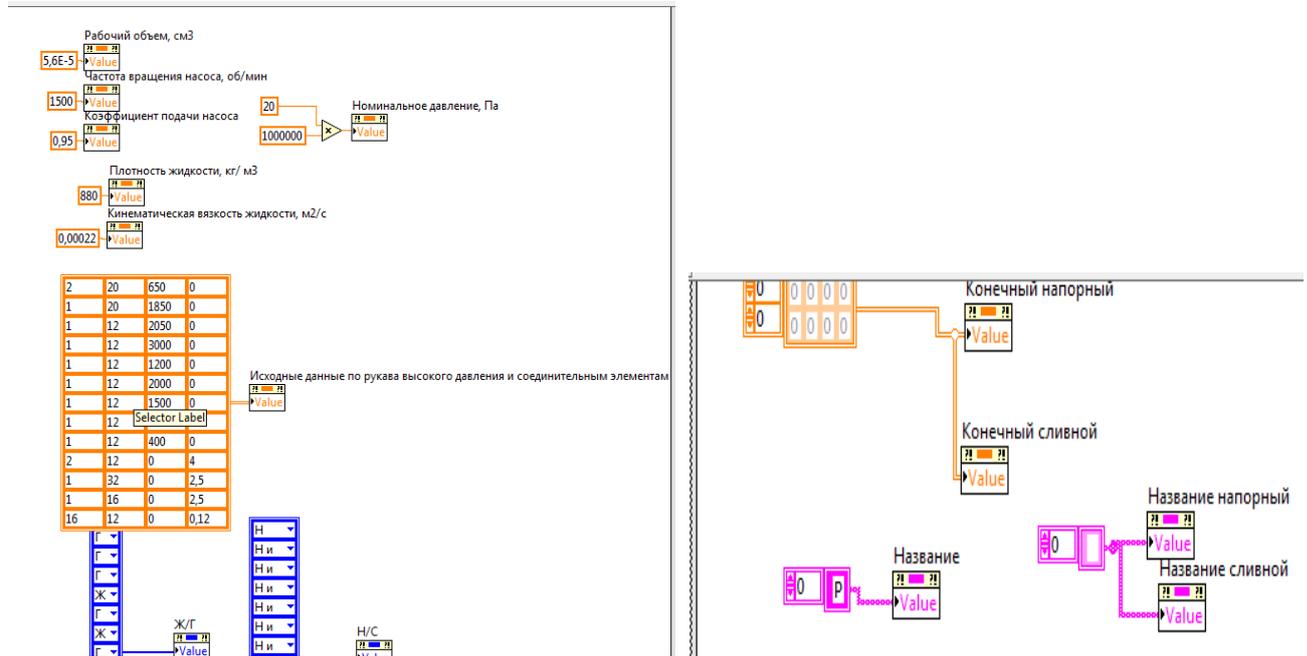


Рисунок 4.20 – Блок-диаграмма исходных данных гидропривода

Блок-диаграмма включает в себя терминалы, узлы, провода и константы, а также содержит необходимые графические или текстовые комментарии.

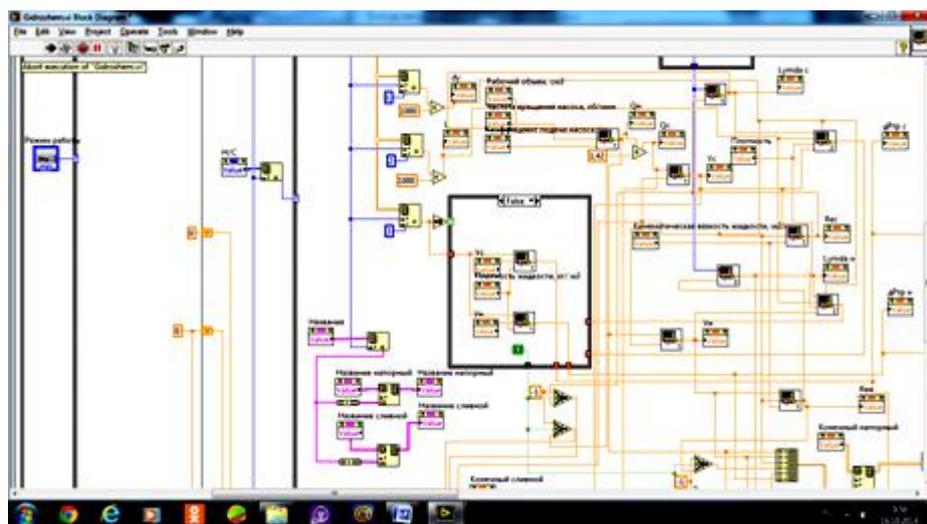


Рисунок 4.21 – Блок-диаграмма генерации протекающих процессов исследования

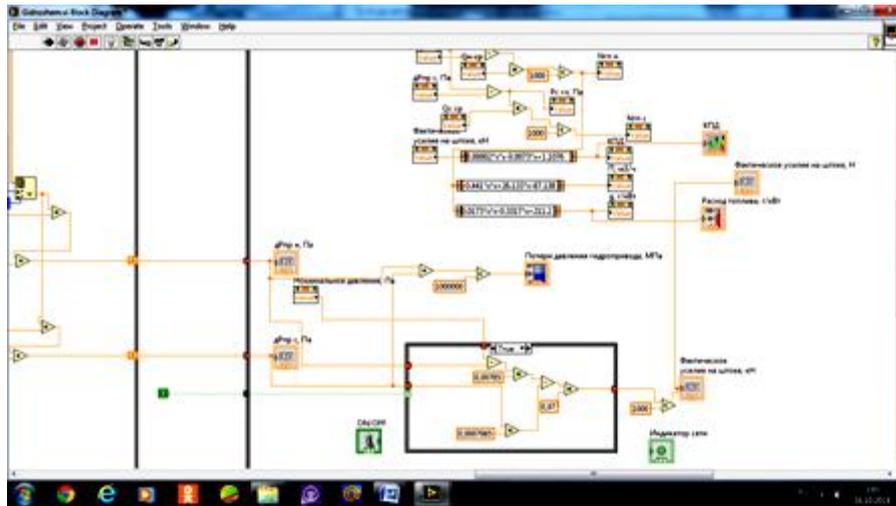


Рисунок 4.22 – Блок-диаграмма отображения индикаторов протекающих процессов исследования

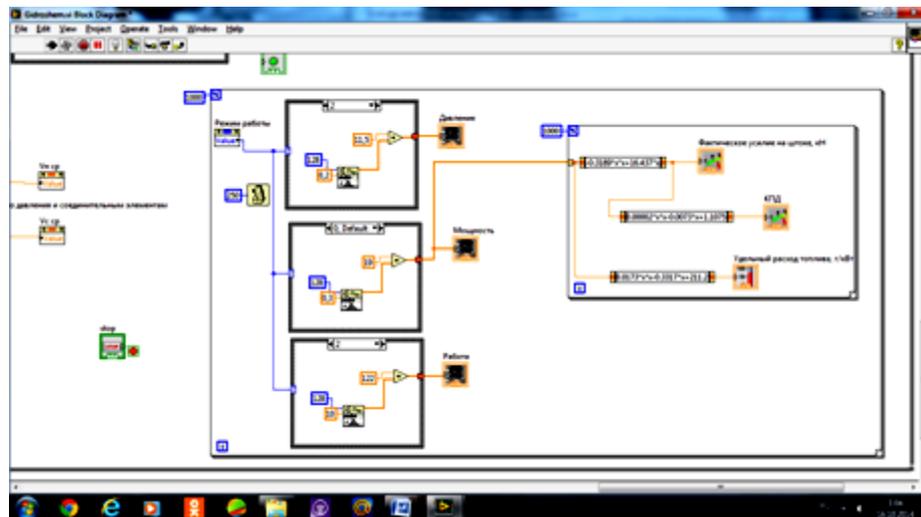


Рисунок 4.23 – Принципиальная схема *GIDRO-Lab* генерации и отображения количественных показателей энергоёмкости процессов

Основные массивы происходящих процессов регламентируются терминалом (*Terminal*). Один терминал на предложенной блок-диаграмме соответствует каждому элементу передней панели. Терминалы показаны как пиктограммы в зависимости от настроек. Результаты работы *GIDRO-Lab* отображаются на лицевой панели терминала индикатора. Данные поступают на терминал из блок-диаграммы – узел *Node*. Разработанный виртуальный прибор *GIDRO-Lab* по шине *GPiB* способен передавать до 1000 отсчетов в секунду в удобном для оператора формате *ASC II*. Диагностический прибор *GIDRO-Lab*

формирует сигналы комплексного измерения из внешней среды (*External Trigger*), позволяющие синхронизировать его работу с другими приборами в системе. Прибор *GIDRO-Lab* выдает также ТТЛ сигнал, свидетельствующий на положительные или отрицательные результаты допусковых испытаний. Функциональное меню открывает доступ к модернизированным свойствам прибора, что позволяет оптимально скорректировать его работу для конкретного режима измерения. Программный пакет *Agilent IntuiLink* значительно упрощает обработку базы данных, используя графическую среду разработки *LabVIEW* для анализа, интерпретации, отображения и документирования данных.

При этом появилась возможность на основании *GIDRO-Lab* и соответствующих программ осуществлять функции множества измерительных приборов разного назначения, а также функции обработки результатов. Возможность записи больших данных позволяет запоминать результаты, что способствует проведению ретроспективного анализа, статистической обработки и т.д.

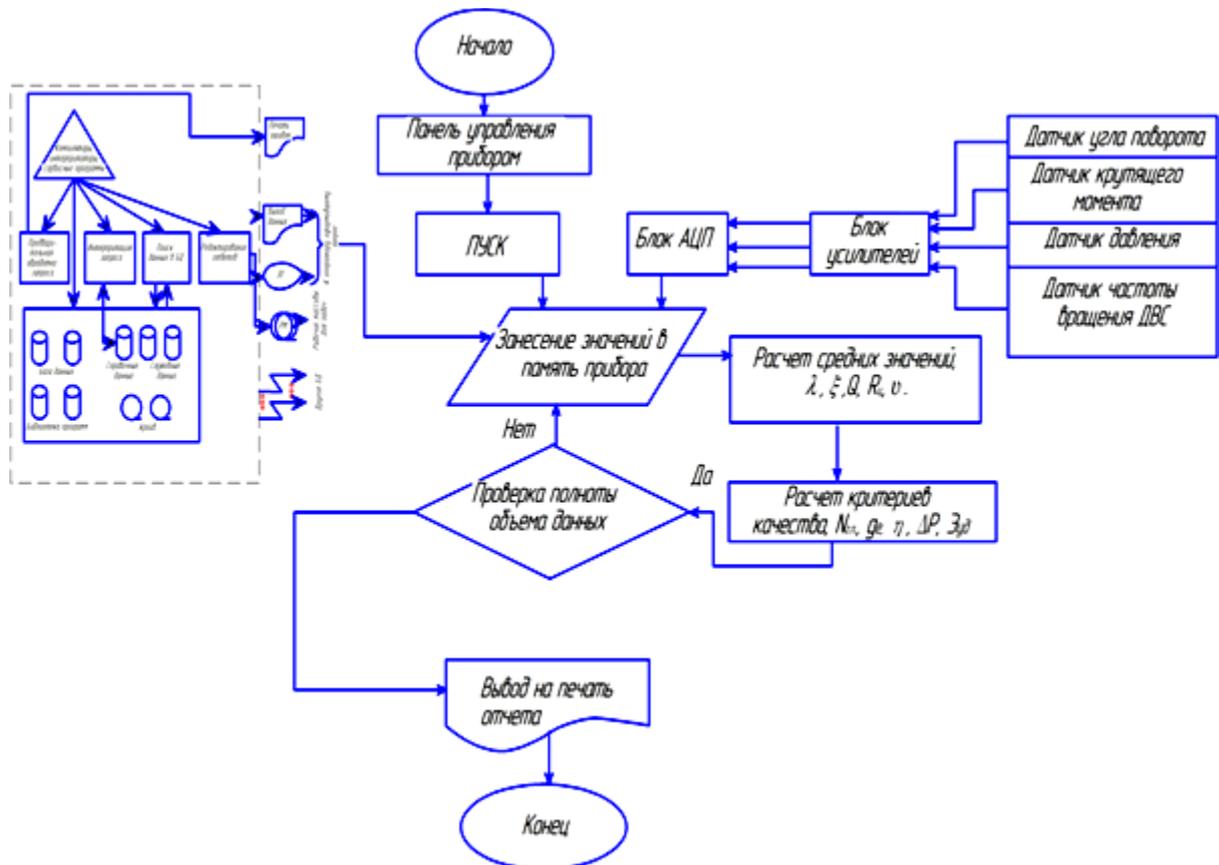


Рисунок 4.24 – Блок-схема алгоритма функционирования прибора *GIDRO-Lab*

Первостепенное обращение оператора-исследователя к программной оснастке прибора *GIDRO-Lab* заключается во взаимодействии запрашиваемых первичных данных с библиотечной базой данных. Программа, принимая запрос, анализирует, интерпретирует на «машинный язык» поставленную задачу и в виде отчета формирует информацию по входным данным первичной обработки. Далее при соответствии техническим условиям происходит интеграция выбранных данных с разработанным прибором. При сканировании совместимости программ формируется отчет с рекомендациями об изменениях или принятии задачи. Комплекс описанных мер, по сути, является отладкой и адаптацией системы к заданным условиям работы. Далее оператором-исследователем вносится необходимый массив данных по исследуемому объекту (гидропривод), проверяется связь установленных датчиков с блоком управления и запускается прибор на заданных режимах работы. Считывая сигналы с датчиков, прибор их идентифицирует и направляет в блок-диаграмму. Далее по разработанному алгоритму (рисунок 4.24) происходит первичный расчет данных, указанных в задаче. При поступлении нового массива данных (дополнительных) анализируется корректность введенных показателей и полнота объема данных для проведения расчетной операции. При выполненном условии формируется терминал количественных показателей с преобразованием их в блоки диаграмм, находящиеся в постоянной динамике при поступлении меняющихся сигналов. После окончательной обработки формируется отчет на мониторе ПК и выводится на печать.

Выводы по главе

1. На основании проведенных исследований разработана имитационная модель рабочего процесса землеройной машины, подтверждающая адекватность теоретических положений и демонстрирующая воспроизводимость результатов исследований в различных условиях и режимах нагружения.

2. Разработан алгоритм выполнения силовых и прочностных расчетов с использованием современных методов сбора и обработки исходной информации с обоснованием качественных и количественных характеристик объекта наблюдения и его долговечности.

3. Наиболее весомой является величина количества циклов нагружения гидромотора и неравномерность распределения сил в паре зацепления «ведущая шестерня гидромотора – венец поворотного круга» в периоды разгона t_1 и торможения t_3 при нарастающей величине момента инерции платформы. Это указывает на необходимость оптимального перераспределения сил в зацеплении в соответствии со значениями возникающих моментов инерции. В результате достигается значительное снижение нагрузки на элементы гидропривода поворотной платформы одноковшового экскаватора.

Следовательно, перераспределение сил и ограничение подачи давления рабочей жидкости обеспечит оптимальные условия эксплуатации переходных режимов поворота. Данную задачу предлагается решить внедрением системы адаптации мощностных характеристик гидропривода к возникающим моментам инерции, что позволит своевременно корректировать и сохранять силовой баланс в течение всего процесса поворота экскаватора. В этом случае суммарные составляющие напряжений во всех парах зацепления поворотной платформы не превысят $\Sigma\sigma_{\max} = 114,33$ МПа.

4. Виртуальный стенд, состоящий из многофункциональной измерительной платы и программной среды *LabVIEW*, позволил получить параметры работы гидропривода с адаптивной системой управления рекуперативного действия. Разработанный алгоритм работы виртуального стенда обеспечивает получение новых достоверных результатов по исследованию гидропривода с учетом изменяющихся условий эксплуатации.

5. Результаты имитационного моделирования энергоемких режимов позволили установить качественно новые закономерности формирования нагрузки на контактных поверхностях исследуемых механизмов, повысить эффективность исследований и расширить границы применимости полученных результатов, подтверждающих оригинальность предложенной научной гипотезы о перераспределении мощности.

5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА

5.1 Методика обоснования параметров энергоемкого процесса разработки грунта

Проведенными автором исследованиями энергоемкости процесса установлено, что в передней части режущей кромки и в центре задней стенки ковша формируются концентрации внутренних напряжений. Критические значения напряжений также образуются и в основании крепления гидроцилиндра. Описанные явления – результат образования больших сил сопротивления грунта на первом этапе внедрения ковша в грунт. При внедрении в грунтовую массу первое сопротивление грунта воспринимают на себя зубья ковша. Именно по этой причине данному вопросу посвящено множество исследований ведущих ученых России и зарубежья: А.И. Демиденко, Н.Г. Домбровского, В.И. Баловнева, Л.Б. Белоногова, Ю.А. Ветрова, А.Н. Зеленина, И.П. Керова, Р. Кобашева, В.Н. Кузнецовой, А.М. Лукина, А.К. Муравского, С. Нуракова, Ю.Е. Пономаренко и многих других.

Опыты, проведенные Динглингером и позднее А. Н. Зелениным, показали, что при перемещении в уплотненном сыпучем теле вертикальной прямоугольной незаточенной пластины перед ее торцевой плоскостью, перпендикулярной направлению скорости, образуется уплотненное ядро сыпучей массы. Это ядро движется вместе с пластиной и раздвигает остальную сыпучую массу. Возникающие при этом внутренние силы трения являются одной из причин образования значительных сил сопротивления движению.

При движении заточенной пластины-ножа перед ее режущей кромкой образуется аналогичное ядро, но меньших размеров. Появление малого уплотненного ядра перед режущей кромкой объясняется тем, что отдельные зерна грунта, сжатые остальной его массой и в значительной мере лишенные этим

подвижности, не сразу отодвигаются в сторону и не разрезаются режущей кромкой, а движутся впереди, как бы затупляя его. Ядро перед режущей кромкой тем больше, чем крупнее зерно разрабатываемого грунта и чем больше затуплена режущая кромка.

В практических условиях передняя режущая заточенная кромка ковша почти всегда несколько затуплена, вследствие чего размеры уплотненного ядра перед режущей кромкой могут быть значительны. Сопротивление перемещению здесь обусловлено, главным образом, отпором массы при проталкивании и выворачивании отдельной грунтовой стружки или непреодолимых включений, расположенных перед кромкой и вблизи его, и зависит от коэффициентов трения, давления в кусковой массе и от толщины ножа и его заточки.

Однако при анализе достигнутых результатов установлено, что вопрос эффективного внедрения ковша рассматривался в одной плоскости – совершенствование формы зуба и оптимизации угла наклона режущей кромки зуба. Данное направление имеет большую вариативность мероприятий и конструкций от дополнительных вставок рассекающих грунт до изменения пространственной формы зуба. Однако исследование дальнейшего взаимодействия грунта с частями ковша ведется не на должном уровне. Например, недостаточно результатов по распределению напряжений по площади входной кромки ковша, задней стенки днища при его повороте, не в полной мере изучены процессы взаимодействия стружки со стенками ковша, не установлены оптимальные пространственные формы входной площадки ковша, при которой снижается давление и влияние свойств грунта и т.д.

Таким образом, эффективный цикл работы по экскавации грунта ковшом разделим на работу зубьев по внедрению, работу режущей кромки ковша при заглублении и работу по наполнению ковша грунтом.

При разработке грунта ковшом эффективного действия общую энергоемкость определим, основываясь на исследованиях Н.С. Галдина, А.Р. Матиса, А.И. Федулова и С.В. Шишаева [14, 47, 113, 114, 198, 215]. Также при

расчете энергоемкости процесса копания необходимо учесть влияние авторских разработок по повышению энергоэффективности ковша.

Энергоемкий процесс копания можно разделить на работу по внедрению зубьев в грунт, работу на заглубление и разрушение уплотнительного ядра грунта режущей кромкой ковша с фрезерованными проточками и работу по перемещению днища ковша при его наполнении [168].

Общую энергоемкость эффективного процесса разработки грунта ковшом можно определить по формуле

$$E = \sum E_{з.кр} + E_{НК}, \quad (5.1)$$

где $\sum E_{з.кр}$ – энергоемкость, затрачиваемая на внедрение зуба ковша и разрушение уплотнительного ядра грунта режущей кромкой; $E_{НК}$ – энергоемкость по преодолению сил сопротивления задней стенки ковша при наполнении его грунтом.

Энергоемкость, затрачиваемую на внедрение ковша и разрушение уплотнительного ядра грунта, определим следующим образом [168]:

$$\sum E_{з.кр} = \frac{(A_з \cdot n_з \cdot t_з) + (A_{ркр} \cdot j_{пз} \cdot t_{рк})}{0,33 q_к}; \quad (5.2)$$

где $A_з$, $A_{ркр}$ – работа по внедрению в грунт зуба ковша и режущей кромки соответственно; $n_з$ – количество зубьев в ковше; $j_{пз}$ – количество пролетов между зубьями ковша; $t_з$, $t_{рк}$ – время заглубления зубьев ковша и режущей кромки соответственно; $q_к$ – вместимость ковша.

Работа по внедрению в грунт зубьев ковша

$$A_з = \int_0^{t_з} P_{Аз} \cdot dh_{Аз}, \quad (5.3)$$

где $P_{Аз}$ – сила, образующаяся при взаимодействии зуба с грунтом; $h_{Аз}$ – перемещение зуба до его основания в точки приложения силы $P_{Аз}$.

Работа по разрушению уплотнительного ядра при заглублении в грунт режущей кромки ковша

$$A_{\text{ркр}} = \int_0^{t_{\text{ркр}}} P_{\text{Аркр}} \cdot dS_{\text{Аркр}}, \quad (5.4)$$

где $P_{\text{Аркр}}$ – сила, образующаяся при заглублении режущей кромки ковша в грунт; $S_{\text{Аркр}}$ – перемещение режущей кромки до момента заглубления передней стенки ковша в точки приложения силы $P_{\text{Аркр}}$.

Энергоемкость по преодолению сил сопротивления задней стенки ковша при наполнении его грунтом

$$E_{\text{НК}} = \frac{A_{\text{зс}} \cdot t_{\text{н}}}{0,67 q_{\text{к}}}, \quad (5.5)$$

где $A_{\text{зс}}$ – работа по наполнению ковша грунтом при перемещении задней стенки; $t_{\text{н}}$ – время наполнения ковша.

Работа по наполнению ковша при перемещении днища

$$A_{\text{зс}} = \int_0^{t_{\text{н}}} P_{\text{Азс}} \cdot dl_{\text{зс}}, \quad (5.6)$$

где $P_{\text{Азс}}$ – сила, образующаяся при взаимодействии задней стенки ковша с грунтом; $l_{\text{зс}}$ – длина перемещения задней стенки ковша в точки приложения силы $P_{\text{Азс}}$.

Уровень повышения эффективности процесса копания от предложенных мероприятий оценим удельной составляющей $\Delta E_{\text{эф}}$:

$$\Delta E_{\text{эф}} = \left(1 - \frac{E_{\text{рк}}}{E_{\text{ск}}}\right) \rightarrow \infty, \quad (5.7)$$

где $E_{\text{рк}}$ – энергоемкость разработанного ковша; $E_{\text{ск}}$ – энергоемкость ковша стандартной конструкции.

С целью повышения эффективности процесса копания геометрические размеры ковша необходимо выбирать в соответствии с его энергоемкостью.

Так, ширину ковша определим по зависимости $B_{\text{к}} = 1,1\sqrt[3]{E} \cdot 7,221$, а длину его днища – $l_{\text{к}} = 0,09\sqrt[3]{E}$.

Использование результатов методики обеспечит высокую производительность, значительное снижение энергоемкости процесса копания

грунта и уменьшение концентрации внутренних напряжений в ковше, что приведет к увеличению ресурса работы.

5.2 Конструкция и принцип работы энергосберегающего механизма поворотной платформы

Как известно, один из трудоемких тактов экскавации грунта – это поворот платформы землеройных машин. Величина воспринимаемых нагрузок и долговечность, которая напрямую зависит от конструктивных особенностей и эффективности гидропривода. Известен насосно-аккумуляторный гидропривод поворотной платформы экскаватора, включающий гидроаккумулятор, гидродвигатель поворота платформы, гидрораспределители, подпиточный насос, предохранительные и обратные клапаны [14,192]. Недостатком такого привода являются неполное использование энергетического потенциала вращающегося объекта, сложность конструкции, наличие динамических нагрузок при торможении. Также к существенному недостатку можно отнести невозможность регулировать подачу оптимального давления потока рабочей жидкости в процессе разгона и торможения.

Одно из требований, которое предъявлялось при разработке адаптивной системы управления поворотом платформы, – это осуществление переходных процессов в максимально короткое время с регулированием ускорения и замедления коэффициентом опережения. Необходимость такого условия вызвано тем, что механизм поворота большую часть времени эксплуатируется на режимах переходных процессов. Также большое передаточное отношение редуктора механизма поворота формирует люфты в передачах, требующие постепенного разгона для исключения резких ударов в передачах.

В данной работе на мощных экскаваторах внедряются тиристорные преобразователи в качестве возбудителя генераторов. Преобразователи, предназначенные для возбуждения генераторов, оснащаются системами импульсно-фазового управления (СИФУ), в которых дроссели насыщения

обеспечивают управляемую индуктивность. Динамические свойства преобразователя отличаются своеобразием, которое связано с дискретностью импульсно-фазового регулирования напряжения и с неполной управляемостью тиристоров.

Задачей разрабатываемого привода является максимальное использование кинетической энергии поворотной платформы, уменьшение износа и снижение нагрузок в механизме поворота платформы землеройной машины, упрощение гидравлической схемы, появление возможности автоматически регулировать распределение силы на венце поворотного круга, выравнивание диапазона скоростного режима вращения поворотной платформы за счет чувствительности к изменению угловых скоростей и крутящих моментов.

Заявленный технический результат достигается следующим: на гибридном энергосберегающем приводе поворотной платформы землеройной машины с целью повышения энергоэффективности и долговечности предусмотрена электронная система управления, постоянно взаимодействующая с гидромеханической системой привода. Гидромеханическая система включает регулируемый насос, гидрораспределитель, предохранительные и обратные клапаны, при этом в качестве предохранительных клапанов используют клапаны с двумя настроечными давлениями, реле-регулятор, соединенные между собой гидромагистралями.

Электронная система управления помогает оценить сила, моменты, действующие на шестерню поворотного круга, угловые скорости, угловое ускорение и автоматически распределить силы между усилителем и шестерней гидромотора, тем самым снижая рабочее давление магистрали в 1,5 раза. Для этого на выходном валу между верхним и нижним радиально-сферичеками подшипниками гидромотора установлен входной датчик угла поворота платформы, взаимодействующий с электронным блоком управления (ЭБУ) при передаче сигнала. Чем большую силу создает гидромотор (создает крутящий момент), а собственные массы платформы и рабочего оборудования – момент инерции, тем больше должна быть дополнительная сила со стороны усилителя

гидромотора. Величину крутящего момента на приводной шестерне гидромотора оценивает входной датчик крутящего момента, работающий по принципу эффекта Холла (во многих конструкциях датчик крутящего момента объединен с датчиком угла поворота). Входные контакты датчика крутящего момента обеспечивают его взаимодействие с предохранительными клапанами давления рабочей жидкости и ЭБУ. Далее ЭБУ обрабатывает, анализирует сигналы и вырабатывает управленческое решение, адресуя сигналы на электромагнитный распределитель и электрорекуператор.

Электрорекуператор расположен в специально изготовленном посадочном месте, размещенном на поворотной платформе в свободном пространстве ниши гидромотора. Эффект энергосбережения происходит также за счет использования динамической нагрузки поворотной платформы и рабочего оборудования, которая характеризуется крутящим моментом на заданный угол поворота платформы.

На рисунке 5.1 представлена конструкция энергосберегающего привода поворотной платформы, который преобразует крутящие и инерционные моменты в полезную работу через силу, создаваемую усилителем. Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины содержит низкомоментный аксиально-поршневой гидромотор 15 с планетарным редуктором 22, повышающим крутящий момент и снижающим обороты вращения платформы.

На ведущем валу гидромотора 15 зафиксирована солнечная шестерня 16, постоянно взаимодействующая с сателлитами 11. Сателлиты обеспечивают вращение водила 10 и вала, расположенных в корпусе 20. Увеличение крутящего момента и уменьшение частоты вращения поворотной платформы осуществляет блок шестерен и сателлитов, содержащий солнечную шестерню 18, находящуюся в постоянном зацеплении с сателлитами 9, которые перемещаются по нижним внутренним зубьям венца корпуса 19, вращая водило 8 и вал 24, имеющий повышенный крутящий момент.

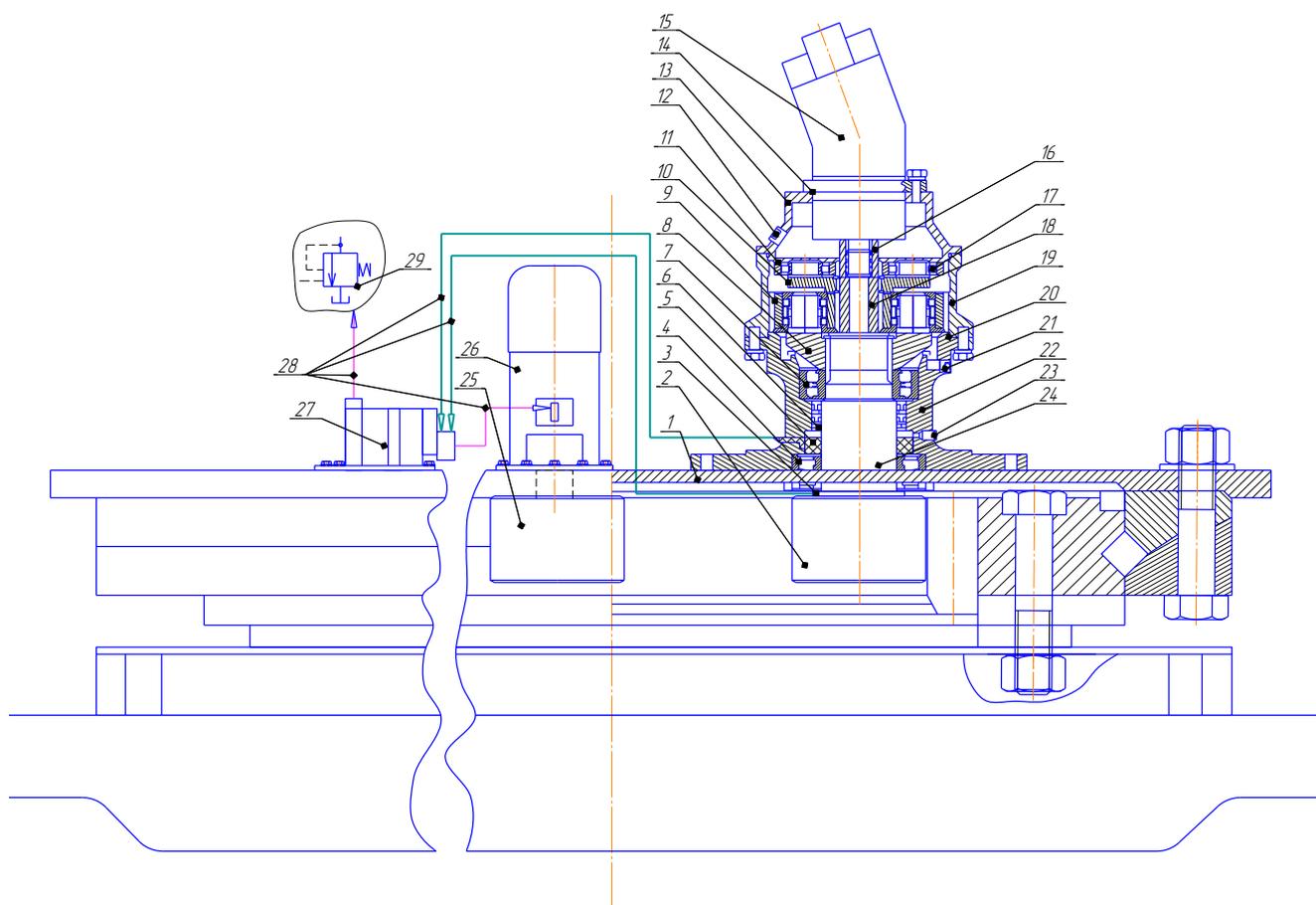


Рисунок 5.1 – Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины

Вал 24 установлен в корпусе 22 на сдвоенных радиально-сферических подшипниках 4 и 7, обеспечивающих вращение вала 24 и распределение динамических нагрузок в проектной плоскости. На выходном валу между верхним и нижним радиально-сферическими подшипниками гидромотора установлен датчик угла поворота платформы 5, имеющий герметизированный корпус. Контактная клемма датчика выведена через специально фрезерованное отверстие корпуса 22. Контроль возникающего крутящего момента при возникающих динамических нагрузках осуществляет датчик крутящего момента 3, расположенный на валу 24 между нижним радиально-сферическим подшипником 4 и шестерней 2.

На валу 24 зафиксирована шестерня 2, которая, перемещаясь по внутреннему венцу опорно-поворотного круга 1, поворачивает платформу относительно ходового устройства экскаватора. При значительной величине крутящего момента на шестерне 2, считываемого датчиками 3 и 5, срабатывает

электрорекуператор, содержащий электродвигатель 26 и приводную шестерню 25. Управленческую команду осуществляет ПЛК 27.

Устройство работает следующим образом. При открытии золотника (ответственной секции) гидрораспределителя поток рабочей жидкости гидросистемы создает в гидромоторе поворота платформы 15 рабочее давление 16 МПа. Заданное давление приводит в действие гидромотор 15, который в свою очередь преобразует кинетическую энергию потока рабочей жидкости в механическую. Механическая энергия через вращательное движение выходного вала 24 гидромотора 15 передается на двухступенчатый планетарный редуктор 22. Солнечная шестерня 16 жестко закреплена на выходном валу гидромотора 15 и образует кинематическую связь с сателлитами 11. Крутящие моменты передаются через сателлиты, которые обкатываются по внутренней части зубчатого венца корпуса 20, передавая вращение шестерни 10 и валу, тем самым увеличивая крутящий момент и уменьшая частоту вращения выходного приводного вала 24 и ведущей шестерни 2, находящейся в постоянном зацеплении с венцом опорно-поворотного круга поворотной платформы. В этот момент поворотная платформа начинает перемещаться в заданном направлении. Крутящий момент, возникающий на кинематической паре «венец поворотной платформы – шестерня планетарного редуктора» и массы поворотной платформы и рабочего оборудования $\sum m_i$ порождают большие значения моментов инерции за максимально короткий интервал времени. Данные процессы сопровождается резким увеличением динамических нагрузок.

Начальный период перемещения соответствует времени ускорения платформы t_1 . При рабочем угле поворота платформы до забоя $\varphi = 180^\circ$, время t_1 варьируется от 1,5–2,3 с и соответствует $\varphi = 77^\circ 5'$. При этом режиме разгона и ускорения напряжение изгиба $\sigma_{и}$ и напряжения $\sigma_{н}$ контакта начинают возрастать стремительно быстро $t_1^{\sigma_{и}} = 0,01–0,8$ с, и в конце ускорения пик напряжений на ведущей шестерне составит $\sigma_{и} = 950 – 1000$ МПа, на ведомой $\sigma_{и} = 820$ МПа, значения силы инерции $\phi = 35000 – 36000$ Н·м, наблюдается рост удельной окружной силы в шестернях зацепления механизма поворота 1750 Н/мм.

Время установившегося движения $t_2 = 1,4-1,8$ с очень мало в сравнении с рабочим циклом и действует при диапазоне углов поворота платформы $\varphi = 77^\circ 5' - 112^\circ 3'$. Период времени установившегося скоростного режима t_2 описывает процесс работы редуктора за счет сил инерции. Циркуляция рабочей жидкости происходит за счет вращения вала редуктора (функции гидронасоса). В этот момент наблюдается смягчение условий работы, т.к. напряжение изгиба $\sigma_{и}$ практически постоянно и даже наблюдается незначительное, но понижение до $\sigma_{и} = 960$ МПа. Постоянство значений напряжений объясняется тем, что в этот период перемещение платформы происходит за счет силы инерции ϕ , приобретенной при разгоне. Силы давления потока рабочей жидкости от гидромотора практически не оказывают воздействия, и в зацеплении шестерен происходит перекачивание под действием стабильно установившейся силы инерции $\phi = 35000 - 37000$ Н·м, удельная окружная сила достигает значений 2200–2300 Н/мм.

Режим торможения платформы, происходящее в рекордно короткое время, варьируется от $t_3 = 0,002-0,96$ с на протяжении поворота платформы от $\varphi = 113^\circ 3' - 179^\circ$. В этот момент наблюдается резкий всплеск напряжений изгиба $\sigma_{и} = 1800-2000$ МПа, приходящихся на ограниченную зубом шестерни контактную поверхность. Наличие высоких напряжений обусловлено значительно большими касательными силами инерции рабочего оборудования и поворотной платформы, приобретенными в период ускорения. Возрастающие силы инерции достигают $\phi = 48000 - 50000$ Н, удельная окружная сила достигает значений 2750–2830 Н/мм.

Из представленного анализа исследований видно, что при эксплуатации поворотной платформы экскаватора действуют нестабильные режимы циклического нагружения, вызывающие динамические нагрузки на кинематической паре зацепления. Цикличность нагружения в данном случае также сопровождается разностью угловых скоростей и скоростей зацепления

шестерен, что негативно сказывается на долговечности исполнительных механизмов.

С целью равномерного движения платформы и выравнивания тангенсальных скоростей на валу закреплена солнечная шестерня 18, взаимодействующая с сателлитами 9, которые обкатываются по внутренним зубьям венца корпуса 20, передавая вращение шестерне 8 и валу 24. При перемещении поворотной платформы 1 на определенный угол φ возникают угловые скорости (неодинаковые по значению в разный интервал времени t_i), моменты инерции и силы сопротивления. Для максимально эффективного использования этих сил разработана следящая система с электрорекуператором 26.

При подаче давления 17 МПа в низкомоментный гидромотор 15 возникает увеличенный крутящий момент на кинематической паре «венiec поворотной платформы – шестерня планетарного редуктора», что сопровождается резким увеличением динамических нагрузок. Датчики 3 и 5 определяют изменения крутящего момента, возникающего также от действия инерционных сил собственных масс оборудования при заданном угле поворота платформы 1. Далее сигнал по линиям связи от датчиков 3 и 5 передается на обрабатывающий их электронный блок управления 27. Анализируя угловые скорости и действующие моменты, ЭБУ 27 передает сигнал на электрорекуператор 26 и предохранительный клапан 29 гидравлического привода. С целью понижения давления в гидромоторе 15 срабатывает предохранительный клапан 29. В этот момент гидромотор выполняет функции гидронасоса и одновременно включается электрорекуператор 26 и перераспределяет силы между приводными шестернями 2 и 25 редуктора 22 и усилителя-рекуператора 26 соответственно. Таким образом, при сниженном давлении в гидромоторе 15 распределенные силы преобразуются от моментов инерции собственных масс рабочего оборудования, считываемое датчиками 3 и 5. Особенно эффективна работа усилителя в начале такта поворотной платформы, когда происходит резко нарастающее ускорение и в конце такта при резком замедлении (работает как рекуператор). Данный эффект препятствует резкому троганию платформы с места и порыву гидромагистралей.

Воспринимая силы сопротивления и инерции, он работает в режиме генератора и отдает электроэнергию в бортовую цепь, одновременно выравнивая угловые скорости. Данный эффект препятствует резкому троганию платформы с места, исключает ударные нагрузки.

Система датчиков с электрорекуператором обеспечивает равномерность хода в интервале времени такта, значительное снижение потерь энергии при разгоне и торможении платформы I , а также преобразование сил сопротивления и моментов инерции вращающейся платформы в полезную работу. Потенциал гибридных систем привода очень велик, особенно при создании и разработке интерактивных систем приводов.

Дальнейшая работа энергосберегающего механизма осуществляется аналогично работе гидропривода экскаватора.

Использование заявленного энергосберегающего механизма поворотной платформы обеспечивает преобразование моментов инерции рабочего оборудования в механическую энергию и полезную работу, равномерное распределение сил по рабочим поверхностям кинематических пар, и, как следствие, ведет к повышению энергоэффективности и долговечности всего гидропривода экскаватора и приводных механизмов.

В результате экскаватор, оснащенный адаптивной системой управления с электрорекуператором-усилителем, имеет следующие основные преимущества: компактность, низкий уровень шума, экономия энергии при управлении.

Электрорекуператор-усилитель обеспечивает экономию энергии управления поворотной платформы. В отличие от управления с гидроприводом, у которого насос работает постоянно, в поворотной платформе с электрическим усилителем используется энергия электрорекуператора только при повороте платформы. Благодаря снижению потребляемой мощности уменьшается расход топлива экскаватора. Функциональная схема адаптивной системы управления поворотной платформой представлена на рисунке 5.2.

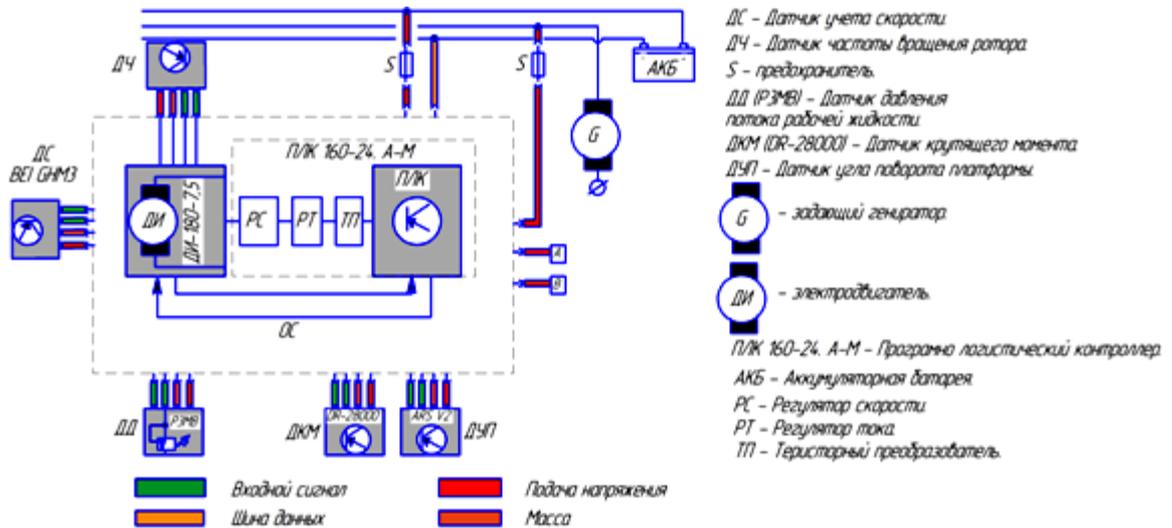


Рисунок 5.2 – Функциональная схема системы адаптации крутящих моментов

Управление электрорекуператором осуществляется программой, записанной в память ПЛК 160-24, А-М управления поворотной платформой. В настоящий момент в управлении платформой может использоваться несколько различных программ. В зависимости от условий (например массы экскаватора). Также можно произвести установку соответствующей программы на основании данных диагностики, измерений и информационной системы VAS 5051. Это необходимо, например при полной замене механизма управления поворота платформы с электрорекуператором.

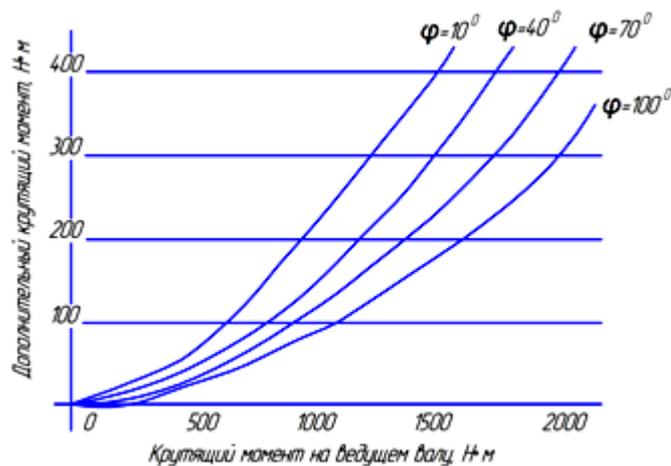


Рисунок 5.3 – График сопоставления дополнительного крутящего момента от угла поворота платформы

В качестве примера на рисунке 5.3 представлены характеристики одной из существующих программ для экскаватора. Каждая программа содержит отдельные характеристики для различных углов поворота платформы. Каждая характеристика показывает дополнительный крутящий момент в зависимости от крутящего момента на ведущей шестерни редуктора.

Крутящий момент на ведущем валу редуктора воспринимается датчиком крутящего момента DR-28000 на приводной шестерне. Работа датчика основана на принципе магнитного сопротивления. Высокая надежность работы датчика достигается за счет создания двух независимых зон (резервирование).

Для определения крутящего момента на ведущем валу всегда используются два полюса. Второй частью датчика является чувствительный элемент с магнитным сопротивлением, закрепленный на механизме усилителя. Крутящий момент рассчитывается и передается в виде сигнала на ПЛК рекуператора при смещении магнита относительно чувствительного элемента. При неисправности обеих частей датчика крутящего момента следует заменить механизм усилителя. При обнаружении неисправности электрорекуператор отключается. Отключение происходит «постепенно». При «постепенном» отключении ПЛК рекуператора управления поворотной платформой рассчитывает дополнительную силу по данным от датчика угла поворота платформы ARS V2 и электродвигателя ДИ-180-7,5. Электродвигатель ДИ-180-7,5 рекуператора включается через определенные промежутки времени. При возникновении неисправности контрольная лампа 8LP2T ILB4 электрорекуператора загорается красным цветом. При выходе из строя одного из элементов датчика крутящего момента система продолжает работать без каких-либо ограничений. В этом случае контрольная лампа 8LP2T ILB4 электрорекуператора загорается желтым светом.

Датчик угла поворота платформы воспринимает сигнал угла поворота и скорости вращения платформы. Оба сигнала сначала обрабатываются ПЛК, а затем передаются по шине данных CAN на ПЛК 160-24. А-М рекуператора поворотной платформы.

В случае неисправности датчика угла поворота платформы ARS V2 включается программа аварийного режима. При отсутствии сигнала датчик необходимо заменить. Электрорекуператор полностью работоспособен. При возникновении неисправности контрольная лампа 8LP2T электрорекуператора загорается желтым светом.

Электродвигатель ДИ-180-7,5 постоянного тока. Максимальный дополнительный крутящий момент 20,5 Н·м. Малое время отклика электрорекуператора позволяет поворачивать поворотную платформу в заданном интервале времени. Электрорекуператор передает дополнительную силу на венец опорно-поворотного круга.

С другой стороны вала электрорекуператора установлен магнит, который используется ПЛК для определения частоты вращения ротора. Этот сигнал ПЛК служит для определения скорости вращения поворотной платформы. Датчик частоты вращения ротора электродвигателя является элементом электродвигателя ДИ-180-7,5 управления платформой. Датчик передает сигнал частоты вращения ротора на ПЛК 160-24. А-М усилителя поворотной платформы.

В случае неисправности датчика частоты вращения ротора используется замещающий сигнал. Дополнительная сила, создаваемая электрорекуператором, уменьшается. Таким образом, выход из строя датчика не приводит к внезапному прекращению работы электрорекуператора – сразу не отключается. При возникновении неисправности контрольная лампа 8LP2T электрорекуператора загорается красным цветом.

ПЛК 160-24. А-М управления платформой крепится на электрорекуператоре ДИ-180-7,5 поворота платформы. При таком расположении отпадает необходимость подсоединения большого количества шин и проводов к различным элементам электрорекуператора управления.

По входным сигналам:

- датчика угла поворота ведущей шестерни редуктора ДУП (ARS V2);
- датчика подачи давления в гидрелинию поворота платформы ДД (РЗМВ);

С выхода ФНУ поступает сигнал на блок логики (БЛ), который через замкнутый ключ (Кл) взаимодействует с датчиком положения ротора (ДПР). Последний через формирователь импульсов управления (ФИУ) взаимодействует с распределителем импульсов (РИ), в котором формируются специальные сигналы управления ключами коммутатора (К), подключающий электродвигатель (ЭД), который обрабатывает заданный угол и скорость поворота платформы.

При повороте платформы в обратную сторону или в исходное положение сигнал с ДУПП меняется на противоположный и поступает на ФИУ, где слаботочные сигналы управления меняются местами по фазам двигателя. Исполнительный электродвигатель вращается в обратную сторону. После каждой отработки заданного угла ведущей шестерней поворота платформы Кл размыкает связь между ДПР. После чего двигатель останавливается, фиксируя платформу в заданном положении.

Поскольку электродвигатель функционирует в режиме пуска и торможения, то большие пусковые токи, потребляемые двигателем, необходимо ограничить. Эти действия выполняют элементы программно-логического контроллера (см. рисунок 5.4), такие как широтно-импульсный модулятор (ШИМ), узел сравнения (УС), датчик тока (ДТ), усилитель рассогласования (УР), задающий генератор (ЗГ).

5.2.1 Система управления энергоэффективным приводом поворотной платформы одноковшового экскаватора

У большинства существующих экскаваторов поворотная платформа вращается посредством гидропривода, включающего в себя основные элементы: гидронасос, гидродвигатель и гидрораспределительную систему. Особенностью работы гидропривода является непостоянство крутящего момента на валу приводной шестерни: в начальный момент времени разгона или торможения крутящий момент достигает максимального значения (в некоторых случаях превышающего критическое), а при движении с постоянной скоростью –

минимального значения. Величина максимального крутящего момента на валу гидродвигателя определяется угловым ускорением и моментом инерции поворотной платформы экскаватора, который, в свою очередь, зависит от массы грунта в ковше экскаватора и геометрии стрелы экскаватора (расстояния от ковша экскаватора до оси вращения). При постоянстве напора и подачи гидронасоса скорость разгона и торможения (угловое ускорение) поворотной платформы будет определяться положением рычага управления золотниковым устройством гидрораспределительной системы и моментом инерции поворотной платформы.

Непостоянный во времени момент инерции поворотной платформы создает две проблемы для работы экскаватора:

1) для оператора экскаватора было бы эргономичнее, если бы между положением рычага управления и скоростью разгона и торможения поворотной платформы была однозначная взаимосвязь, не зависящая от загруженности ковша и его местоположения (геометрии стрелы), т.е. не зависящая от момента инерции поворотной платформы. В настоящее время это не так;

2) в некоторых, особо неблагоприятных случаях большой момент инерции поворотной платформы может привести к недопустимо большому крутящему моменту на валу гидродвигателя привода поворотной платформы. Для недопущения разрушения зубчатой передачи в этой ситуации предусмотрен предохранительный перепускной клапан, ограничивающий максимальный перепад давления потока рабочей жидкости на гидродвигателе и соответственно максимальный крутящий момент. При срабатывании предохранительного клапана понижается скорость разгона и торможения поворотной платформы, снижается энергоэффективность работы гидропривода и долговечность нагруженных элементов в целом.

Для устранения этих двух недостатков и повышения энергоэффективности экскаватора предложено дополнить гидропривод поворотной платформы автоматизированным электроприводом на основе двигателя постоянного тока (ДПТ), на валу которого будет собственное зубчатое колесо, способное передавать зубчатому венцу поворотной платформы максимальный крутящий

момент, близкий или равный крутящему моменту гидропривода. При разгоне поворотной платформы питание ДПТ будет осуществляться от аккумуляторных батарей напряжением 24В, питающих бортовую электросеть экскаватора. При торможении ДПТ будет переключаться в режим рекуперации, т.е. режим генератора постоянного тока (ГПТ) и заряжать аккумуляторные батареи. Автоматизированный электропривод позволит повысить эффективность использования гидропривода и компенсировать изменение момента инерции поворотной платформы экскаватора.

Теоретически может быть целесообразным создать систему управления по возмущению, которая будет полностью компенсировать изменение момента инерции поворотной платформы. Однако фактически это, во-первых, потребовало бы дополнительно установить датчик загрузки ковша и датчики положения на все плечи стрелы экскаватора для расчета расстояния от центра масс ковша до оси вращения поворотной платформы, во-вторых, мы не смогли бы учесть остальные факторы, влияющие на крутящий момент привода поворотной платформы. Например, такие факторы, как механическое трение в приводе поворотной платформы и вязкое трение в случае движения ковша в жидкой среде. Кроме того, на скорость разгона и торможения поворотной платформы может влиять и переменная ветровая нагрузка, с трудом поддающаяся расчету и компенсации. Исходя из вышесказанного, сформулируем цель системы автоматического управления приводом поворотной платформы экскаватора.

Угловое ускорение поворотной платформы при разгоне и торможении должно однозначно определяться положением рычага управления золотниковым устройством гидропривода и углом поворота от момента начала разгона (торможения). По крайней мере при моменте инерции поворотной платформы, составляющем от 50 до 150 % от критического. Критическим мы будем считать такой момент инерции, действие которого приводит к срабатыванию предохранительного перепускного клапана гидропривода в момент начала разгона. Для реализации вышеуказанной цели управления необходимо контролировать и регулировать ряд параметров (таблица 5.1).

Для создания системы автоматического управления приводом поворотной платформы экскаватора применим программируемый логический контроллер (ПЛК). Данный контроллер предназначен для сбора, обработки информации, формирования (ФНУ, ФИУ), усиления (УР), сравнения (УС) и распределения импульсов (РИ), реализации функции контроля, программного управления, регулирования, противоаварийных защит и блокировок и может работать как автономное устройство управления.

Таблица 5.1 – Контролируемые параметры системы автоматического управления приводом поворотной платформы экскаватора

Наименование параметра, место отбора измерительного импульса	Заданное значение параметра, допустимые отклонения	Визуализация информация				Регулирование	Наименование регулирующего воздействия, место установки регулирующего органа	Вид среды в местах установки			
		показание	регистрация	суммирование	сигнализация			датчиков		регулирующих органов	
								агрессивная	пожаро- и взрыво-опасная	агрессивная	пожаро- и взрыво-опасная
Крутящий момент на валу гидро двигателя (разность давлений на входе и выходе гидро двигателя)	0÷18 кН·м (0÷4,6 ±0,1 МПа)	+	+	-	-	+	Изменение крутящего момента на валу двигателя постоянного тока	Нет	Да	Нет	Да
Угловое ускорение поворотной платформы экскаватора при разгоне	0÷0,6 ±0,03 рад/с ²	+	+	-	-	+	Изменение крутящего момента на валу двигателя постоянного тока	Нет	Да	Нет	Да
Угловое ускорение поворотной платформы экскаватора при торможении	0÷0,76 ±0,03 рад/с ²	+	+	-	-	+	Изменение крутящего момента на валу двигателя постоянного тока в режиме рекуперативного торможения	Нет	Да	Нет	Да
Угловая скорость поворотной платформы экскаватора в период движения между разгоном и торможением	0÷1,7 ±0,1 рад/с	+	+	-	-	+	Изменение крутящего момента на валу двигателя постоянного тока	Нет	Да	Нет	Да
Состояние предохранительного перепускного клапана	Срабатывает при давлении более 17 МПа	-	+	-	-	+	-	Нет	Да	Нет	Да

Кроме того, возможно его использование в качестве локального устройства управления в составе сложной распределенной системы управления. Информация о значениях всех регулируемых и контролируемых параметров поступает на панель приборов экскаватора, при этом информация о текущем состоянии приводов поворотной платформы и значениях регулируемых и контролируемых параметров может отображаться на видеотерминале (дисплее ПЭВМ), а наиболее важная информация может выводиться на регистрирующее устройство. Поступающая на панель приборов (или дисплей ПЭВМ) информация используется оператором при управлении поворотной платформой экскаватора.

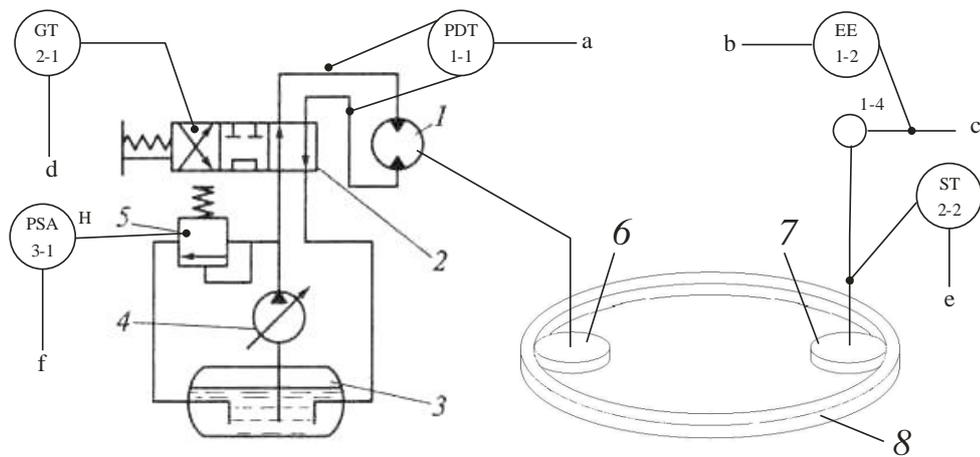
Следующий этап решения задачи автоматизации – определение контуров регулирования и контроля. На основе анализа параметров и характеристик привода поворотной платформы экскаватора как объекта управления выделены пять основных контуров регулирования и контроля:

- 1-й контур – регулирование крутящего момента на валу гидродвигателя за счет изменения крутящего момента на валу двигателя постоянного тока;
- 2-й контур – регулирование углового ускорения поворотной платформы экскаватора при разгоне за счет изменения крутящего момента на валу двигателя постоянного тока;
- 3-й контур – регулирование углового ускорения поворотной платформы экскаватора при торможении за счет изменения крутящего момента на валу двигателя постоянного тока;
- 4-й контур – регулирование угловой скорости поворотной платформы экскаватора в период движения между разгоном и торможением за счет изменения крутящего момента на валу двигателя постоянного тока;
- 5-й контур – контроль состояния предохранительного перепускного клапана.

Помимо перечисленных выше основных контуров регулирования и контроля электропривод поворотной платформы экскаватора снабжен релейной защитой: тепловой защитой и защитой от токов короткого замыкания. При

срабатывании релейной защиты происходит аварийное отключение питания электропривода (ДПТ) и системы автоматического управления в целом. В этом случае привод поворотной платформы осуществляется только от гидродвигателя.

После определения основных контуров регулирования и контроля необходимо описать функциональную схему автоматизации. Функциональная схема автоматизации привода поворотной платформы экскаватора представлена на рисунке 5.5. Ниже описывается работа всех контуров регулирования и контроля.



			a	b	c	d	e	f
Приборы по месту								
Стенд преобразователей								
Пульт управления	ПЛК	Аналоговый вход	•	•		•	•	
		Аналоговый выход			•			
		Дискретный вход			•			•
		Дискретный выход						•
	ПЭВМ	Видеотерминал	•	•		•	•	•
		Печать						
Пульт управления								

Рисунок 5.5 – Функциональная схема автоматизации привода поворотной платформы экскаватора

Контур регулирования крутящего момента на валу гидродвигателя.

Контур предназначен для ограничения величины крутящего момента на валу гидродвигателя при разгоне и торможении до значений, не превышающих 80–90% от критического значения. Согласно теоретическим данным [9] крутящий момент на валу как нерегулируемого гидронасоса (т.е. без регулирования угла поворота), так и нерегулируемого гидродвигателя прямо пропорционален разности давлений на входе и выходе в гидронасос (гидродвигатель). Поэтому для косвенного измерения величины крутящего момента используется датчик перепада давления (поз. 1-1). Для косвенного измерения величины крутящего момента на валу двигателя постоянного тока (поз. 1-4) с помощью датчика (поз. 1-2) измеряется сила тока в цепи якоря ДПТ. Сигналы с обоих датчиков поступают на аналоговый вход программируемого логического контроллера (ПЛК) и на видеотерминал управляющей ПЭВМ. С учетом информации с остальных, имеющихся в системе датчиков (контуров управления и контроля) на выходе ПЛК, формируется аналоговый сигнал управления. Этот сигнал поступает на блок управления двигателя постоянного тока (БУ ДПТ) (поз. 1-3). С БУ ДПТ (поз. 1-3) соответствующий по величине и знаку ток поступает на обмотку ротора и обмотку возбуждения ДПТ (поз. 1-4). Все управляющие программы и настроечные параметры вводятся в ПЛК с управляющей ПЭВМ по шине RS-232. По этой же шине с ПЛК в ПЭВМ поступает вся информация о контролируемых и регулируемых параметрах системы. Для включения и отключения системы автоматического управления (САУ) приводом поворотной платформы экскаватора на пульте (панели) управления экскаваторщика имеется блок ручного ввода (поз. 1-5).

Контур регулирования углового ускорения поворотной платформы экскаватора при разгоне. Данный контур обеспечивает разгон поворотной платформы экскаватора с заданным ускорением в диапазоне значений момента инерции поворотной платформы, составляющем от 50 до 150 % от критического за счет изменения крутящего момента на валу ДПТ (поз. 1-4). При моменте инерции менее 50 % от критического значения поворотная платформа приводится

в движение исключительно гидродвигателем (как при выключенной САУ). При этом угловое ускорение поворотной платформы может несколько превышать заданное значение, если это допустимо по технологическим и эргономическим соображениям. Если есть необходимость строго придерживаться заданного углового ускорения, то это может быть обеспечено переключением ДПТ (поз. 1-4) в режим рекуперативного торможения либо автоматической корректировкой пропускной способности дроссельного устройства управления расходом рабочей жидкости в гидродвигатель.

При моменте инерции более 150 % от критического значения контур регулирования крутящего момента на валу гидродвигателя обеспечивает поддержание крутящего момента на валу гидродвигателя в диапазоне 90–100 % от критического. Заданное угловое ускорение определяется положением золотника электромагнитного распределителя поворотом платформы. Положение золотника рабочей секции электромагнитного распределителя измеряется датчиком (поз. 2-1).

Для косвенного измерения углового ускорения поворотной платформы экскаватора на вал ДПТ (поз. 1-4) установлен импульсный датчик скорости (поз. 2-2). Информация с датчиков (поз. 2-1 и 2-2) поступает на аналоговые входы ПЛК. В ПЛК происходит интегрирование по времени сигнала с датчика (поз. 2-2) для расчета угла поворота поворотной платформы и дифференцирование по времени этого же сигнала для расчета углового ускорения поворотной платформы.

В соответствии с заданием, полученным с датчика (поз. 2-1), и величиной текущего значения угла поворота платформы (рассчитанного в ПЛК) происходит регулирование углового ускорения поворотной платформы за счет изменения крутящего момента на валу ДПТ (поз. 1-4).

С ПЛК по шине RS-232 на управляющую ПЭВМ и на видеотерминал выводится информация о текущем положении рычага управления и текущих значениях угла поворота, угловой скорости и углового ускорения поворотной платформы экскаватора.

Контур регулирования углового ускорения поворотной платформы экскаватора при торможении. Данный контур обеспечивает торможение поворотной платформы экскаватора с заданным ускорением в диапазоне значений момента инерции поворотной платформы, составляющем от 50 до 150 % от критического за счет изменения крутящего момента на валу ДПТ (поз. 1-4), переключенного в режим рекуперативного торможения. При моменте инерции менее 50 % от критического значения поворотная платформа тормозится исключительно гидродвигателем (как при выключенной САУ). При этом угловое ускорение поворотной платформы (по модулю) может несколько превышать заданное значение, если это допустимо по технологическим и эргономическим требованиям. Если есть необходимость строго придерживаться заданного углового ускорения, то это может быть обеспечено либо включением ДПТ (поз. 1-4) в режим разгона, либо автоматической корректировкой пропускной способности дроссельного устройства управления расходом рабочей жидкости в гидродвигатель. При моменте инерции более 150 % от критического значения контур регулирования крутящего момента на валу гидродвигателя в режиме торможения обеспечивает поддержание крутящего момента на валу гидродвигателя в диапазоне 90–100 % от критического. Заданное угловое ускорение торможения определяется положением золотника рабочей секции электромагнитного распределителя поворотом платформы. Положение золотника управления измеряется датчиком (поз. 2-1). Для косвенного измерения углового ускорения поворотной платформы экскаватора на вал ДПТ (поз. 1-4) установлен импульсный датчик скорости (поз. 2-2). Информация с датчиков (поз. 2-1 и 2-2) поступает на аналоговые входы ПЛК. В ПЛК происходит интегрирование по времени сигнала с датчика (поз. 2-2) для расчета угла поворота поворотной платформы и дифференцирование по времени этого же сигнала для расчета углового ускорения поворотной платформы. В соответствии с заданием, полученным с датчика (поз. 2-1) и величиной текущего значения угла поворота поворотной платформы (рассчитанного в ПЛК), происходит регулирование углового ускорения поворотной платформы за счет изменения крутящего момента

на валу ДПТ (поз. 1-4). С ПЛК по шине RS-232 на управляющую ПЭВМ и на видеотерминал выводится информация о текущем положении рычага управления и текущих значениях угла поворота, угловой скорости и углового ускорения поворотной платформы экскаватора.

Контур регулирования угловой скорости поворотной платформы экскаватора в период движения между разгоном и торможением. Угловая скорость поворотной платформы измеряется датчиком (поз. 2-2). Сигнал с датчика поступает на аналоговый вход ПЛК и используется в качестве сигнала обратной связи в системе автоматической стабилизации угловой скорости вращения поворотной платформы экскаватора в период движения между разгоном и торможением. С выхода ПЛК по шине RS-232 информация о текущем значении угловой скорости поступает на управляющую ПЭВМ и выводится на экран видеотерминала. Заданная угловая скорость, при достижении которой прекращается разгон поворотной платформы, вводится в управляющую ПЭВМ и далее в ПЛК на этапе программирования ПЛК и ввода исходных параметров и настроек. Для поддержания постоянной угловой скорости вращения поворотной платформы экскаватора в условиях воздействия на нее различных неблагоприятных факторов происходит включение ДПТ (поз. 1-4) либо в режиме двигателя, либо в режиме генератора (режиме рекуперации).

Контур контроля состояния предохранительного перепускного клапана. Дискретный токовый сигнал о состоянии предохранительного перепускного клапана поступает с датчика (поз. 3-1) на дискретный вход ПЛК. С выхода ПЛК по шине RS-232 информация о состоянии предохранительного перепускного клапана поступает в управляющую ПЭВМ. С дискретного выхода ПЛК токовый сигнал поступает на сигнальную лампу (поз. 3-2) на панель приборов экскаваторщика. Срабатывание предохранительного перепускного клапана говорит о том, что крутящий момент на валу гидропривода достиг критического значения. Основной причиной такого срабатывания является момент инерции поворотной платформы экскаватора, превышающий либо критическое значение (при отключенной САУ), либо верхнюю границу регулирования (150 % от критического значения при включенной САУ). Сигнальная лампа (поз. 3-2) на панели приборов сообщит об этом оператору экскаватора, что свидетельствует о том, что

процесс разгона и торможения поворотной платформы займет больше времени и заранее скорректирует свои действия по управлению приводом поворотной платформы. Кроме того, частое срабатывание предохранительного перепускного клапана может говорить о возможной неисправности автоматической системы управления приводом поворотной платформы или значительном отклонении оси вращения поворотной платформы от вертикального положения.

Типы выбранных приборов и средств автоматизации, сгруппированные по параметрам, представлены в спецификации (таблица 5.2). В спецификации не приводится датчик силы тока (поз. 1-2) в питающей цепи двигателя постоянного тока, т.к. измерение силы тока осуществляется внутри блока управления двигателем постоянного тока (поз. 1-3).

Таблица 5.2 – Спецификация на приборы и средства автоматизации

Но-мер позиции	Наименование и краткая характеристика прибора	Тип прибора	Количество	Примечание
Программируемый логический контроллер ОВЕН ПЛК160-24.А-М, работающий совместно с ПЭВМ				
1-1	Ревёрсивный дифманометр	ЗОНД-10-ДД	1	Рабочее давление до 17 МПа, максимальный перепад давления 4,7 МПа, аналоговый выход 0-20 мА
1-3	Блок управления двигателем постоянного тока	Блок управления коллекторными двигателями ВМД	1	Ревёрсивный, встроенная релейная защита, переключение в режим реверсивного торможения, аналоговый вход 0-10 В
1-4	Двигатель постоянного тока	ДИ-180-7,5	1	Напряжение питания 24В
1-5	Выключатель САУ поворотной платформой экскаватора	ЕАО 704.032.218 (красная) и ЕАО 704.032.518 (зеленая)	1	Выключатель имеет две отдельные кнопки с подсветкой: одна зеленого цвета, другая – красного, без фиксации
2-2	Датчик частоты вращения импульсный	Инкрементальный оптический энкодер BEI Sensor GHM3	1	Количество импульсов на об/мин – 1024; Максимальная скорость – 6000 об/мин
3-1	Датчик срабатывания предохранительного перепускного клапана	-	1	Имеется на существующем предохранительном перепускном клапане
3-2	Лампа сигнальная	Арматура светосигнальная светодиодная 8LP2T ILB4	1	Напряжение питания 24 В, красная

Также не приводится датчик положения золотника распределителя управления поворотом поворотной платформы (поз.2-1), т.к. на экскаваторе

установлены дроссельный и золотниковый механизмы с электроприводом, поэтому в качестве информации о положении рычага управления могут быть использованы токовые сигналы с уже имеющегося на рычаге управления датчика положения.

На основании разработанной функциональной схемы автоматизации привода поворотной платформы экскаватора (рисунок 5.5) и исследовании особенностей описанных контуров управления разработана схема системы автоматизированного управления (САУ) (рисунок 5.6).



Рисунок 5.6 – Структурная схема системы автоматизированного управления (САУ) работой энергоэффективной поворотной платформы экскаватора

1) В заключение можно отметить, что внедрение разработанного энергоэффективного привода поворота платформы с электрорекуператором позволило решить задачу повышения энергоэффективности процесса поворота платформы. Положительный технический эффект достигнут за счет перераспределения моментов сил инерции $\phi=35000-36000$ Н по большему числу контактных площадей. Возникающие моменты сил инерции ϕ от динамических нагрузок и собственных масс удалось преобразовать в электрический вид энергии и обеспечить автоматическое управление их величинами при неустановившихся режимах движения $t_n - t_i$. Энергоемкость только процесса поворота платформы

снизилась с $N_r = 35,7$ кВт до $N_r = 25,3$ кВт, что составляет 37 %. Снижение концентрации действующих напряжений до $\sigma_n = 800\text{--}900$ МПа и распределение их по контактной площади $\sum l_{ki}$ кинематических пар зацепления позволило обеспечить их высокую долговечность $N_\Sigma = 12 \cdot 10^6$. Блок-схема алгоритма управления приводом поворотной платформы экскаватора представлена на рисунке 5.7.

В разработанной системе автоматизации алгоритм управления технологическим процессом состоит из следующих этапов.

2) ввод заданных значений параметров регулирования:

$$DP_{\max} := 4,6 \text{ МПа}, \alpha_{\max_R} := 0,6 \text{ рад/с}^2, \alpha_{\max_T} := 0,76 \text{ рад/с}^2, \omega := 1,2 \text{ рад/с}, P_{\max} := 17 \text{ МПа};$$

3) ввод допустимых отклонений параметров процесса:

$$\Delta DP := 0,1 \text{ МПа}, \Delta \alpha_R := 0,03 \text{ рад/с}^2, \Delta \alpha_T := 0,03 \text{ рад/с}^2, \Delta \omega := 0,1 \text{ рад/с}, \Delta G := 1 \text{ В};$$

4) переход на подпрограмму контроля и регулирования параметров поворотной платформы экскаватора;

5) ввод текущих значений параметров процесса:

$$G_x, \omega_x, DP_x, PA_x.$$

Расчет отклонения $\Delta \omega_x$ и углового ускорения α_{R_x} (при разгоне) или α_{T_x} (при торможении);

б) контроль текущего значения G_x :

- определяется значимость отклонения от нуля параметра G_x : если $|G_x| \geq \Delta G$, то отклонение значимое, что соответствует режимам разгона или вращения с постоянной скоростью, при этом, если $G_x > 0$, то вращение осуществляется по часовой стрелке, а если $G_x < 0$ – то против часовой стрелки; если $|G_x| < \Delta G$, то отклонение от нуля незначимое, что соответствует режиму торможения (остановки);

7) выбор режима разгона или вращения с постоянной скоростью:

- если $|G_x| \geq \Delta G$ и $\Delta \omega_x > 2 \cdot \Delta \omega$, то происходит расчет ускорения разгона по формуле $\alpha_R := |G_x - \Delta G| / 9 \cdot \alpha_{\max_R}$ (платформа движется в режиме разгона); если

$|G_x| \geq \Delta G$ и $\Delta \omega_x \leq 2 \cdot \Delta \omega$, то включается режим стабилизации угловой скорости вращения поворотной платформы (платформа движется в режиме вращения с постоянной скоростью);

8) контроль текущего значения α_{R_X} (в режиме разгона):

- определяется отклонение $\Delta \alpha_{R_X} := \alpha_R - \alpha_{R_X}$;

• регулирование углового ускорения разгона:

если $|\Delta \alpha_{R_X}| > \Delta \alpha_{\max_R}$, то вывод сигнала $\langle \alpha_{R_X} \rangle$ – регулирование углового ускорения разгона, преобразование $\langle \alpha_{R_X} \rangle \rightarrow U_{\alpha_R}$ – сигнала в управляющее воздействие, передача на исполнительные механизмы и переход на 11-й этап; иначе переход на 11-й этап;

9) контроль текущего значения ω_x (в режиме вращения с постоянной скоростью):

- регулирование угловой скорости вращения:

если $|\Delta \omega_x| > \Delta \omega$, то вывод сигнала $\langle \omega_x \rangle$ – регулирование угловой скорости вращения, преобразование $\langle \omega_x \rangle \rightarrow U_{\omega}$ – сигнала в управляющее воздействие, передача на исполнительные механизмы и переход на 11-й этап; иначе переход на 11-й этап;

10) выбор режима торможения или режима остановки (стоянки):

- если $|G_x| < \Delta G$ и $|\omega_x| > 0$, то ускорение торможения $\alpha_T := \alpha_{\max_T} := 0,76 \text{ рад/с}^2$ (платформа движется в режиме торможения); если $|G_x| < \Delta G$ и $\omega_x := 0$, то это соответствует режиму остановки (стоянки), при этом происходит переход на 12-й этап;

11) контроль текущего значения α_{T_X} (в режиме торможения):

- определяется отклонение $\Delta \alpha_{T_X} := \alpha_T - \alpha_{T_X}$;

- регулирование углового ускорения торможения:

если $|\Delta \alpha_{T_X}| > \Delta \alpha_{\max_T}$, то вывод сигнала $\langle \alpha_{T_X} \rangle$ – регулирование углового

ускорения торможения, преобразование $\langle \alpha_{T-X} \rangle \rightarrow U_{\alpha-T}$ – сигнала в управляющее воздействие, передача на исполнительные механизмы и переход на 11-й этап; иначе переход на 11-й этап;

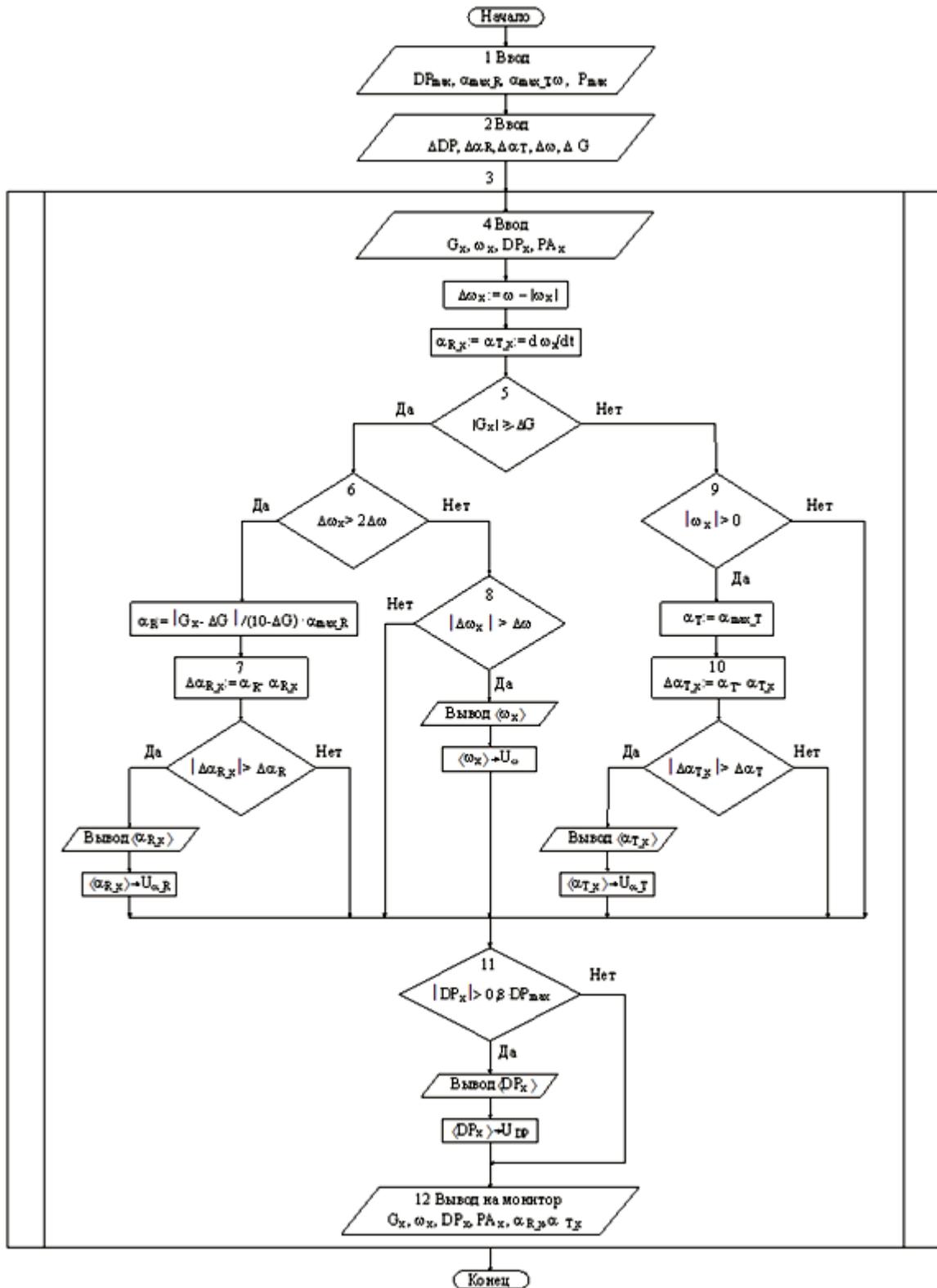


Рисунок 5.7 – Блок-схема алгоритма управления

12) контроль текущего значения DP_X :

- регулирование крутящего момента на валу гидродвигателя:

если $|DP_X| > 0,8 \cdot DP_{\max}$, то вывод сигнала $\langle DP_X \rangle$ – регулирование крутящего момента на валу гидродвигателя, преобразование $\langle DP_X \rangle \rightarrow U_{DP}$ – сигнала в управляющее воздействие, передача на исполнительные механизмы и переход на 12-й этап; иначе переход на 12-й этап;

13) вывод на видеотерминал (монитор):

$$G_X, \omega_X, DP_X, PA_X, \alpha_{R-X}, \alpha_{T-X};$$

14) переход на 4-й этап.

Предложенная система автоматизации энергоэффективного привода поворота платформы с рекуперацией энергии повысит точность управления динамическими нагрузками с расширением применимости эффективных диапазонов технических параметров. Предложенная система регулирования существенно раскрывает понимание вопросов теории долговечности и влияние степени рекуперации на ресурс агрегатов.

В связи с тем, что в работу привода поворота платформы включен электрорекуператор, одной из важных задач остается описание процессов движения поворотной платформы при неустановившихся режимах с применением электрорекуператора.

5.2.2 Исследование параметров электрорекуператора при переходных режимах работы поворотной платформы с гибридным энергосберегающим приводом

Исследование динамики машины обычно ограничивается установлением и анализом частных решений дифференциальных уравнений динамики, соответствующих наиболее близким режимам.

Установившийся режим характерен для машин, выполняющих циклически повторяющиеся такты. Постоянная величина в установившемся режиме обычно является входной параметр:

$$u = u_0 = \text{const.} \quad (5.8)$$

При этом электрорекуператором устанавливается режим движения, при котором угловая скорость ротора стремится к некоторому среднему значению ω_0 :

$$\dot{q} = \omega_0 + \psi(t), \quad (5.9)$$

Причем $|\dot{\psi}|_{\max} \ll \omega_0$. Режим, удовлетворяющий условиям (5.8) и (5.9), будет интерпретироваться установившимся движением машины.

К переходным процессам относятся процессы разбега, выбега машины и переходный процесс при t_m и нагрузки. Процессу ускорению соответствует частное решение $\dot{q}(t)$ уравнений движения при начальных условиях $t=0, \dot{q} = 0$. Ускорение называется неуправляемым, если $u = u_0 = \text{const}$; при управляемом ускорении наблюдается плавное нарастание величины u от нулевого значения до $u = u_0$.

Торможением машины сопровождается процессом неравномерного перехода к состоянию покоя. При свободном торможении остановка машины происходит за счет сил сопротивления при отключенном двигателе. Торможение с отключенным двигателем сопровождается дополнительным тормозным моментом, ускоряющий процесс. Эффективное торможение происходит, когда рекуперирована кинетическая энергия машины, т.е. возвращается источнику энергии.

В нашем случае в связи с изменением технологических характеристик рабочего процесса поворота платформы реализуется возможность перехода от одного режима к другому. При этом переходный процесс сопровождается изменением действующей нагрузки.

Оценим влияние неравномерности вращения машины на потери энергии в двигателе. Подставим динамическую ошибку по скорости в линеаризованное выражение статической характеристики двигателя:

$$F_{\text{CT}}(u_0, \dot{q}^{(1)}) = F_{\text{CT}}(u_0, \omega_0) - s(\dot{q}^{(1)} - \omega_0) = M_0 - s(\dot{q}^{(1)} - \omega_0); \quad (5.10)$$

$$Q_{c0}(\dot{q}^{(1)}) = Q_{c0}(\omega_0) - v(\dot{q}^{(1)} - \omega_0) = -M_0 - v(\dot{q}^{(1)} - \omega_0).$$

Получим

$$Q(t) = M_0 + S \sum_{l=1}^{\infty} \frac{L_1 \sin(lvt + \alpha_1 + \beta_1)}{\sqrt{J_0^2 \cdot l^2 \cdot v^2 + (S+v)^2}} = M_0 + \tilde{Q}, \quad (5.11)$$

где \tilde{Q} — переменная составляющая движущего момента.

Определим потери энергии, вызванные этой переменной составляющей, в электродвигателе постоянного тока с независимым возбуждением. Среднюю мощность, теряемую в двигателе, определим по выражению:

$$W_{\text{ВХ}} - W_{\text{ВЫХ}} = W_{\text{ПОТ}} = \overline{Q^2} \cdot S^{-1}. \quad (5.12)$$

Подставив соотношение (5.12) в это выражение и усреднив его за период цикла $T = 2\pi/v$, получим

$$W_{\text{ПОТ}}^{\text{ц}} = \frac{v}{2\pi} \int_0^{2\pi/v} \frac{Q^2}{S} dt = \frac{1}{2} \left[M_0^2 + \frac{M_0 v}{\pi} \int_0^{2\pi/v} \tilde{Q}(t) dt + \frac{v}{2\pi} \int_0^{2\pi/v} \tilde{Q}^2(t) dt \right]. \quad (5.13)$$

Первое слагаемое суммы в квадратных скобках определяет мощность, теряемую при постоянном движущем моменте, второе равно нулю, а третье определяет дополнительные потери, вызванные временным моментом. Учитывая соотношение (5.13), определим последнее слагаемое:

$$\tilde{W}_{\text{ПОТ}}^{\text{ц}} = S \sum_{l=1}^{\infty} \frac{L_1^2}{2[J_0^2 \cdot l^2 \cdot v^2 + (S+v)^2]}. \quad (5.14)$$

Определим среднюю мощность, потребляемую двигателем из бортовой сети:

$$W_{\text{ВХ}}^{\text{ц}} = u_0 I_{\text{CP}} = u_0 \frac{v}{2\pi} \int_0^{2\pi/v} I dt = u_0 \frac{v}{2\pi} \int_0^{2\pi/v} \frac{1}{k_Q \Phi} (M_0 + \tilde{Q}) dt = M_0 \omega_{\text{х.х}},$$

где $\omega_{x,x}$ – угловая скорость холостого хода.

Тогда коэффициент потерь λ определим из соотношений мощностей:

$$\lambda = 1 - \eta = \frac{W_{\text{ПОТ}}^{\text{II}}}{W_{\text{ВХ}}^{\text{II}}} = \frac{S}{M_0 \omega_{x,x}} \sum_{d=1}^{\infty} \frac{L_1^2}{2[J_0^2 \cdot l^2 \cdot v^2 + (S+v)^2]}.$$

Расчеты показывают, что при большом коэффициенте неравномерности вращения δ ($\delta > 0,2$) КПД может достигать значения 0,97...0,98, т.е. потери мощности оказываются весьма ощутимыми.

Исследуем переходные процессы движения более детально. Рассмотрим неуправляемое ускорение машины в переходных процессах. Предположим, что принята статическая характеристика двигателя. Поскольку разгон является неуправляемым, $u(t) = u_0 = \text{const}$. Предположим, что приведенный момент инерции будет устойчивый, а приведенный момент сил сопротивления в основном зависит от координаты q ; тогда уравнение движения представим в виде

$$J_0 \ddot{q} = F_{\text{СТ}}(u_0, \dot{q}) + Q_{c0}(\dot{q}). \quad (5.15)$$

При исследовании переходных процессов переменные компоненты $\tilde{J}(q)$ и $\tilde{Q}_c(q, \dot{q})$ обычно не учитывают.

Разгону машины соответствует решение уравнения (5.15) при следующих начальных условиях: $t = 0$; $\dot{q} = 0$. Обозначим $\dot{q} = \omega$, получим дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными:

$$J_0 \frac{d\omega}{dt} = F_{\text{СТ}}(u_0, \omega) + Q_{c0}(\omega). \quad (5.16)$$

Решая уравнения (5.15), находим t :

$$t = J_0 \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{F_{\text{СТ}}(u_0, \omega) + Q_{c0}(\omega)} = t(\omega). \quad (5.17)$$

Зависимость $\omega(t)$ получим обращением функции (5.17). Время разгона определим как

$$t_p = t(\omega_0) = J_0 \int_0^{\omega_0} \frac{d\omega}{F_{\text{ст}}(u_0, \omega) + Q_{c0}(\omega)}. \quad (5.18)$$

Очевидно, что интеграл, представленный в выражении (5.19), расходится. Действительно, при $\omega = \omega_0$ знаменатель дроби, стоящей под интегралом, обращается в нуль, поэтому интеграл является несобственным и расходится, если:

$$\frac{\partial F_{\text{ст}}}{\partial \omega}(u_0, \omega) + \frac{dQ_{c0}}{d\omega}(\omega) = -s - v \neq 0. \quad (5.19)$$

Поскольку $s + v > 0$ (условие устойчивого режима при установившемся движении), теоретическое время разбега бесконечно велико. Условно за время разбега t_p принимается время достижения угловой скорости $\omega = 0,95 \cdot \omega_0$. Поэтому

$$t_p = J_0 \int_0^{0,95\omega_0} \frac{d\omega}{F_{\text{ст}}(u_0, \omega) + Q_{c0}(\omega)}. \quad (5.20)$$

Формула (5.20) показывает, что время разгона пропорционально J_0 ; значит, один из эффективных способов снижения времени переходного процесса – уменьшение момента инерции механизма.

Рассмотрим процесс торможения платформы, при котором гидромотор выключается и включается электродвигатель (как тормоз), создавая дополнительный момент сопротивления M_T , который примем постоянным по величине. Тогда уравнение движения машины запишем в виде

$$J_0 \dot{\omega} = Q_{c0}(\omega) - M_T. \quad (5.21)$$

При линеаризированной характеристике $Q_{c0}(\omega) = -M_0 - v(\omega - \omega_0)$ уравнение (5.21) преобразуется:

$$J_0 \dot{\omega} = -M_0 - v(\omega - \omega_0) - M_T$$

или

$$\tau_T \dot{\omega} + \omega = \omega_0 - \frac{(M_0 + M_T)}{v}, \quad (5.22)$$

где $\tau_T = J_0/v$ – постоянная времени торможения.

Уравнение (5.22) решаем при начальном условии $\omega(0)=\omega_0$, определим ω :

$$\omega = \omega_0 - (M_0 + M_T)v^{-1}(1 - e^{-t/\tau_T}). \quad (5.23)$$

Из условия $t = t_T$; $\omega=0$ определим реальное время торможения:

$$t_T = -\tau_T \ln[1 - \omega_0 v / (M_0 + M_T)]. \quad (5.24)$$

Пусть J_d – осевой момент инерции ротора двигателя, тогда тормозной момент приложен непосредственно к ротору. Уравнение движения ротора примет вид

$$J_0 \dot{\omega} = -M_T + M_{\Pi}, \quad (5.25)$$

где M_{Π} – момент в передаточном механизме.

В результате мы получим:

$$M_{\Pi} = M_T - J_d(v\tau_T)^{-1}(M_0 + M_T)e^{-t/\tau_T}. \quad (5.26)$$

Таким образом, момент M_{Π} с ротором t стремиться к M_T со стороны меньших значений.

Выводы по главе

1. На основании проведенных теоретических исследований и практических изысканий разработана конструкция и выполнен опытный образец ковша

экскаватора пониженного сопротивления копанию (Приложение А), обеспечивающая эффективное формирование стружки в широком диапазоне реологических свойств грунта и снижение мощностных затрат гидропривода в сравнение с существующими.

2. Разработана принципиально новая конструкция и выполнен опытный образец гибридного электрогидроцилиндра рекуперативного действия (Приложение Б), обеспечивающая преобразование механической энергии рабочего цикла экскаватора в гидравлическую и электрическую в результате воздействия силы тяжести масс рабочего оборудования на рабочую жидкость, от повышения давления которой приводится в действие рекуператор. Это существенно повышает энергоэффективность гидропривода одноковшового экскаватора.

3. Разработана конструкция и выполнен опытный образец энергосберегающего механизма поворотной платформы одноковшового экскаватора, эффективно использующая кинетическую энергию платформы, а также снижающая нагрузки в планетарном редукторе и элементах гидропривода землеройной машины. В момент разгона поворотной платформы при действии значительных по величине сил и моментов инерции механизм работает как электроусилитель. При торможении поворотной платформы конструкция выполняет роль генератора, рекуперировав механическую и гидравлическую энергию с последующим преобразованием в электрическую.

4. Разработана система управления энергоэффективным приводом поворотной платформы одноковшового экскаватора, предназначенная для регулирования и рационального распределения сил и моментов между электроусилителем и гидромотором, тем самым снижая энергонапряженность гидропривода как минимум в 1,2 раза. Это способствует выравниванию диапазона скоростного режима вращения поворотной платформы. Снижение динамических нагрузок при неустановившихся режимах разгона и торможения вращающейся части кинематических пар зацепления платформы землеройной машины происходит за счет чувствительности системы управления к изменению угловых

скоростей и крутящих моментов. Реализация разработанного алгоритма системы управления технологическим процессом поворота экскаватора позволит через электрические сигналы адаптироваться к изменяющейся нагрузке и решить задачу повышения энергоэффективности процесса поворота платформы.

5. По результатам исследований технологических параметров электрорекуператора при неустановившихся режимах работы поворотной платформы установлено, что данные режимы приводят к существенным потерям энергии в электродвигателе. Для повышения эффективности работы и снижения потерь энергии в электродвигателе при неустановившихся режимах обеспечено время срабатывания электрорекуператора до наступления критических нагрузок в элементах зацепления поворотной платформы экскаватора.

6. Достигнутый технический результат подтверждает перспективность использования предложенной идеи преобразования сил сопротивления в полезную работу и перераспределения по рабочим элементам гидропривода. Разработана модель эффективного применения системы преобразования и управления динамическими нагрузками, оказывающая влияние на энергоэффективность процесса и долговечность рабочего оборудования и гидросистемы.

7. Разработанные энергоэффективные конструкции рекуперативного действия и системы управления приводом значительно расширяют границы применения полученных результатов и формируют адекватную модель эффективного применения знаний и практических рекомендаций при создании гибридных приводов дорожно-строительных машин.

6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОДНОКОВШОВОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭНЕРГОЕМКИХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА И МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ

6.1 Методика проведения эксплуатационных комплексных испытаний одноковшового экскаватора с установленными ковшом пониженного сопротивления и механизмами рекуперативного действия

Исследованиями установлено, что основные показатели эффективности работы экскаватора (производительность, время цикла, силы сопротивления на кромках рабочего органа, номинальное давление и т.д.) во многом зависят от мощностных и силовых характеристик гидропривода рабочего органа и поворотной платформы. В большей степени эффективность рабочего процесса зависит не только от начальных значений характеристик гидропривода, но и от обеспечения оптимальных параметров на протяжении всего цикла работы при циклически изменяющихся нагрузочных режимах.

Значительная доля отказов рабочего оборудования и механизма поворота, длительные простои техники, связанные с ремонтными работами, неизбежно приводящие к увеличению финансовых затрат, потребовало широкого спектра научно-экспериментальных исследований по установлению причинно-следственных связей, разработке инженерно-технических решений снижения энергоемкости процесса экскавации грунта.

В диссертационной работе предложен ряд оригинальных конструктивно-технологических решений, связанных с модернизацией рабочего органа («Ковш эффективного действия с пониженным сопротивлением копания грунта», «Гидроцилиндр эффективного действия», и «Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины»). Внедрение инженерных разработок и результатов научных исследований обязывают нас провести эксплуатационные испытания экскаватора на разных режимах нагружения.

Предложенная методика экспериментальных исследований представлена на рисунке 6.1.

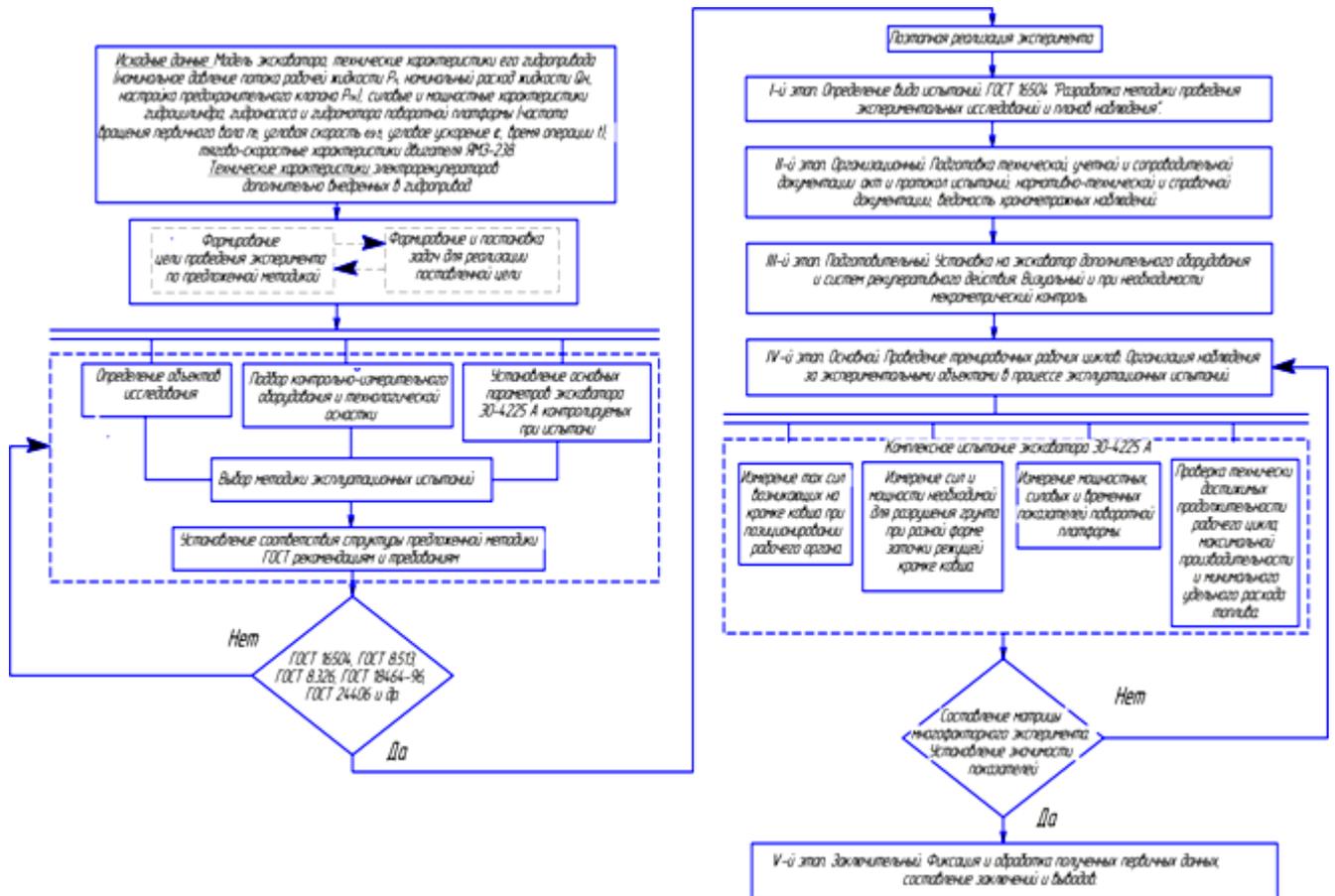


Рисунок 6.1 – Методика экспериментальных испытаний энергоэффективного экскаватора

Целью испытаний является установление законов распределения нагрузки в гидроприводе и механизме поворота платформы, определение значений пиковых и удельных динамических нагрузок и временных показателей, определяющих энергоэффективность рабочего процесса копания.

Объектами исследования являются взаимодействие ковша эффективного действия с грунтовой средой, рабочий процесс электрогидроцилиндра рекуперативного действия и энергосберегающий привод поворотной платформы.

Предметом исследования являются закономерности процессов взаимодействия внутри перечисленных систем эффективного действия.

Разработанная конструкция ковша модернизирована с учетом технических условий, предъявляемых при капитальном ремонте, с соблюдением соответствия

основному параметру «вместимость ковша» (ГОСТ 29290-92 «Машины землеройные. Ковши погрузчиков и погрузочные ковши экскаваторов. Расчет вместимости») (рисунок 6.2).

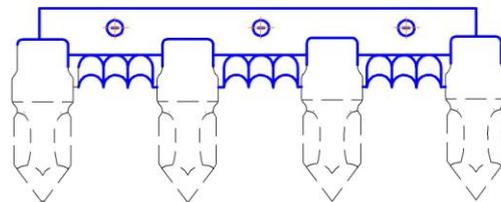


Рисунок 6.2 – Разработанная конструкция ковша пониженного сопротивления

На ковше пониженного сопротивления установлена накладка с фрезерованной режущей кромкой, в передней стенке фрезерованы отверстия, на задней стенке ковша установлены два ряда роликов. Установка на экскаватор ЭО-4225А разработанных электрогидроцилиндров и системы управления приводом поворотной платформы осуществлялось в межремонтный период [61].

Гидроцилиндры комплектовались согласно техническим требованиям завода-изготовителя, предъявляемым при капитальном ремонте (рисунок 6.3).



Рисунок 6.3 – Сборка электрогидроцилиндра эффективного действия

В них устанавливались система датчиков частоты вращения ротора, его скорости и тензометрические датчики давления, экспериментальные винтовые

стержни, втулки с телами качения, ротор и статор, создающие ЭДС, геометрические параметры которых, отвечали требованиям ТУ 655 РК-7517452-20-2000 и рабочего чертежа. Выбор параметров для испытания осуществлялся согласно ГОСТ 18464-96 «Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний».

Поворотная платформа на момент испытаний имеет гидромотор, электрорекуператор ДИ-180-7,5, программно-логический контроллер ВМД, реверсивный дифманометр ЗОНД-10-ДД, датчик частоты вращения импульсный (инкрементальный оптический энкодер BEI Sensor GHM3), а также систему тензометрических и оптических датчиков (рисунок 6.4).



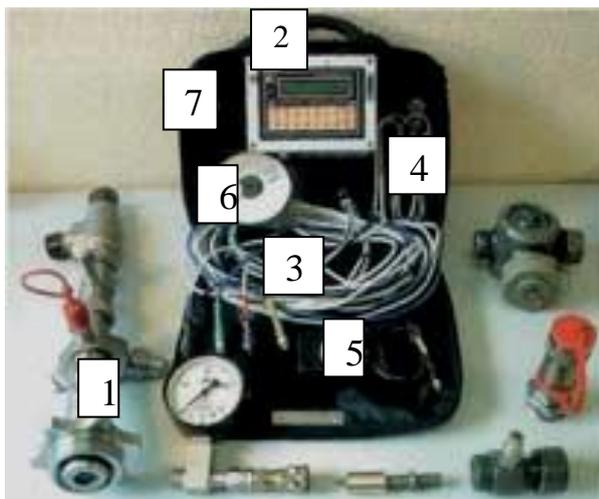
а) Датчик перепада давления
ЗОНД-10-ДД-117



б) Инкрементальный оптический
энкодер GHM3

Рисунок 6.4 – Датчики, установленные на механизм поворотной платформы

Блок датчиков, переходников, соединительных трехходовых кранов, нагрузочное устройство, малопоточная линия с БРС и манометром, сливной пробкой, применяемые при испытании экскаватора для измерения и мониторинга силовых и мощностных показателей гидропривода, представлены на рисунке 6.5.



1 – гидротестер с подсоединительной головкой, блоком датчиков расхода рабочей жидкости, давления, температуры, частоты вращения дизеля, быстроразъемным соединением (БРС), нагрузочным устройством, малопоточной линией с БРС и манометром, сливной пробкой с БРС, трехходовым подсоединительным краном, переходником М42х42 с БРС; 2 – системный блок ГТП со встроенным аккумуляторным питанием; 3 – соединительный кабель преобразователей; 4 – интерфейс передачи данных RS-232; 5 – устройство и шнур-подзарядка аккумулятора; 6 – программное обеспечение; 7 – транспортировочный футляр

Рисунок 6.5 – Гидротестер ГТП-4,6 МП

При эксплуатационных испытаниях рабочего органа экскаватора, гидропривода, его силовых элементов и энергосберегающего привода поворотной платформы экскаватора ЭО-4225А исследуются параметры, представленные в таблице 6.1.

Эксплуатационные испытания проводились в пять этапов.

1-й этап. Планирование. Определение вида испытаний – по ГОСТ 16504. Разработка методики проведения экспериментальных исследований и планов наблюдений. Определение стандартизированных (ГОСТ 8.513) и нестандартизированных средств измерений (ГОСТ 8.326).

2-й этап. Организационный. Подготовка технической, учетной и сопроводительной документации: акт испытаний; комплект чертежей и схем;

материалы предшествующих периодических испытаний (при наличии);
нормативно-техническая и справочная документация; протокол испытаний;
ведомость хронометражных наблюдений.

Таблица 6.1 – Основные параметры экскаватора ЭО-4225А, контролируемые при эксплуатационных испытаниях

№	Основные параметры экскаватора ЭО -4225А, контролируемые при эксплуатационных испытаниях	Исследуемые элементы экскаватора		
		Ковш экскаватора	Электрогидроцилиндр	Привод поворотной платформы
1		Максимальная сила на кромке ковша R_k , при работе цилиндра ковша.	Давление в поршневой полости цилиндра P	Давление, создаваемое в напорной магистрали P
2		Ход штока ковша $S_{ш}$	Время работы гидроцилиндра $t_{ув}$.	Угол поворота платформы φ
3		Время работы штока ковша $t_{шк}$	Сила тока в электрорекуператоре I	Время поворота платформы $t_{п}$
4		Угол поворота ковша α	Напряжение в электрорекуператоре U	Время разгона t_1
5		Максимальная сила на кромке ковша R_k , при работе цилиндра рукояти	Дополнительная сила, создаваемая электроусилителем R	Время установившегося движения t_2
6		Ход штока рукояти $S_{ш}$	Давление, при котором срабатывает электроусилитель P	Время торможения платформы t_3
7		Время работы штока рукояти $t_{шк}$	Работа, совершаемая электрогидроцилиндром A	Момент инерции при каждом времени работы J
8		Угол поворота рукояти α	Давление срагивания штока $P_{ст}$	Время работы усилителя t_y
9		Давление в соответствующих цилиндрах P		Время работы рекуператора t_p
10		Давление в соответствующих цилиндрах P , при котором происходит разрушение грунта		Угловая скорость ω и ускорение ε на каждом интервале времени
				Частота вращения поворотной платформы $n_{пов}$

3-й этап. Подготовительный. Установить на экскаватор исследуемые модернизированные элементы, механизмы и системы. Проверить техническое

состояние установленного оборудования и гидропривода. Визуальный и при необходимости мекрометрический контроль, контроль сборки и маркировка (ГОСТ 17411, ГОСТ 16514, ГОСТ 15108).

4-й этап. Основной. Проведение тренировочных рабочих циклов. Наблюдение за экспериментальными объектами в процессе проведения испытаний. Испытания экскаватора будут проводиться в комплексе:

- измерение сил, возникающих на рабочих органах, при разном позиционировании;
- измерение силы и мощности, необходимой для разрушения грунта при разной заточке режущей кромке ковша;
- определение времени перемещения рабочих органов;
- измерение мощностных, силовых и временных показателей поворотной платформы;
- проверка (технически возможных) времени рабочего цикла, максимальной производительности и удельного расхода топлива.

5-й этап. Фиксация и обработка экспериментальных данных, оформление заключений и выводов.

Перечисленные этапы исследований основываются на ГОСТах, регламентирующих планирование, систему сбора, идентификации и обработки информационных потоков, планирование наблюдений при оценке эффективности функционирования объектов исследования. ГОСТ 18464-96 и ГОСТ 27251-87 (ИСО 5004-81) предусматривают несколько планов проведения наблюдений, из которых были приняты:

- план (N) для экскаваторов в целом, при испытании установлен минимальный объем экспериментов N , наблюдения ведутся до момента достижения максимальных значений планируемых показателей. При отказе каких-либо систем и механизмов, эксперимент повторяется вновь;
- план (T) для сопрягаемых с цилиндром деталей, то есть наблюдения проводятся в течение времени T , а потерявшие герметичность уплотнительные элементы заменяются новыми.

Необходимый объем экспериментов, обеспечивающих достоверные данные параметров, определен нормальным законом распределения Вейбулла исследуемого параметра при вероятности $\beta = 0,9$, относительной погрешности результатов эксперимента $\varepsilon = 0,13$, коэффициент вариации $\nu = 0,485$ определим по формуле [26, 34]

$$N = \frac{\nu^2 \cdot l^2}{t^2},$$

где N – необходимое количество экспериментов; t – параметр нормального закона; $l = 1,64$ при вероятности $0,9$.

Относительная средняя ошибка t_{cp} исследуемой случайной величины с доверительной вероятностью $\beta = 0,90$. Относительная ошибка рассчитывалась по формуле

$$\sigma = \frac{t_{\max} - t_{cp}}{t_{cp}},$$

где t_{\max} – наибольшее отклонение исследуемой величины, приближенно принимаемое за верхнюю границу.

На основании расчетов установлено, что обязательное количество циклов испытаний должно быть $25,7$, округляем до 26 .

Испытание модернизированных рабочего органа, силовых гидроцилиндров и системы управления приводом поворота платформы экскаватора с обратной лопатой проводилось в г. Петропавловске на строительном предприятии ТОО «Мехколонна-60», при температуре воздуха 14 °С и скорости ветра $3 \dots 6$ м/с, категория грунта характеризовалась как общего назначения плотностью $\rho = 1,5 - 1,7$ т/м³. Характеристики рабочей жидкости ВМГЗ (50) ($t=50$ °С, $\nu=10$ сСт) и силовой установки регламентированы ГОСТом на испытания. При испытании экскаватор кроме испытуемых элементов и систем был оснащен персональным компьютером (ПК), имеющим разработанный автором алгоритм исследования силовых и мощностных показателей гидропривода.

Разработанный алгоритм позволял принимать электрические сигналы датчиков, идентифицировать и интерпретировать их в показателях эффективности. Выходные клеммы установленных тензометрических и оптических датчиков через шины и адаптеры подсоединялись к ПК, для отображения, визуализации и мониторинга полученных данных о динамических нагрузках привода в процессе копания. При разработке информационной лицевой панели интерфейса руководствовались ГОСТ 28634-90 «Машины землеройные. Приборы для эксплуатации» и ГОСТ 12.2.130-91 ССБТ «Экскаваторы одноковшовые. Общие требования безопасности и эргономики к рабочему месту машиниста и методы их контроля», которые учитывают расположение диалоговых окон, формы и цветовую гамму индикаторов, яркость экрана и т.д. На поворотной платформе совместно с электрорекуператором установлен ПЛК (рисунок 6.6), обеспечивающий логическую связь датчиков с системами привода и ПК.



Рисунок 6.6 – Общий вид установленного ПЛК BMD

Для более точного контроля дополнительно применялся дублирующий осциллограф (рисунок 6.7).

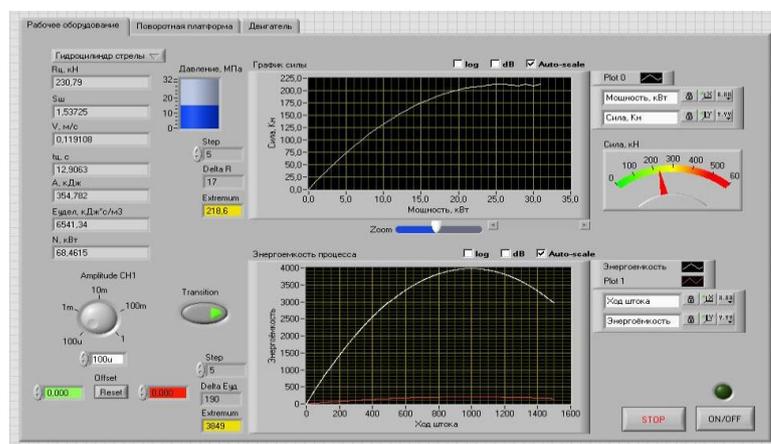
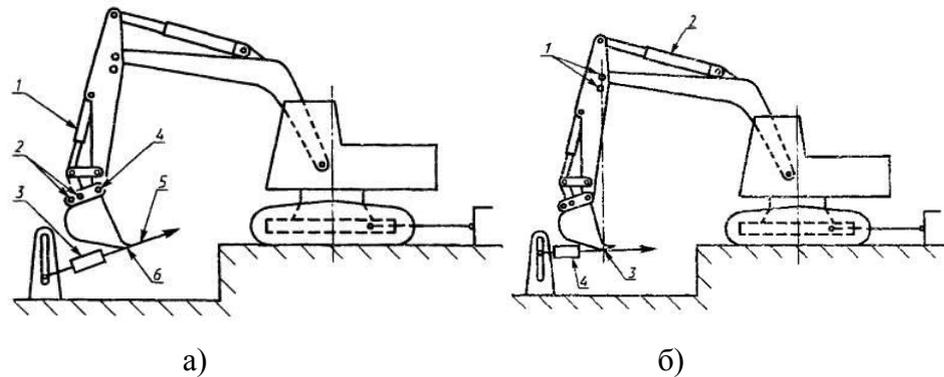


Рисунок 6.7 – Осциллограф, смоделированный в программной среде LabVIEW

Эксперимент по измерению сил, возникающих на рабочих органах, проводился по схеме, представленной на рисунке 6.8.



1 – гидроцилиндр привода ковша; 2 – технологическое отверстие для изменения положения пальца; 3 – датчик измерения нагрузки; 4 – шарнир для крепления ковша;
5 – вектор сила на рабочем органе; 6 – рабочая кромка ковша

Рисунок 6.8 – Схема измерения максимальной силы развиваемой гидроцилиндрами ковша (а) и рукояти (б)

Перед испытаниями предварительно были зафиксированы страховочные цепи для предотвращения опрокидывания машины. Страховочные цепи не натягивались, чтобы обеспечить машине достижение граничного положения и страховку от опрокидывания.

Далее при работе двигателя с максимальной частотой вращения коленчатого вала включали отдельно исследуемый гидроцилиндр и регистрировали силу на кромке ковша. Для получения оптимального положения, обеспечивающего максимальную силу, проводили ряд предварительных опытов при разном диапазоне углов положения рукояти и ковша относительно друга друга. При каждом опыте отмечали лимитирующие факторы. В случае превышения давления предохранительного клапана гидросистемы в протоколе испытаний указывали, в каком гидроконтуре произошло изменение.

Действие максимальной силы на кромке ковша при заданном положении гидроцилиндра ковша создает максимальный вращающий момент в шарнире крепления ковша. Кромка ковша медленно перемещалась по направлению к базовой машине. Значения развиваемой силы измеряли по касательной к дуге,

описываемой кромкой ковша (см. рисунок 6.8, а). Аналогично измеряем максимальную силу, действующую на кромке ковша, при разном позиционировании рукояти измеряем (см. рисунок 6.8, б).

Результаты наблюдения за экспериментальными объектами фиксировались в «Хронометражной ведомости наблюдений за работой экскаватора», «Сводной ведомости хронометражных наблюдений», после чего составлялся протокол испытаний.

Измерение силы и мощности, необходимой для разрушения грунта при разной заточке режущей кромки ковша, поможет нам оценить эффективность процесса заглабления. Для этого при испытании фиксировали давление в системе, создаваемое на момент разрушения грунтовой корки, и время заглабления. Поскольку в работе участвовал гибридный гидроцилиндр, необходимо было оценить его полезную мощность, компенсирующую разность давлений.

Внедренные результаты исследований и конструкторские разработки предполагают повышение эффективности рабочего процесса, которая характеризуется и производительностью, зависящей от вместимости ковша и времени работы исполнительных механизмов. Поэтому испытания по определению времени перемещения рабочих органов становятся обязательными и являются связным звеном для последующих испытаний.

Для данного вида испытаний необходимо следующее технологическое оснащение: а) секундомер с погрешностью не более $\pm 0,1$ с; б) транспортир с погрешностью измерения не более $\pm 1^\circ$; в) манометр гидросистемы с погрешностью измерения не более $\pm 5\%$; г) тахометр двигателя с погрешностью измерения не более $\pm 5\%$.

Измерения проводили при полном ходе штока гидроцилиндра или гидромотора соответственно, осуществляющего перемещение данного рабочего органа. С целью получения достоверного среднего значения времени перемещения рабочего органа замеряли не менее трех раз. В целях обеспечения единообразно воспроизводимых условий испытания груз в рабочем органе должен быть постоянным, на протяжении всего эксперимента. Измерения по

определению времени подъема ковша проводили с порожним ковшом и с ковшом, заполненным материалом по ИСО 5998. Время опускания рабочего органа определяли с рабочим органом в ненагруженном состоянии. Время опускания должно интерпретироваться через минимальное время, полученное для «принудительного» и «плавающего» режимов опускания. Исследованные режимы опускания рабочего органа регистрируются и фиксируются в протоколе.

Частоту вращения следует измерять при непрерывном движении с полностью выдвинутым оборудованием без груза, измеряя время, затрачиваемое на определенный угол поворота. Частота вращения измерялась для обоих направлений и фиксировалась в протоколе.

Результирующим в испытаниях периодом будет оценка технически достижимой максимальной производительности, продолжительности рабочего цикла и оптимального удельного расхода топлива. Испытания проводили при соблюдении условий: температура воздуха – от 10 °С до 25 °С; регулирование двигателя на максимальную подачу топлива, нагрев рабочей жидкости в гидросистеме – до плюс (50±10) °С.

Расход электроэнергии устанавливали регистрацией показаний счетчика электроэнергии при проверке производительности (рисунок 6.9).



Рисунок 6.9 – Общий вид электрического счетчика

Продолжительность рабочего цикла определяли как среднее арифметическое не менее десяти измерений со средним углом поворота $1,57$ рад (90°), коэффициентом наполнения ковша не менее $1,0$. Техническую производительность определяли из фактических данных по продолжительности цикла, коэффициентов наполнения ковша, зафиксированных в протоколе эксперимента.

Для определения минимального удельного расхода топлива производительность экскаватора устанавливали по объему грунта, непрерывно разрабатываемого в течение 30 мин, или по габаритам измерений траншеи. В качестве проверки значений объема грунта принималось число ковшей с соответствующим учетом коэффициентов наполнения ковша и разрыхления грунта. За производительность принимали среднее арифметическое значение трех испытаний.

Расход топлива при этом следует контролировать с помощью тарированного бака и градуированного щупа или взвешиванием.

6.2 Результаты эксплуатационных испытаний одноковшового экскаватора с определением экспериментальных значений нагрузок в гидроприводе и механизмах поворота платформы

В СибАДИ совместно с СКГУ разработан ряд конструктивно-технологических решений по рекуперации энергии потока рабочей жидкости и использованию сил сопротивления от собственных масс рабочего оборудования экскаватора.

Цель данных разработок – повышение эффективности работы экскаватора и его систем, обеспечивающих снижение энергоемкости разработки грунта с учетом постоянно действующих динамических нагрузок. Для оценки параметров стандартных конструкций с предложенными разработками были проведены эксплуатационные испытания.

Для эксплуатационных испытаний на экскаватор согласно разработанной методике были установлены один ковш с накладкой на режущей кромке, имеющей технологические отверстия и два ряда роликов; один электрогидроцилиндр рекуперативного действия; энергосберегающий привод поворота платформы с электрорекуператором. (Протокол испытаний представлен в приложение В). На основании экспериментальных данных определены оптимальные углы наклона рабочего оборудования, при которых на режущей кромке ковша развивается наибольшая сила (таблица 6.2).

Анализируя результаты силовых испытаний гидроцилиндров, электрогидроцилиндров установлено, что для рукояти наибольшие по величине силы $F = 410$ кН возникают при углах позиционирования рабочего оборудования $\alpha_2 = 46^\circ$, а максимальная сила на штоке гидроцилиндра ковша $F = 248$ кН достигается при $\alpha_3 = 50^\circ$. Ход штока $S_{ш}^p = 1,2$ м и $S_{ш}^k = 0,9$ м соответствует неполному ходу и характеризует положение гидроцилиндра в наиболее нагруженном состоянии.

Таблица 6.2 – Силовые характеристики гидроцилиндров рабочего оборудования при динамическом нагружении

Рабочее оборудование	Угол наклона α_i	Сила, развиваемая штоком цилиндра, кН		Ход штока, м	Время исполнительного хода, с		Давление создаваемое в цилиндре, МПа	
		F	F^*		t	t^*	P	P^*
Максимальная сила на ковше обратной лопаты: развиваемая гидроцилиндром ковша	$\alpha_2 = 44^\circ \dots 48^\circ$	248	277	0,85 – 1,0	3,0	2,2	14,9	12,9
развиваемая гидроцилиндром рукояти	$\alpha_3 = 38^\circ \dots 50^\circ$	410	469	1,1 – 1,35	4,5	3,8	15	13

F, t, P – параметры стандартных гидроцилиндров.

F^*, t^*, P^* – параметры гидроцилиндров, развиваемые при включении энергоэффективного гидроцилиндра.

Следовательно, суммарная работа, совершаемая штоками цилиндров на данном пути перемещения, будет иметь наибольшие значения $\Sigma A = 715$ кДж и опишет наиболее напряженный режим работы. Экспериментальные данные имеют удовлетворительную сходимость с теоретическими расчетами и исследованиями Н.Г. Домбровского (погрешность составляет 9 %). Интерпретируя результаты эксперимента, при внедрении ковша в грунт длина перемещения штока охарактеризует угол поворота ковша и создаваемые силы на кромке ковша на единицу длины штока. Следовательно, суммарная работа гидроцилиндров $\Sigma A = 715$ кДж в единицу времени $\Sigma t = 7,5$ с, соответствующая суммарному перемещению штоков $\Sigma S = 2,1$ м и наполнению ковша, опишет энергоемкость процесса $E = 7660,7 \frac{\text{кДж}\cdot\text{с}}{\text{м}^3}$ при максимальных силах на кромке ковша. Учитывая, что эксперимент проводился с установленным электрогидроцилиндром, который имеет дополнительный электропривод, работающий и как усилитель, и как генератор, необходимо сравнить силовые нагрузки двух видов приводов. Как видно из таблицы 6.1, значения суммарной силы F^* , развиваемой на кромке ковша при работе электрогидроцилиндров рукояти и ковша, увеличивается до $F^* = 746$ кН, что на 12 % выше стандартных. Необходимо отметить, что данная величина действующей силы достигнута при номинальном давлении гидропривода $P = 15$ МПа, данный эффект достигается за счет срабатывания датчика давления и включения в работу электропривода, создающего дополнительную силу и момент на штоке. Энергоемкость процесса составит $E_{\text{эл}} = 5865,5 \frac{\text{кДж}\cdot\text{с}}{\text{м}^3}$, что на $1795,2 \frac{\text{кДж}\cdot\text{с}}{\text{м}^3}$ меньше, чем при работе стандартных гидроцилиндров. Значит, с применением электрогидроцилиндра решена техническая задача снижения энергоемкости процесса и появляется возможность перераспределения энергии по наиболее энергоемким операциям такта копания.

Анализ результатов измерений силы и мощности, необходимых для разрушения грунта при разной заточке режущей кромки ковша при эксплуатационных испытаниях, подтвердил эффективность предложенных

мероприятий по совершенствованию конструкции ковша. Установлено, что для разрушения уплотненного ядра грунта в момент внедрения стандартной режущей кромкой ковша необходима сила $F \approx 290\text{--}310$ кН. и время $t_3 = 2$ с при работе с совмещением операций, скорость заглубления составляет 0,2 м/с. Ширина режущей кромки на ковшах вместимостью $q = 0,7$ м³ составляет 0,3 м. Из этого следует, что работа, выполняемая рабочим оборудованием по заглублению кромки ковша, составляет $A_3 = 93$ кДж. Сопоставим экспериментальные данные стандартной конструкции с модернизированной режущей кромкой ковша.

Рассмотрим, как изменяются динамические и мощностные характеристики гидропривода и силовой установки. Результаты измерений мощностных характеристик гидропривода с установленным электрогидроцилиндром и модернизированной режущей кромкой ковша представлены в таблице 6.3.

Таблице 6.3 – Результаты испытаний силы и мощности, необходимых для разрушения уплотнительного ядра грунта при заглублении режущей кромки ковша

Объект исследования	Сила разрушения, кН	Давление, МПа	Совершаемая работа, кДж	Время заглубления, с	Мощность двигателя, кВт	Мощность гидропривода, кВт	Удельный расход топлива, г/кВт
Стандартный гидроцилиндр и режущая кромка ковша	290-310	15	93	2	85	42	218
Модернизированный электрогидроцилиндр и режущая кромка ковша	210-220	12,9	62	1,2	63	31	195

Данные значения для экскаватора с ковшом вместимостью $q = 0,7$ м³.

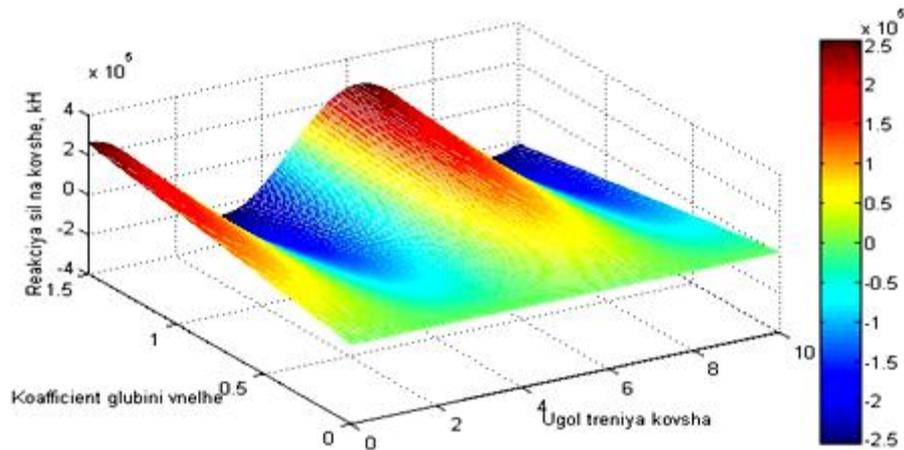


Рисунок 6.10 – График зависимости реакции сил на кромке ковша от изменения угла трения стенки ковша

При внедрении в грунт разработанной режущей кромки ковша время заглубления составляет $t_3 = 1,2$ с при работе с совмещением операций. Сила, при которой происходит разрушение грунта, составляет $F' \approx 210\text{--}220$ кН, что на 27 % меньше, чем при стандартной конструкции. Работа, выполняемая рабочим оборудованием по заглублению кромки ковша, при функционировании гидравлической части электрогидроцилиндра, составляет $A_3' = 62$ кДж, что указывает на значительное снижение силовой нагрузки. Необходимая для полного разрушения грунта работа $A_3^{\text{эл}} = 31$ кДж компенсируется за счет функционирования электроусилителя гидроцилиндра. Кроме того, электропривод гидроцилиндра срабатывает избирательно, т.е. в момент повышения давления в цилиндре, при действии максимальной динамической нагрузки. Функционирование электропривода гидроцилиндра в наиболее нагруженных положениях позволяет перераспределить энергию привода в соответствии с энергоемкостью операций. При выполнении одной и той же по величине работы заглубления $A_3 = 93$ кДж разработанные мероприятия снижают затраты мощности и соответственно удельный расход топлива. Так, затраты мощности гидропривода по заглублению кромки до модернизации составили $N_{\text{гп}} = 42$ кВт, после модернизации $N_{\text{гп}}' = 31$ кВт, что составило снижение $\Delta N_{\text{гп}} = 11$ кВт. Мощность, затраченная двигателем по заглублению кромки, при стандартной конструкции

рабочего оборудования составляет $N_{ev} = 85$ кВт, после модернизации $N_{ev}' = 63$ кВт, что на 24 % меньше. Эти данные имеют удовлетворительную сходимость с теоретическими исследованиями. Кроме того, на протяжении всего эксперимента наблюдается снижение времени на выполнение операций, этот положительный эффект динамического процесса позволит повысить производительность экскаватора. Так, при совмещенной работе оборудования экономия времени на заглубление только режущей кромки ковша достигает $t_{зар} = 0,8$ с. Причем в эксперименте исследовались наиболее нагруженные режимы. Как видно из таблицы уменьшение мощностных характеристик гидропривода и силовой установки значительно снижает энергоемкость процесса и позволяет экономить топливо на 13 %. Предположительно работа двигателя на пониженных мощностных характеристиках уменьшает его напряженность и улучшает тепловой баланс.

Аналогичный эксперимент проводился по оценки мощностных и силовых характеристик гидропривода и силовой установки при внедрении и полном наполнении ковша грунтом с учетом совмещенных операций рабочего органа. Проводился сравнительный анализ при работе стандартных и модернизированных конструкций ковша и гидроцилиндров рабочего оборудования. В процессе анализа результатов эксперимента уделялось внимание и определению времени перемещения рабочих органов при энергоемком процессе зачерпывания грунта.

Результаты испытаний силы и мощности, необходимых для разрушения уплотнительного ядра грунта, при заглублении режущей кромки ковша и полном его наполнении представлены в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Результаты испытаний силы и мощности, необходимых для зачерпывания грунта ковшом

Объект исследования	Сумма сил, действующих в цилиндрах рабочего оборудования, кН	Давление, МПа	Совершаемая работа, кДЖ	Полное время зачерпывания, с	Мощность двигателя, кВт	Мощность гидропривода, кВт	Удельный расход топлива, г/кВт
Стандартный гидроцилиндр и режущая кромка ковша	1103	15	3861	14	102	76	229
Модернизированный электрогидроцилиндр и режущая кромка ковша	949*/154**	12,9	2847/1014	12,7	73	63	199

949* кН – силы, создаваемые в гидроцилиндрах за счет работы гидравлической части.

154** кН – компенсирующие силы, обеспечивающиеся работой электроусилителя цилиндра.

Таким образом, из анализа результатов эксплуатационных испытаний установлено, что разработанный ковш пониженного сопротивления и электрогидроцилиндр существенно повышают энергоэффективность гидропривода в процессе зачерпывания грунта. При внедрении указанных разработок сумма сил, действующих в гидравлической части цилиндров рабочего оборудования, составляет 949 кН, что на 14 % меньше стандартных конструкций. Снижение действующих сил на единицу площади поршня характеризует уменьшение необходимого давления в гидроприводе на 13,6 % , что значительно снижает энергонагруженность гидроэлементов. Мощность гидропривода, затраченная на выполнение работы по зачерпыванию грунта, составляет $N'_{гп} = 63$ кВт, что на 17 % ниже мощности $N_{гп} = 76$ кВт, затраченной при работе со стандартными гидроэлементами. При этом мощность двигателя, затраченная на обеспечение номинальной подачи насосом рабочей жидкости для выполнения рабочих операций, снизилась с $N_{ев} = 102$ кВт до $N_{ев} = 83$ кВт, что также характеризует снижение энергоемкости процесса. Эффективное снижение мощностных затрат двигателя неизбежно сопровождается снижением удельного расхода топлива с $g_e = 229$ г/кВт до $g_e = 199$ г/кВт. В результате происходит экономия топлива на 12,8 %. Одним из не менее нагруженных тактов копания грунта является перемещение поворотной платформы на выгрузку и в забой. Рабочий процесс поворота характеризуется наличием временных интервалов, при которых механизм работает в неустановившемся режиме. Соответственно и режимы нагружения механизма поворота будут различны по величине и dt .

Эффективность при копании достигается оптимальными углами копания и перемещением ковша по оптимальной траектории, а также снижением момента инерции поворотной платформы и времени поворота.

С целью установления возможности перераспределения энергии привода поворотной платформы в соответствии с энергоемкостью процесса, во время эксперимента измеряли мощностные, силовые, скоростные и временные показатели поворотной платформы с энергосберегающим приводом и без него. В процессе эксперимента контролировались и фиксировались частота вращения

вала дизеля и приводного вала редуктора n , c^{-1} ; частота вращения поворотной платформы экскаватора $n_{\text{плат}}^{\text{эк}}$, c^{-1} ; угол поворота платформы φ , рад; давление на выходе качающей секции насоса $P_{\text{н}}$, МПа; крутящий момент на валу редуктора $M_{\text{в}}^{\text{ред}}$, кН·м; текущее время исследуемых процессов t , с; температура рабочей жидкости T , °С.

Для построения графиков и установления законов распределения нагрузок был зафиксирован и проанализирован массив данных.

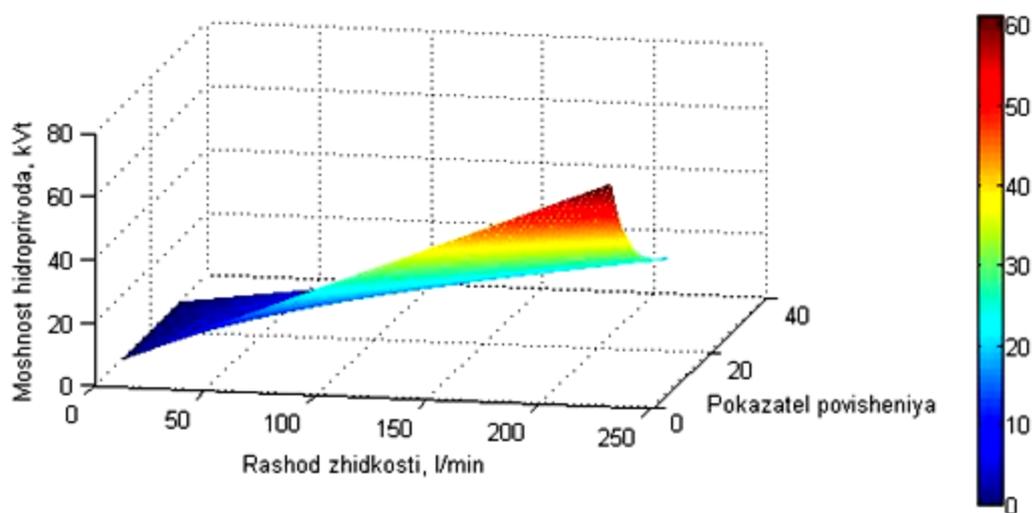


Рисунок 6.11 – Трехмерный график мощности гидропривода от изменения давления в системе при разных значениях сил сопротивления

Мощность гидромотора поворота $N_{\text{ГМ}}^{\text{пов}} = 37$ кВт, с включением электрорекуператора $N_{\text{ГМ}}^{\text{пов}} = 32$ кВт, мощность двигателя при повороте платформы достигает $N_e = 66$ кВт, при работе электрорекуператора $N_e = 57,4$ кВт, коэффициент использования мощности двигателя $\lambda = N_{\text{ГМ}}^{\text{пов}} / N_e$ составит 32 %, при работе энергосберегающего привода 46 %. Крутящий момент при разгоне платформы $M_p = 121$ кН·м, в момент торможения $M_T = 195$ кН·м, максимальный момент сопротивления в поворотном механизме составил $M^{\text{сопр}}_{\text{max}} = 30$ кН·м, а $M^{\text{сопр}}_{\text{min}} = 19$ кН·м. Наибольшее ускорение наблюдается в момент разгона платформы с рабочим оборудованием в забой $\varepsilon_{\text{раз}}^{\text{пов}} = 0,63$ рад/с², при включении электрорекуператора $\varepsilon_{\text{раз}}^{\text{рекуп}} = 0,37$ рад/с², угловая скорость $\omega_{\text{пов}} = 0,58$ рад/с.

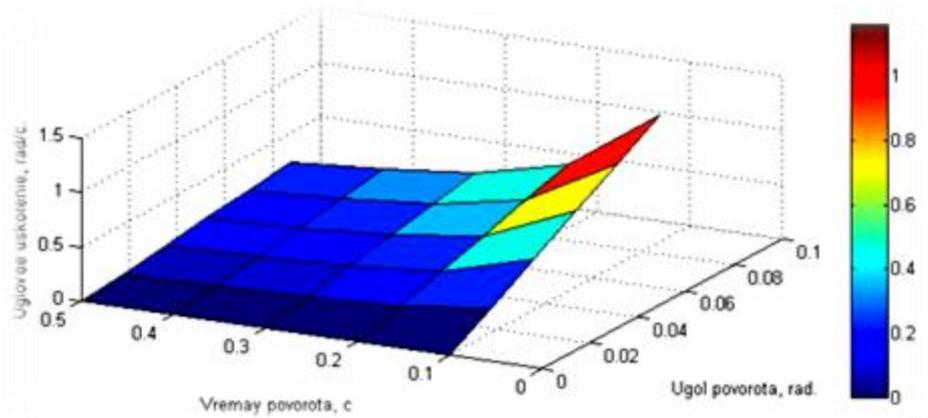
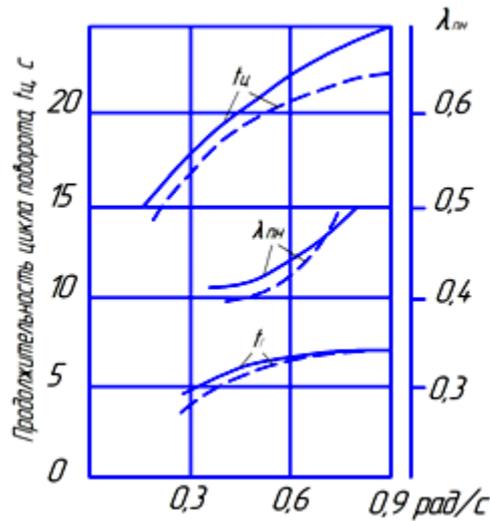


Рисунок 6.12 – Зависимость изменения углового ускорения от угла поворота платформы в разные интервалы времени

При торможении поворотной платформы $\varepsilon_{\text{тор}}^{\text{пов}} = 0,72 \text{ рад/с}^2$, с применением электрорекуператора $\varepsilon_{\text{тор}}^{\text{рекуп}} = 0,41 \text{ рад/с}^2$. Именно в этих режимах возникают наибольшие динамические нагрузки, вызванные большими значениями моментов и сил инерции. Функционирование электрорекуператора обеспечивает сглаживание переходных моментов и угловых ускорений за счет фиксации критических значений с опережением во времени. Из теоретических исследований, установленных Н.Г. Домбровским продолжительность цикла экскавации составляет $t_{\text{ц}} = 14 - 25 \text{ с}$, по техническим данным экскаватора с обратной лопатой $t_{\text{ц}} = 17 - 28 \text{ с}$. Продолжительность поворота платформы на выгрузку с груженым ковшом составляет $t_{\text{г}} = 5 - 8 \text{ с}$. Продолжительность равномерного движения с груженым ковшом $t_{\text{уст}} = 1,3 \text{ с}$, при возврате с порожним $t_{\text{уст}} = 0,87$. Продолжительность возврата поворотной платформы в забой $t_{\text{заб}} = 3 - 5,5 \text{ с}$. По данным параметрам можем определить коэффициент продолжительности нагружения поворотного механизма $\lambda_{\text{пн}} = \Sigma t_{\text{пов}}/t_{\text{ц}} = 0,482$, с применением энергосберегающего привода $\lambda_{\text{пн}}$ снижается до $0,29 - 0,31$. Циклограмма работы экскаватора (рисунок 6.13) показывает, что при повороте платформы на 90° , около $70 - 89 \%$ времени механизм поворота функционирует при неустановившемся режиме.



— — характеристики гидропривода поворотной платформы;

- - - характеристики энергосберегающего привода поворотной платформы

Рисунок 6.13 – Циклограмма механизма поворота при угле поворота 90°

Как известно, принято разделять режимы работы гидропривода на легкий, средний и тяжелый. Разные значения параметров динамической нагрузки будут характеризовать тот или иной режим. По результатам экспериментальных исследований фиксировалась разная величина давлений P за цикл, которая, в свою очередь, определяет мощностные затраты гидропривода. Значит, наиболее объективную картину нагружений покажет коэффициент использования номинальной мощности $\lambda_{N_{гпр}} = N_{ср}/N_{ном}$, где $N_{ср}$ – средняя величина мощности гидропривода за цикл работы экскаватора.

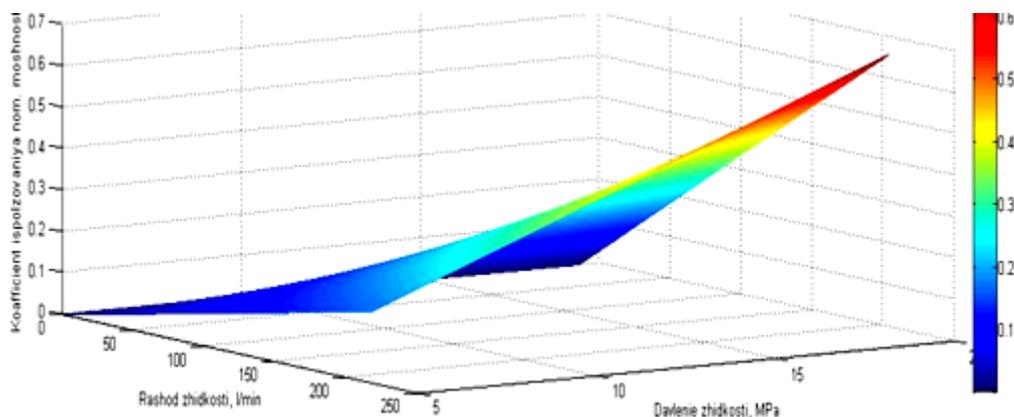


Рисунок 6.14 – Трехмерный график нагружения гидропривода в зависимости от коэффициента использования номинальной мощности

Из анализа результатов испытаний и предварительного расчета, установлено, что при условии $0,3 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 0,4$ режим легкий, при $0,5 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 0,65$ – средний и при $0,7 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 1,0$ – тяжелый. При работе электрорекуператора условия режимов меняются следующим образом: легкий – $0,21 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 0,33$; средний – $0,33 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 0,45$; тяжелый – $0,6 < \lambda_{N_{гпр}} \leq 1,0$.

Энергонагруженность гидропривода также характеризует коэффициент нагружения гидропривода $\lambda_n = P_{max}/P_{пк}$, где P_{max} – максимальное давление, зарегистрированное при эксперименте; $P_{пк}$ – давление настройки предохранительного клапана. Динамической составляющей, косвенно указывающей на энергоемкость процесса, будет коэффициент продолжительности работы платформы $\lambda_T = T_{п} / T_{гп}$, где $T_{п}$ и $T_{гп}$ – продолжительность работы поворотной платформы и гидропривода в целом.

Анализируя результаты измерения характеристик процесса нагружения гидромотора установлено, что при включении золотника распределителя за 0,15–0,26 с повышается давление до максимального. Из-за сопротивлений другого трубопровода давление повышается до 1,8 МПа, которое снижается до значений давления слива. В момент торможения золотник выключается, давление в противоположном трубопроводе гидромотора возрастает за 0,14 с. Значения пиковых давлений, зафиксированные при эксперименте, представлены в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Значения пиковых давлений, зафиксированных в гидроприводе

Показатель	Операции такта поворота платформы			
	Разгон с загруженным ковшом	Торможение с загруженным ковшом	Разгон при повороте с порожним ковшом	Торможение при повороте с порожним ковшом
Максимальное давление, МПа, при стандартном приводе	27,9	32,3	19	27,5
Максимальное давление, МПа, при энерго-сберегающем приводе	24,28	28,11	16,53	23,9

При повороте платформы фиксировалось время операции: время поворота на разгон с грузным ковшом составило $t_p^r = 3,2$ с; время установившегося движения $t_y^r = 0,72$ с; торможение платформы составляет $t_T^r = 1,75$ с. При обратном повороте в забой с порожнем ковшом время разгона $t_p^n = 2,9$ с; установившееся движение $t_y^n = 0,35$ с; торможение составляет $t_T^n = 1,97$ с. Полученные значения существенно отличаются от расчетных, что связано с особенностями реальных условий эксплуатации. Средняя продолжительность цикла экскавации составила 26 с, что превышает расчетные в 1,19 раза. Общее время работы гидропривода поворота платформы равно 55,7 – 57,9 % от продолжительности цикла экскавации.

Регрессионный анализ зависимостей угла поворота платформы с грузным $\varphi_{пов}^r$ и порожним $\varphi_{пов}^n$ ковшом при повороте в забой показал, что наибольшее время запаздывания начала поворота $t_{зап}^{раз} = 0,964$ с, при повороте в забой $t_{зап}^{заб} = 0,625$ с. Данные задержки связаны с замедлением срабатывания золотников и с увеличенными зазорами в передачах.

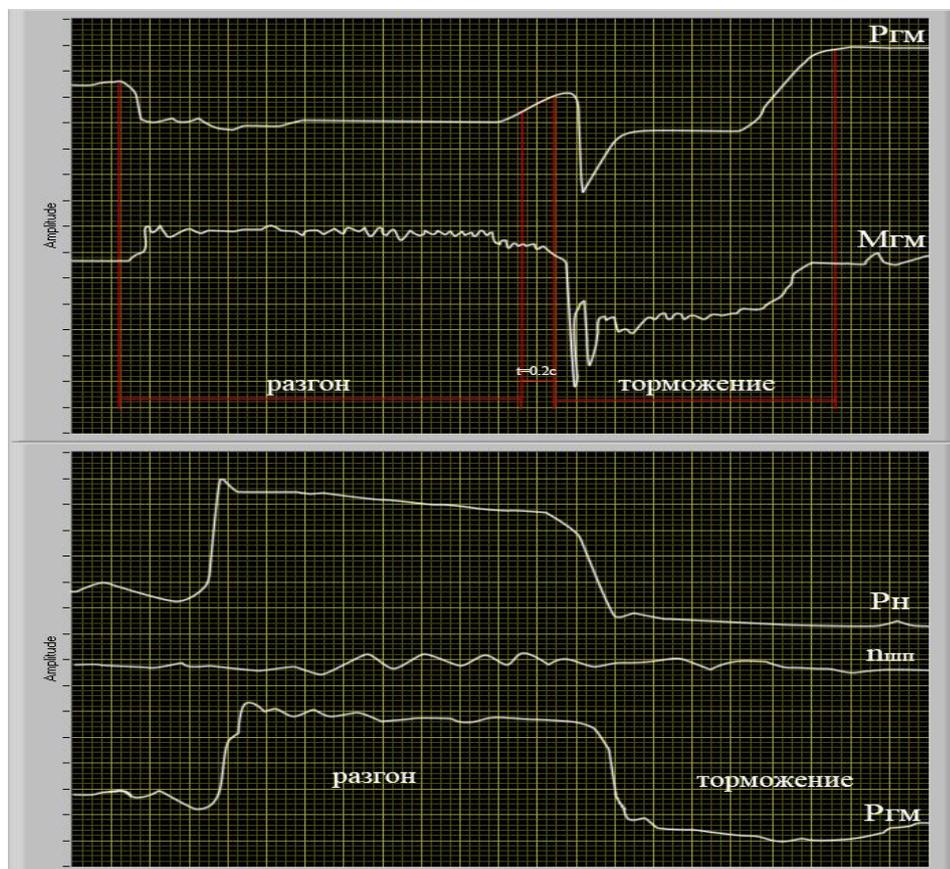


Рисунок 6.15 – Осциллограмма параметров гидропривода поворота платформы

Разгон груженого ковша происходил до угла $\varphi_{\text{раз}}^{\Gamma} = 82^{\circ}$ за $t_{\text{п}}^{\text{н}} = 4,25$ с, ускорение при этом составляло $\varepsilon_{\Gamma} = 0,356$ рад/с², при обратном повороте платформы разгон происходил до угла $\varphi_{\text{раз}}^{\text{п}} = 58^{\circ}$ с ускорением $\varepsilon_{\text{п}} = 0,482$ рад/с². Поворот с загруженным ковшом осуществлялся с угловой скоростью $\omega^{\Gamma} = 0,735$ рад/с, при обратном повороте, в связи с совмещением операции выдвижения ковша $\omega^{\text{п}} = 0,692$ рад/с. Ускорение при торможении равно $\varepsilon_{\text{п}} = 0,395$ рад/с².

Таким образом, вал гидромотора движется с переменной скоростью, что указывает на постоянно действующие циклические нагрузки, разные по знаку и величине.

Кроме того, значения ускорений платформы находятся на границе с допустимыми согласно ГОСТ 12.1.012-90, а в некоторых случаях и превышают их на пограничных значениях. Суммарное время запаздывания поворота составляет $t_{\text{зап}}^{\text{раз}} = 1,98$ с, что снижает производительность машины.

Экспериментально установленные численные значения нагрузок и временные показатели позволили оценить наиболее энергоемкие такты и перераспределение энергии по наиболее нагруженным элементам, работающим в переходных режимах разных временных интервалов. Применение энергосберегающего привода с элементами рекуперации значительно повышает эффективность рабочего оборудования, позволяет компенсировать задержку времени работы гидропривода, перераспределить динамическую нагрузку, изменяя угловое ускорение, и регулировать крутящий момент.

Важный положительный момент разработанных мероприятий – это увеличение производительности экскаватора, которое достигнуто сокращением времени на выполнение операций цикла использованием гибридного электропривода, а также совершенствованием конструкции ковша, обеспечивающей минимальное сопротивление резанию грунта и сокращение времени внедрения режущей кромки ковша.

Техническую производительность рассчитывали, исходя из фактической длительности рабочего цикла, коэффициентов разрыхления грунта и наполнения

ковша, установленных при эксплуатационных испытаниях на предмет изменения продолжительности рабочего цикла.

Для определения минимального удельного расхода топлива двигателем экскаватора его производительность устанавливали по объему грунта, разработанному в течение 30 мин.

Объем грунта рассчитывали измерением траншеи или выработки. За объективные значения производительности принимали среднее арифметическое значение результатов трех испытаний.

Нагрузочные характеристики наиболее энергоемких тактов рабочего оборудования, работающего в переходных режимах разных временных интервалов, представлены в таблице 6.6.

Таблица 6.6 – Нагрузочные характеристики рабочего оборудования, работающего в переходных режимах

Показатель	При стандартной схеме привода	При энергосберегающем приводе	Величина изменения Δ	%
1	2	3	4	5
Время цикла, $T_{ц}$, с	26	23,7	- 2,3	9
Мощность гидропривода $N_{гм}^{пов}$, кВт	37	32	- 5	14,3
Мощность двигателя N_e , кВт	66	57,4	- 8,6	13
Коэффициент использования мощности λ , %	32	46	+ 14	30,5
Максимальный момент сопротивления в поворотном механизме $M_{max}^{сопр}$, кН·м	30	19	- 11	33
Угловое ускорение при разгрузке $\varepsilon_{раз}^{пов}$, $\varepsilon_{раз}^{рек}$, рад/с ²	0,63	0,37	- 0,26	41
Угловое замедление при разгрузке $\varepsilon_{раз}^{пов}$, $\varepsilon_{раз}^{рек}$, рад/с ²	0,72	0,41	- 0,31	42
Коэффициент продолжительности нагружения $\lambda_{пн}$	0,482	0,31	- 0,17	35

Продолжение таблицы 6.6

1	2	3	4	5
Коэффициент использования номинальной мощности $\lambda_{N_{Гпр}}$: - легкий режим - средний режим - тяжелый режим	$0,3 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 0,4$	$0,21 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 0,33$		
	$0,5 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 0,65$	$0,33 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 0,45$		
	$0,7 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 1,0$	$0,6 < \lambda_{N_{Гпр}} \leq 1,0$		
Время запаздывания срабатывания механизма поворота $t_{зап}^{нач}, t_{зап}^{заб}, c$	0,964 0,625			
Совершаемая работа, кДж	4614,6	3422,8	-1191,8	25,9
Производительность экскаватора, м ³ /ч	96	106	+10	9,5

Как показывают экспериментальные данные, время цикла снизилось с $T_{ц}=26$ с до $T_{ц}=23,7$ с, экономия времени цикла за счет работы энергосберегающих механизмов составляет $t_{экон} = 2,3$ с. Экспериментально установлено, что при $T_{ц}^{экон} = 23,7$ с, производительность экскаватора возросла с 96 м³/ч до 106 м³/ч, что на 9,5 % выше стандартной.

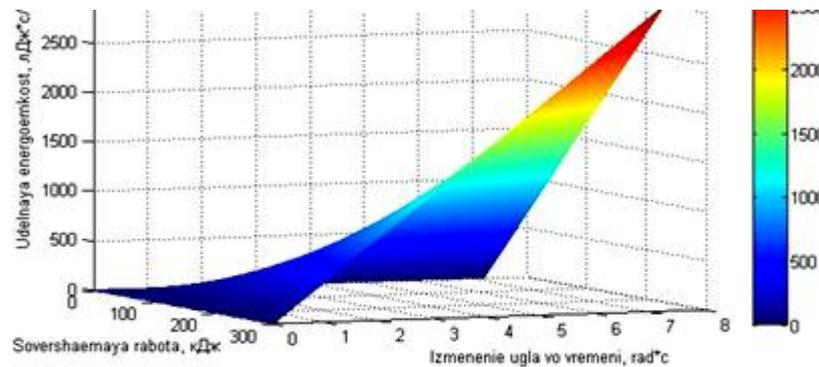


Рисунок 6.16 – График зависимости удельной энергоемкости процесса поворота от динамических составляющих

На рисунке 6.16 видно, что максимальные значения затраченной удельной энергии $Z_{уд} = 3200$ (кДж·с)/м³ соответствуют как при выполнении работы $A=100$ кДж, так и $A=300$ кДж. Это объясняется действием значительных нагрузок, которые приходится преодолевать приводу поворота, в короткие интервалы

времени разгона t_1 и торможения t_3 . Разбитые на графике интервалы времени характеризуют действительный угол поворота платформы. Экспериментальные даны обработанные в программной среде *Matlab*, подтверждают целесообразность перераспределения мощности гидропривода по энергоемким тактам. Наиболее критические интервалы времени, при которых необходимо эффективно использовать рекуперацию энергии – это разгон t_1 и торможение t_3 . Таким образом, усиливая крутящий момент на валу ведущей шестерни в t_1 или рекуперировав энергию в момент t_3 , можно обеспечить снижение энергоемкости процесса на 28 – 30 % и повысить энергетический потенциал энергосберегающего привода. Предварительно тарированный бак применяли для установления и контроля расхода топлива и щупа градуированными насечками. Для снижения погрешности измерений бак взвешивали. При проверке производительности определяли изменения расхода электроэнергии. Значения электрозатрат находили путем регистрации показаний счетчика учета электроэнергии.

6.3 Эксплуатационные исследования влияния режимов цикловой подачи топлива на индикаторные и токсичные характеристики дизельного двигателя с последующей оптимизацией характеристик

При испытаниях дизеля ЯМЗ-238 на режимах работы по внешней характеристике до оптимизации и после отмечена зависимость показателей дизеля от цикловой подачи топлива.

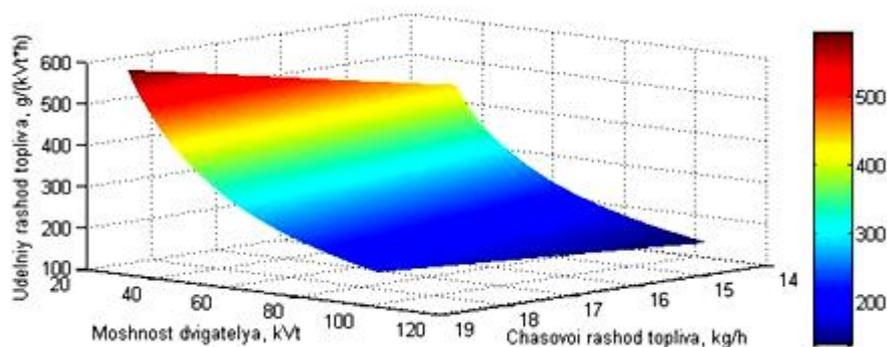
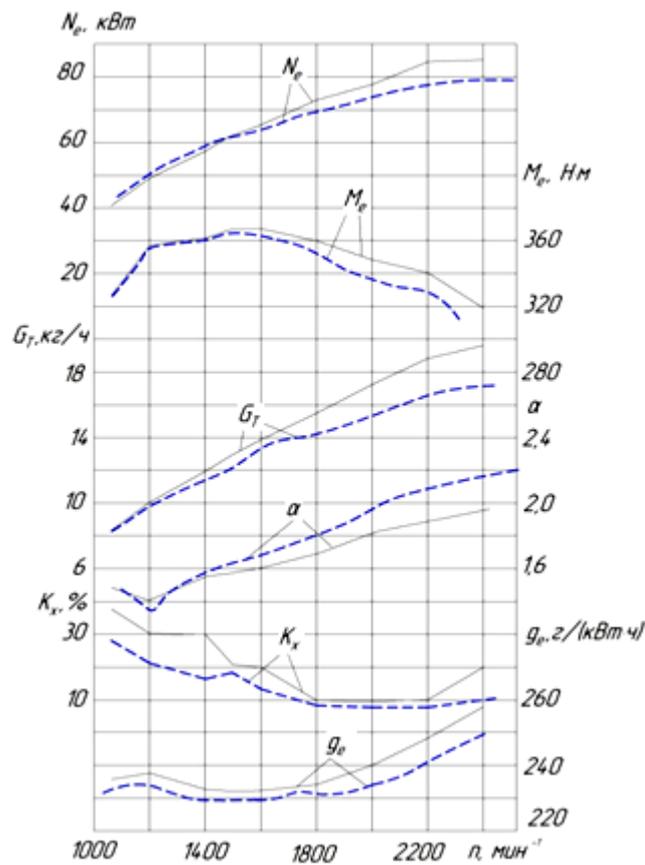


Рисунок 6.17 – График зависимости изменения удельного расхода топлива от развиваемой мощности двигателя

При испытаниях отмечено снижение часового расхода топлива по сравнению с расходом при классических параметрах регулировки на всех исследованных режимах работы по внешней скоростной характеристике. Так, на режиме максимальных значений мощности при частоте вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ часовые расходы дизельного топлива до и после оптимизации $G_T = 20,20$ и $18,75 \text{ кг/ч}$, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ $G_T = 14,10$ и $12,82 \text{ кг/ч}$ (рисунок 6.18). При этом низшая теплота сгорания $H_u = 39400 \text{ кДж/кг}$.

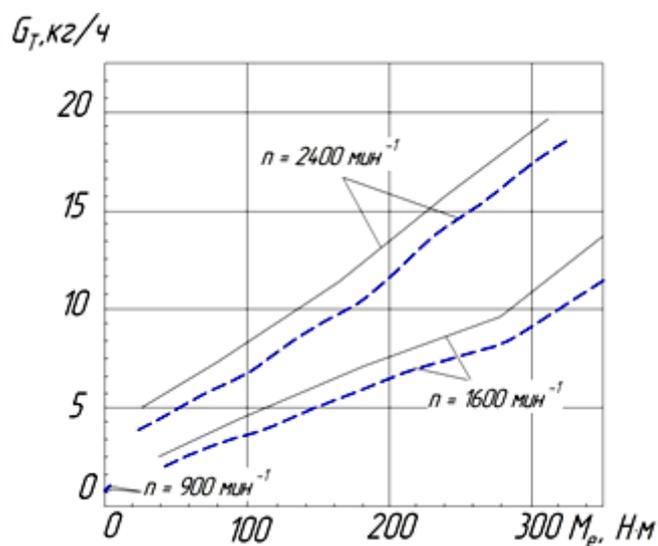


— до оптимизации; - - - после оптимизации

Рисунок 6.18 – Зависимость изменения внешней скоростной характеристики дизеля ЯМЗ-238 (затраченной мощности N_e , крутящего момента коленчатого вала M_e , часового расхода топлива G_T , коэффициента избытка воздуха α , дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e) от частоты вращения коленчатого вала на различных нагрузочных режимах до и после оптимизации

Поэтому при изменении оптимизированных характеристик цикловой подачи топлива в дизеле ЯМЗ-238 его мощностные показатели (эффективная мощность N_e и крутящий момент двигателя M_e) несколько снижаются, что положительно сказывается на рациональном распределении мощности двигателя в разный интервал технологических операций. На режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ такая оптимизация приводит к уменьшению крутящего момента M_e с 317 до 292 Н·м, а при оборотах $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ на режиме максимального крутящего момента уменьшение наблюдается с 368 до 354 Н·м.

В связи с изменением цикловой подачи топлива в меньшую сторону количество воздуха в камере сгорания для сгорания смеси возрастает. Поэтому часовой расход G_T топлива снижается на 13 %, а коэффициент избытка воздуха α несколько возрастает по сравнению с работой дизельного двигателя до оптимизации (см. рисунок 6.18). Это благоприятно сказывается на показателях работы двигателя. В частности, использование обедненной смеси обеспечивает значительное уменьшение дымности ОГ K_x в широком диапазоне исследованных скоростных режимов работы по внешней характеристике.

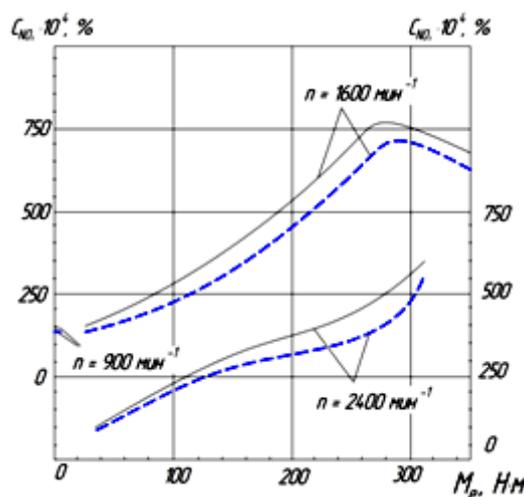


— до оптимизации; - - - - после оптимизации

Рисунок 6.19 – Зависимость влияния скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) дизеля ЯМЗ-238 на часовой расход топлива G_T до и после оптимизации

После оптимизации регулировочных характеристик двигателя на пиковых значениях максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ снизилась с 14,5 до 11,0 % по шкале Хартриджа, при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ снижение наблюдается с 20,0 до 14,0 %, а на режиме работы по внешней скоростной характеристике при $n = 1080 \text{ мин}^{-1}$ – с 38,0 до 27,5 % (рисунок 6.19) [29, 30].

При эксплуатации дизеля ЯМЗ-238 на оптимизированных характеристиках объемная концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} снижается на всех режимах испытательного цикла (рисунок 6.20).

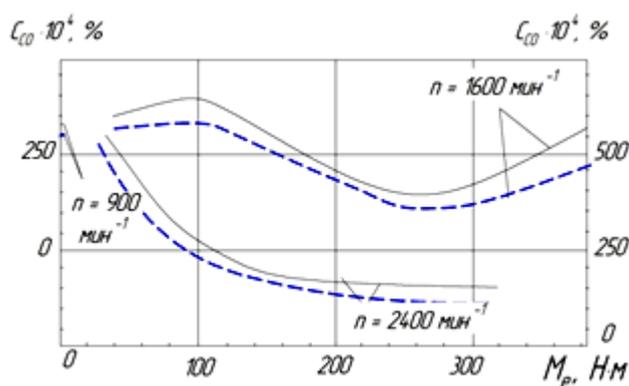


— — до оптимизации; - - - - после оптимизации

Рисунок 6.20 – Зависимость концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) дизеля ЯМЗ-238 до и после оптимизации

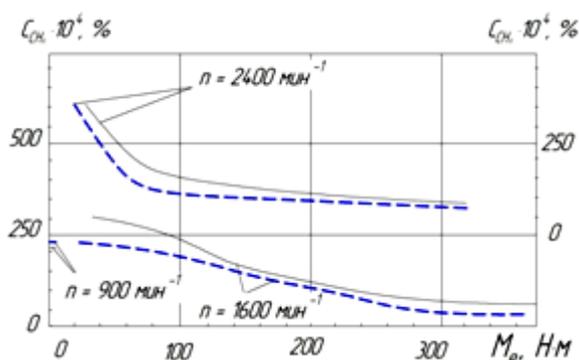
На холостом ходу при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ доля C_{NO_x} в ОГ уменьшилась с 0,0150 до 0,0135 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,0680 до 0,0615 %, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и на максимальной мощности – с 0,0605 до 0,0550 %. Максимальная концентрация NO_x в ОГ ($C_{\text{NO}_x} = 0,0760\%$) отмечена при работе дизеля ЯМЗ-238 при классических регулировочных характеристиках с частотой вращения $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузкой $M_e = 277 - 280 \text{ Н·м}$. При эксплуатации исследуемой силовой установки на этом режиме, но с оптимизацией характеристик содержание NO_x в ОГ снизилось до

$C_{NO_x} = 0,0700\%$. При эксплуатации дизеля ЯМЗ-238 ГМ2 на режиме холостого хода при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ доля монооксида углерода C_{CO} в ОГ снизилась с 0,0330 до 0,0300 %, при значениях максимального крутящего момента соответствующего $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,0315 до 0,0285 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается снижение с 0,0165 до 0,0100 % (рисунок 6.20). Значительное изменение CO в ОГ наблюдается при частоте вращения $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузке $M_e = 40,0 - 41,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На этом режиме содержание CO в ОГ составляло 0,0300 %.



— до оптимизации; - - - - после оптимизации

Рисунок 6.21 – Зависимость монооксида углерода C_{CO} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) дизеля ЯМЗ-238 до и после оптимизации



— до оптимизации; - - - - после оптимизации

Рисунок 6.22 – Зависимость концентрации углеводородов C_{CH_x} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и крутящего момента M_e) дизеля ЯМЗ-238 ГМ2 до и после оптимизации

На режиме холостого хода при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ эксплуатация дизеля ЯМЗ-238 МГ2 после оптимизации регулировочных характеристик приводит к сокращению содержания несгоревших углеводородов C_{CH_x} в ОГ с 0,0190 до 0,01315 %, при максимальном крутящем моменте, соответствующим $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,0730 до 0,0650 %, при максимальной мощности, соответствующей $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,0100 до 0,0078 %.

При оценке токсичности каждого режима рассчитываем часовые массовые выбросы токсичных компонентов ОГ ($E_{\text{NO}_x}; E_{\text{CO}}, E_{\text{CH}_x}$). Полученные значения вредных компонентов (с учетом коэффициентов K_i , отражающих временной интервал i -го режима) делим на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл:

$$e_{\text{NO}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{NO}_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e i} K_i}; \quad e_{\text{CO}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CO}} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e i} K_i}; \quad e_{\text{CH}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CH}_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e i} K_i},$$

где $E_{\text{NO}_x i}, E_{\text{CO} i}, E_{\text{CH}_x i}$ – массовые выбросы вредных веществ на, г/ч; $N_{e i}$ – мощность двигателя на этом режиме, кВт; K_i – коэффициент, отражающий долю времени i -го режима [39, 40].

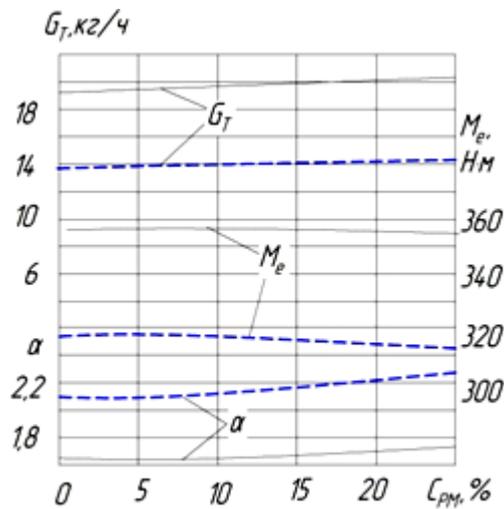
Удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД определяли как

$$g_e = 1000G_T/N_e, \quad \eta_e = 3600/H_u g_e,$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Результаты этих расчетов представлены в таблице 6.7, которые подтверждают возможность значительного снижения концентрации ОГ после оптимизации цикловой подачи топлива. Представленные на рисунках 6.20 – 6.24 характеристики получены при сравнительных испытаниях дизеля ЯМЗ-238 до и после оптимизации. Результаты исследований позволили определить удельные массовые выбросы токсичных компонентов ОГ. Результаты проведенных расчетов приведены на рисунках 6.24 – 6.26 и в таблице 6.8 [39, 40].

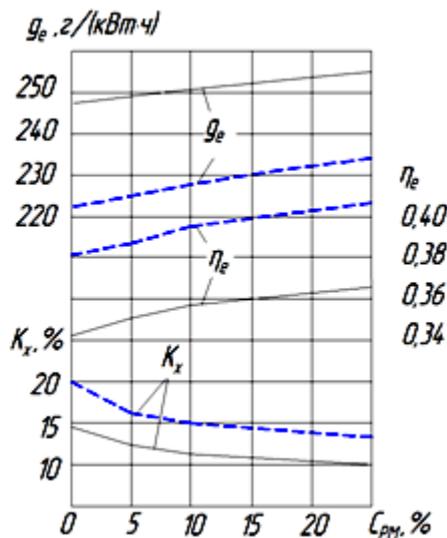
Приведенные на рисунке 6.23 зависимости часового расхода топлива G_T , крутящего момента двигателя M_e и коэффициента избытка воздуха α свидетельствуют о том, что изменение цикловой подачи оказывает заметное влияние на эти показатели работы исследуемого дизеля.



— на $N_{e \max}$ при $n = 2400$ мин $^{-1}$;

- - - - на режиме $M_{e \max}$ при $n = 1600$ мин $^{-1}$

Рисунок 6.23 – Зависимость часового расхода топлива G_T , эффективного крутящего момента M_e и коэффициента избытка воздуха α от цикловой подачи топлива



— на $N_{e \max}$ при $n = 2400$ мин $^{-1}$;

- - - - на режиме $M_{e \max}$ при $n = 1600$ мин $^{-1}$

Рисунок 6.24 – Зависимость изменения удельного эффективного расхода топлива g_e , эффективного КПД двигателя η_e и дымности ОГ K_x от цикловой подачи топлива

При изменении цикловой подачи топлива в обоснованном диапазоне отмечено уменьшение удельного расхода топлива g_e , составившего $\Delta g_e = 20,4 - 23,5 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ (см. рисунок 6.25). Это вызвано увеличением коэффициента избытка воздуха [36, 37].

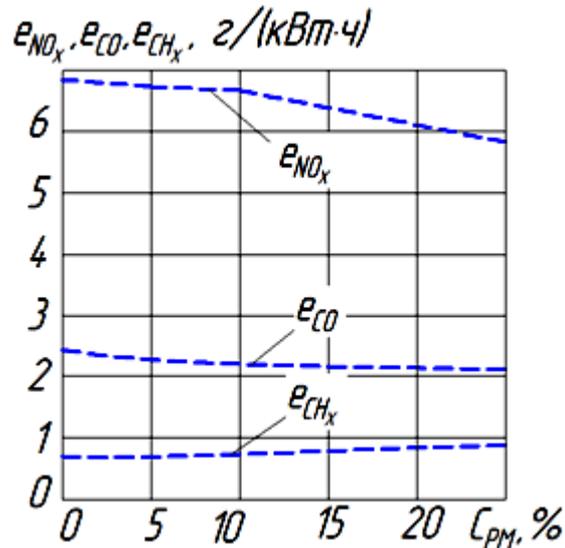


Рисунок 6.25 – Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} , монооксида углерода e_{CO} и углеводородов e_{CH_x} от содержания воздуха и топлива

Эффективный КПД дизеля η_e изменяется незначительно: при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ он увеличился с 0,343 до 0,357, а при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ – с 0,381 до 0,395.

Как установлено, на изменение мощностных характеристик дизельного двигателя влияет множество факторов. Мощность двигателя, также характеризует затраченную энергию двигателя на преодоление нагрузочных режимов. Из вышеприведенных графиков видно, что мощность двигателя и крутящий момент изменяются в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, изменению которой способствует впрыск топлива за определенный цикл. Значит,

подтверждается предположение, что регулирование цикловой подачи топлива повлияет и на мощностную характеристику дизеля.

Таблица 6.7 – Показатели дизеля ЯМЗ-238 МГ2, работающем до и после оптимизации цикловой подачи топлива

Показатель	Общий коэффициент избытка воздуха α			
	1,25	1,4	1,7	2,4
Удельный расход топлива при максимальной мощности $N_{\max}, g_e, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	260,8	249,1	233,3	256,2
Эффективный КПД дизеля при N_{\max}, η_e	0,333	0,360	0,395	0,357
Удельный расход топлива на максимальном крутящем моменте $M_{\max}, g_e, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	232,6	226,6	221,9	244,1
Эффективный КПД дизеля на максимальном крутящем моменте M_{\max}, η_e	0,345	0,356	0,383	0,344
Дымность ОГ при максимальной мощности $N_{\max}, K_x, \%$	14,5	12,5	12,0	11,0
Дымность ОГ при максимальном крутящем моменте $M_{\max}, K_x, \%$	20,0	16,5	15,0	14,0
Интегральный удельный выброс оксидов азота $e_{\text{NO}_x}, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	6,630	6,606	6,459	6,078
Удельный выброс монооксида углерода $e_{\text{CO}}, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	2,210	2,146	2,091	1,757
Интегральный удельный выброс углеводородов $e_{\text{CH}_x}, \text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	0,580	0,563	0,530	0,447

По результатам исследования ВСХД предложены корреляционные зависимости мощностных и экономико-экологических характеристик (см. таблица 6.8).

Таблица 6.8 – Корреляционные зависимости ВСХД ЯМЗ-238 ГМ2 от изменения вращения коленчатого вала n и коэффициента избытка воздуха α

Показатель		
	n_e , об/мин	α
Эффективная мощность N_e , кВт.	$N_e = 55,415 \ln(n_e) - 343,52$	$N_e = 34,596\alpha^2 + 174,52\alpha - 132,16$
Крутящий момент M_e , Н·м.	$M_e = 0,0001 n_e^2 + 0,4052 \times n_e + 32,877$	$M_e = -225,39\alpha^2 + 792,17\alpha - 339,49$
Часовой расход топлива G_T , кг/ч.	$G_T = -4 \cdot 10^{-6} n_e^2 + 0,0227 n_e - 11,749$	$G_T = -8,732\alpha^2 + 43,041\alpha - 35,143$
Коэффициент избытка воздуха α	$\alpha = 1 \cdot 10^{-7} n_e^2 + 0,0003 n_e + 0,9254$	–
Коэффициент дымности ОГ K_x	$K_x = 1 \cdot 10^{-8} \cdot n_e^3 - 2 \cdot 10^{-5} n_e^2 - 0,0322 n_e + 75,726$	$K_x = 54,833\alpha^2 - 214,1\alpha + 219,46$
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч	$g_e = 7 \cdot 10^{-8} \cdot n_e^3 - 0,0003 n_e^2 + 0,5187 n_e - 33,076$	$g_e = 184,96\alpha^3 - 961,18\alpha^2 + 1658,6\alpha - 717,45$

На основании полученных расчетных данных ВСХД ЯМЗ-238 ГМ2 возможно адекватно исследовать процесс изменения эффективной мощности и крутящего момента двигателя в каждый период такта экскавационного цикла. Как ранее было описано, технологический цикл экскавации грунта включает: такт 1 – зачерпывание грунта; такт 2 – подъем ковша с грунтом; такт 3 – поворот платформы с грунтом в ковше; такт 4 – выгрузка грунта; такт 5 – поворот платформы с порожним ковшом. Наиболее энергоемкие такты цикла экскавации – это зачерпывание грунта (выполняется при давлении в напорной магистрали $P = 15$ МПа) и поворот платформы (выполняется при давлении в напорной магистрали $P = 17,5$ МПа) [90, 92]. В такте 1 наиболее энергоемкие операции – это внедрение режущей части ковша в грунт и отрыв грунта, в такте 3 – разгон и торможение платформы. С целью повышения энергоэффективности дизеля в процессе экскавации грунта целесообразно перераспределять величину затраченной мощности двигателя в соответствии с энергоемкостью процессов и тактов (рисунок 6.28).

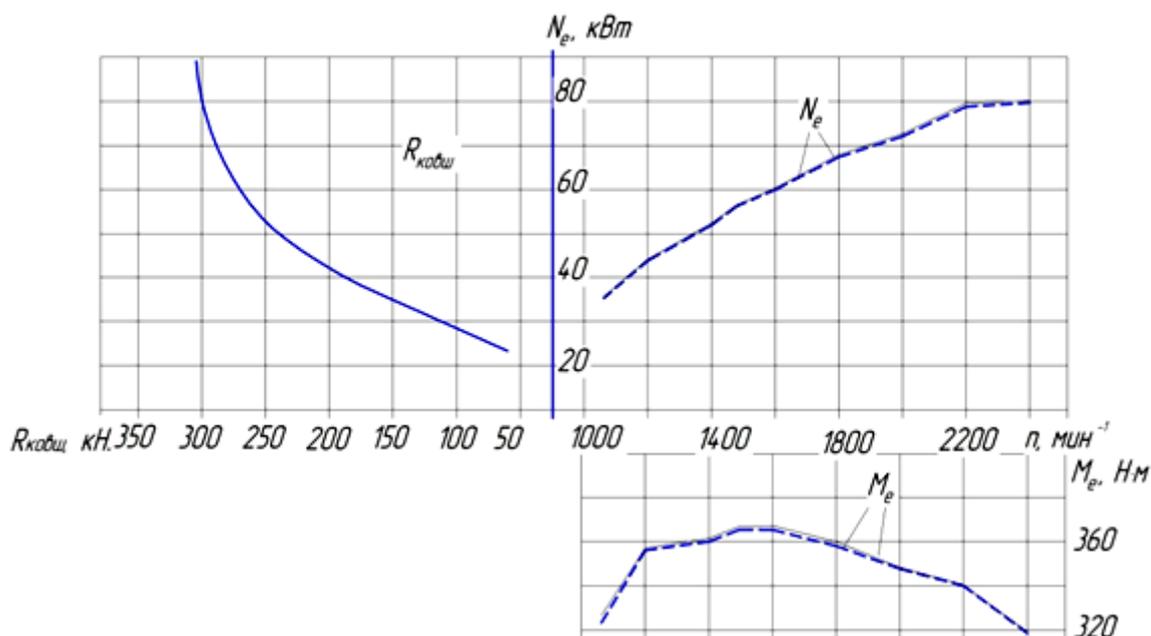


Рисунок 6.26 – Номограмма изменения мощности N_e и крутящего момента двигателя M_e от нарастающей силы сопротивления копанию грунта $R_{ковш}$

На рисунке 6.26 видно, что с увеличением силы сопротивления копанию грунта $R_{ковш}$ возрастает затрачиваемая мощность двигателя на выполнение соответствующей работы и растут значения частоты вращения коленчатого вала. Данный процесс обеспечивает необходимые мощностные характеристики гидропривода ($P_{гп}$, Q_n , $N_{гп}$ и т.д.) для выполнения энергоемкой операции «внедрение ковша в грунт и отрыв его». Процесс выемки грунта сопровождается понижением сопротивления грунта копанию и, как следствие, снижением затрачиваемой мощности и оборотов двигателя на выполнение работы гидроприводом. В настоящее время регулировочные параметры двигателя обеспечивают все процессы разработки грунта на одних постоянных режимах, что ведет к неэффективному использованию энергии двигателя при менее и более энергоемких тактах. Результаты расчетов ВСХД и соответствие их каждому такту разработки грунта представлены в таблице 6.9.

Таблица 6.9 – Распределение значений показателей ВСХД ЯМЗ-238 ГМ2 в соответствии с изменением силы сопротивления грунта резанию

Вид операции *	Затраченная мощность двигателя N_e , кВт	Крутящий момент двигателя M_e , Н·м	Частота вращения двигателя n , мин ⁻¹	Удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч	Сила сопротивления копанию грунта $R_{ковш}$, Н
Внедрение ковша в грунт	95-102	360-366	2200-2400	250-260	310-330
Отрыв грунта от массива	72-80	350-355	1900-2100	240-244	265-272
Подъем груженого ковша	58-60	348-350	1800-1900	222-230	-
* Вид операции взят для одного из наиболее энергоемких процессов (зачерпывание грунта) экскавации грунта.					

По представленным данным хорошо прослеживается процесс изменения энергоемкости операций при такте «зачерпывание грунта». При оптимизации регуляровочных параметров двигателя в соответствии с энергоемкостью операций и тактов разработки грунта возможно значительно повысить энергоэффективность процесса путем перераспределения вырабатываемой двигателем энергии и улучшить эколого-экономические показатели дизеля.

Кроме того, важной частью исследования мощностных характеристик двигателя при различной внешней нагрузке будет исследование термодинамических процессов сгорания топлива. Исследование термодинамических процессов поможет установить зависимости между качественным составом топлива и теплонапряженностью двигателя, а также охарактеризует влияние мощностных характеристик на теплонапряженность двигателя и экономические показатели дизеля. В целом количество подводимого тепла к двигателю и отвод его от силовой установки не только опишет выполняемую работу процессов, но и позволит определить количество энергии, затраченной дизелем, на выполнение технологических операций гидроприводом. Из этого следует, что теплонапряженность двигателя на разных технологических операциях экскавации может стать оценочным критерием энергоемкости процесса разработки грунта.

6.4 Экономические критерии оценки оптимальной мощности гидропривода и эффективной производительности в зависимости от минимальных удельных затрат и расчет экономической эффективности от внедрения энергосберегающего гидропривода

6.4.1 Определение оптимальной мощности гидропривода и эффективной производительности в зависимости от минимальных удельных затрат

Как показывают результаты эксперимента, параметры эффективной работы экскаватора динамичны во времени и зависят как от конструктивных особенностей машины, так и режимных параметров. Мощностные и силовые характеристики гидропривода и силовой установки обеспечивают эффективность и стабильность их работы. Для достижения номинальных значений мощности, используемой на выполнение полезной работы и преодоление сил сопротивлений, затрачивается энергия гидропривода и силовой установки, величина которой характеризует энергоемкость процесса и его экономическую составляющую. Для обоснования предельных значений затраченной энергии привода и двигателя не эффективно использовать только технический критерий вследствие мгновенного и относительно незначительного изменения целого комплекса показателей в зависимости от режимов нагружения и продолжительности цикла рабочего процесса. Поскольку эффективность работы гидропривода экскаватора зависит от множества факторов и предопределяет долговечность элементов привода, то предельно-допустимую минимальную величину эффективности можно определить, применяя экономический критерий.

Путем обоснования минимальных значений суммарных удельных затрат установить границу эффективности работы привода по экономическому критерию предлагается по формуле

$$\sum Z_{уд} = \frac{C_{до и к}^{эн} + Z_{Д,ТО и Р}^{эн} + Z_{ВС} + Z_{Т-О} + Z_{\eta}}{N_{гп} \cdot \lambda_{N_{гп}}}, \quad (6.1)$$

где $C_{\text{до и к}}^{\text{эн}}$ – стоимость дополнительного оборудования и комплектующих, обеспечивающих процесс энергосбережения и рекуперации энергии, руб.; $Z_{\text{Д.ТО и Р}}^{\text{эн}}$ – затраты на диагностику, техническое обслуживание и ремонт энергосберегающего оборудования, руб.; $Z_{\text{вс}}$ – затраты на дополнительные и вспомогательные материалы, руб.; $Z_{\text{т-о}}$ – затраты на топливо, руб.; Z_{η} – компенсация затрат на изменение КПД привода, руб.; $N_{\text{гп}}$ – мощность гидропривода, кВт; $\lambda_{N_{\text{гп}}}$ – коэффициент использования номинальной мощности.

$$Z_{\eta} = G_{\text{Т}} \cdot C_{\text{Т}} \cdot t \cdot \lambda_{\text{н}} \cdot K_{\eta}, \quad (6.2)$$

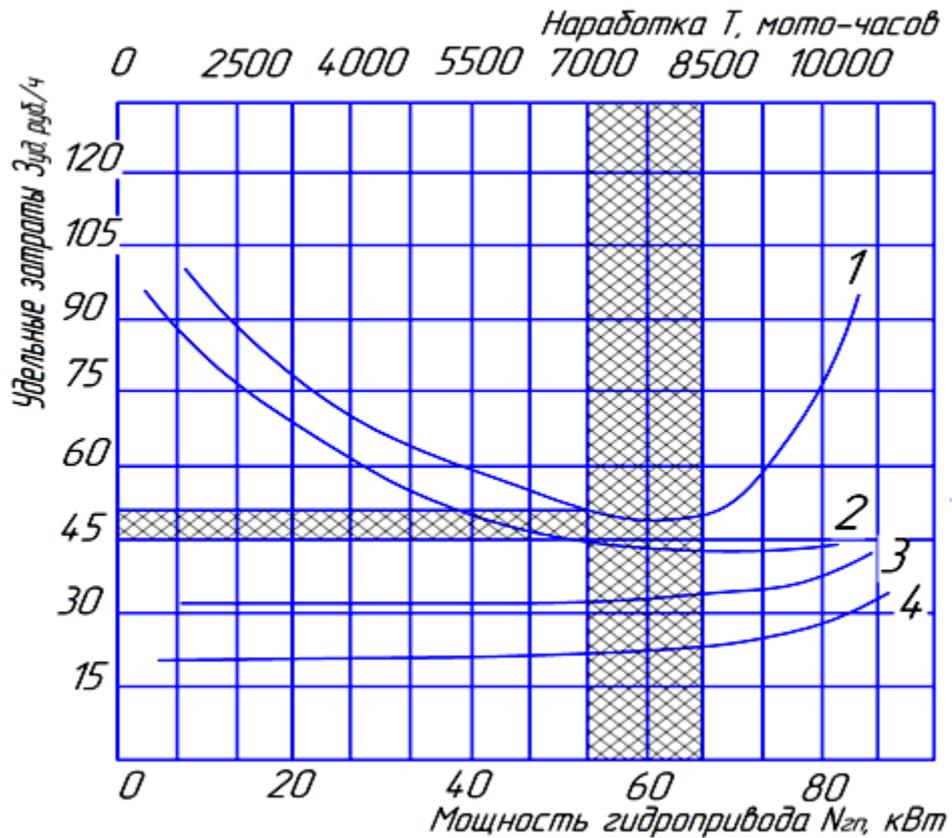
где $G_{\text{Т}}$ – часовой расход дизельного топлива, л/ч; $C_{\text{Т}}$ – стоимость топлива, руб./л; t – время работы энергосберегающего оборудования, час; $\lambda_{\text{н}}$ – коэффициент нагружения гидропривода; K_{η} – коэффициент компенсации затрат при уменьшении КПД гидропривода от увеличения сил сопротивления.

$$K_{\eta} = \frac{\eta_{\text{н}} - \eta_{\text{д}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (6.3)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – номинальное КПД гидропривода; $\eta_{\text{д}}$ – действительное КПД гидропривода.

Решение уравнения (6.1) дает возможность определить оптимальную мощность гидропривода, затраченную на выполнение полезной работы при минимальных суммарных удельных затратах.

Эта величина мощности будет оптимальной с экономической точки зрения, а соответствующая ей производительность и работа – эффективной. На рисунке 6.29 представлено номограмма изменения удельных затрат от развиваемой мощности $N_{\text{гп}}$ гидропривода.



1 — суммарные удельные затраты; 2 — удельные затраты на приобретение дополнительного оборудования и комплектующих; 3 — удельные затраты на расход топлива; 4 — удельные затраты на компенсацию уменьшения объемного КПД гидропривода

Рисунок 6.27 — Изменения удельных затрат $Z_{уд}$ от мощности $N_{гп}$

Из анализа графика (см. рисунок 6.27) следует, что минимальное значение суммарных удельных затрат, характеризующее кривую 1, определено в точке $T = 7500$ мото-часов наработки. Наиболее оптимальный период ремонта является промежуток наработки от 7700 до 8500 мото-часов. Таким образом, предельно допустимые значения эффективной мощности гидропривода зависят от себестоимости и технико-экономических показателей работы элементов гидропривода рекуперативного действия. Одним из критериев эффективности работы экскаватора может быть экономический критерий. Статистическая обработка экспериментальных данных позволила получить уравнения регрессии для расчета технологических показателей СДМ при разной потребляемой

мощности гидропривода и силовой установки за короткий интервал времени (таблица 6.10).

Таблица 6.10 – Уравнения регрессии технико-экономических показателей гидропривода в зависимости от потребляемой мощности гидропривода и силовой установки за короткий интервал времени

Показатель	Уравнение регрессии
Суммарные удельные затраты $\Sigma Z_{уд}$, руб.	$\Sigma Z_{уд} = 1,036 \cdot N_{гп} + 14,35 \cdot \eta + 0,0096 \cdot T - 0,5 \cdot g_e$
Удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч	$g_e = 9,42 + 0,04 \cdot N_{гп} + 0,64 \cdot \eta + 0,07 \cdot T - 6,969 \cdot \Sigma Z_{уд}$
КПД гидропривода η	$\eta = 4,64 + 0,07 \cdot N_{гп} + 0,64 \cdot g_e - 0,01 \cdot T - 1,24 \cdot \Sigma Z_{уд}$
Мощность гидропривода затраченная на выполнение полезной работы $N_{гп}$	$N_{гп} = 155,9 + 0,032 \cdot T + 0,158 \cdot g_e - 121,8 \cdot \eta + 0,88 \cdot \Sigma Z_{уд}$
Величина эффективной производительности $P_э$, м ³ /ч	$P_э = 34,2 + 0,1 \cdot T - 3,25 \cdot g_e + 11,65 \cdot \eta - 0,83 \cdot \Sigma Z_{уд}$

Полученные зависимости позволяют рассчитать технико-экономические показатели гидропривода СДМ в зависимости от мощности гидропривода, затраченной на выполнение полезной работы. Эксперименты по установлению полезной мощности гидропривода и двигателя подтвердили теоретические предпосылки о ее влиянии на эффективность работы гидропривода СДМ. Критерием оценки эффективности работы гидропривода служит величина его КПД и энергия, затраченная на выполнение полезной работы. Построенная номограмма (рисунок 6.28), позволяет определить величину мощности, которая обеспечивает эффективную производительность, соответствующая энергоемкости такта в зависимости от суммарных удельных затрат.

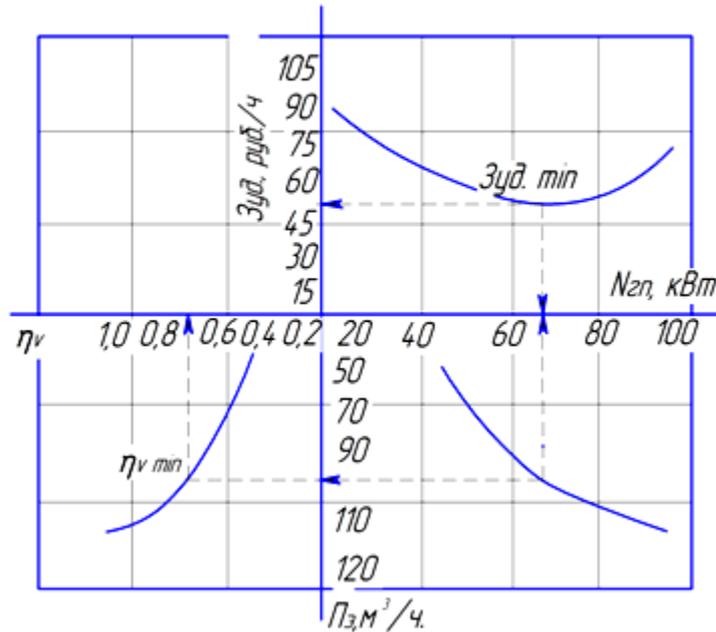


Рисунок 6.28 – Номограмма оптимальной мощности гидропривода и эффективной производительности в зависимости от минимальных удельных затрат

Величина оптимальной мощности гидропривода $N_{опт}$ составляет 63 кВт для исследуемого гидропривода, а оптимальная эксплуатационная производительность $P_z = 108$ м³/ч при минимальных удельных затратах $Z_{уд} = 50,5$ руб./ч.

6.5 Расчет технико-экономического эффекта от внедрения энергосберегающих элементов гидропривода рекуперативного действия

Экономическая эффективность от внедрения разработанных конструкций, систем управления энергосберегающим приводом и оптимизации технологических режимов разработки грунта определялась по влиянию их на эффективную производительность, мощность, затраченную на выполнение полезной работы по снижению энергетических затрат при разработке грунта [113]. В мировой практике широкое распространение получили два вида экономической эффективности от реализации новых технологий и инновационных конструкций: бюджетная, характеризующая национальные интересы государства и коммерческая – непосредственно у конечного

потребителя. Эффективность определяется комплексным показателем совокупных затрат существующей конструкции или технологии в сравнении с разработкой и внедрением более новых. Последовательность произведенного расчета представлена ниже.

Сопоставление приведенных затрат по модернизированной и базовой технике на единицу объема продукции, вырабатываемой в течение контрольного периода, определяет экономический эффект. Основная структурно-технологическая последовательность расчета заключается в определении годовой эксплуатационной производительности; инвестиционных вложений; годовых текущих затрат, связанных с эксплуатацией техники.

Применение модернизированной техники всегда должно сопровождаться состоятельностью ожидаемого экономического эффекта, который формируется повышением стоимостной оценки результатов над стоимостной оценкой затрат.

В состав инвестиционных вложений (ИВ) включаются затраты, которые потребуются для изготовления или модернизации конструкции ковша пониженного сопротивления, гидроцилиндра эффективного действия и энергосберегающего привода рекуперативного действия:

$$ИВ = C_{об} + C_{изг} + C_{дм} + C_{трансп}, \quad (6.4)$$

где $C_{об}$ – стоимость приобретаемого оборудования, сортамента, инвентаря, приборов и т.д., руб.; $C_{изг}$ – стоимость изготовления комплектующих для модернизации привода, руб.; $C_{дм}$ – затраты на демонтаж–монтаж оборудования, принимаются равными 10–15 % от стоимости оборудования; $C_{трансп}$ – затраты на транспортировку оборудования, принимаются в размере 5 % от стоимости перевозимого оборудования.

Для определения стоимости конструктивно-технологических мероприятий можно использовать укрепленный показатель или можно использовать данные предприятия.

$$ИВ = 20375,55 + 1268,2 + 12195,12 + 9756 + 2164,37 + 1082,2 = 46841,44 \text{ руб.}$$

Таблица 6.11 – Стоимость приобретаемого оборудования, сортамента, инвентаря, приборов

Элемент конструкции	Материал	ГОСТ материала	Масса, кг	Стоимость, руб.
Сортамент				
Стержень винтовой	Ст3 круглая ϕ 54 l 1250	ГОСТ 2590-71	11,1	350
Втулка направляющая	Ст3 круглая ϕ 124 l 200	ГОСТ 2590-71	3,2	100,75
Поршень гидроцилиндра	Бронза	ГОСТ 2590-71	1	4878
Накладка на режущую кромку ковша	Ст. 20Х листовая S34, h 100, B 34		42	1229,2
Ролики задней стенки ковша	Ст3 круглая ϕ 54 l 1260		7X0,4	352
Обойма для роликов	Ст3 листовая S2, h 481, B 1168	ГОСТ 5681-57	8,7	215
Приобретенное оборудование				
Электрическая пара – статор с ротором			8	3414,6
Двигатель постоянного тока		ДИ-180-7,5		5585
Блок управления двигателем постоянного тока		BMD		4251
Электрогидрораспределитель		ВЕХ 16,574А		10724
Клапаны предохранительные и обратные		МКПЭ 20 - 01		6121
Переходные штуцера гидравлические S19xS19 (M16x1,5)		(ГОСТ 16049-70, 16050-70)		513
Штуцера тройники S19 с гайкой (M16x1,5)		ГОСТ 16058-70, 16059-70		166
			Итого	37899,55

Система контроля и управления энергосберегающим приводом предусматривает наличие датчиков, светосигнальной арматуры и предохранительных элементов, которые приобретались дополнительно: выключатели САУ поворотной платформой экскаватора ЕАО 704.032.218 и ЕАО

704.032.518; реверсивный дифманометр ЗОНД-10-ДД; инкрементальный оптический энкодер BEI Sensor GHM3; арматура светосигнальная светодиодная 8LP2T ILB4. Общая сумма затрат на приобретение указанных электроэлементов составляет $Z_{эл} = 1268,2$ руб.

С целью модернизации элементов гидропривода многие комплектующие и детали заготавливались в условиях ТОО «МЕХКОЛОННА-60». Стоимость изготовления $C_{изг}$ включала заработную плату рабочих согласно тарификационной сетки предприятия. При изготовлении деталей проводились слесарные, сварочные, фрезерные, токарные, электротехнические, наладочные и контрольно-испытательные работы. Общая сумма затрат на изготовление составила $C_{изг} = 12195,12$ руб.

Производимый монтаж –демонтаж оборудования гидропривода неизбежно влечет замену 188 л рабочей жидкости ВМГЗ (60), поэтому были учтены затраты на приобретение 200 л ВМГЗ (60) стоимостью 9756 руб.

Экономический эффект за срок службы техники с модернизированным гидроприводом эффективного действия в расчете на одну машину составил $\mathcal{E}_{м.гп} = 898219$ руб. Значения $\mathcal{E}_{м.гп}$ определяли, как разность приведенных затрат по сравниваемым вариантам (6.5).

$$\mathcal{E}_{м.гп} = (Z'_{уд} - Z''_{уд}) \cdot P_{г}'' \cdot A'', \quad (6.5)$$

где $Z'_{уд}$ и $Z''_{уд}$ – удельные затраты по базовому и предлагаемому вариантам, руб./ед.пр; $P_{г}''$ – эксплуатационная производительность модернизированной техники за годовой период, м³/ч; $A'' = 1$ шт. – количество техники, модернизированной в отчетный период (год, квартал и т.д.).

Эксплуатационную производительность за годовой период определим [82]:

$$P_{г}^3 = P_{э} \cdot k_{пр} \cdot T_{г}, \quad (6.6)$$

где $P_{\text{Э}}$ – среднечасовая эксплуатационная производительность машины, м³/ч; $k_{\text{пр}}$ – коэффициент, внутрисменных простоев (по организационным причинам); $T_{\text{Г}}$ – время эксплуатации исследуемой техники в году, ч.

Среднечасовую эксплуатационную производительность вычислим:

$$P_{\text{Э}} = P_{\text{Т}} \cdot k_{\text{в}},$$

где $P_{\text{Т}}$ – техническая часовая производительность, принятая на основе актов испытаний, м³/ч; $k_{\text{в}}$ – коэффициент преобразования технической производительности в эксплуатационную, $k_{\text{в}} = 0,55$.

Данные для расчета эксплуатационной производительности экскаватора, приведены в приложении Г. Часовая техническая производительность $P'_{\text{Т}} = 174,5$ м³/ч и $P''_{\text{Т}} = 192,7$ м³/ч. Часовая эксплуатационная производительность определена экспериментально (приложение Г) $P'_{\text{Э}} = 96$ м³/ч и $P''_{\text{Э}} = 107$ м³/ч. Продолжительность межремонтного цикла определяем с учетом корректирующих коэффициентов, полученных при исследовании долговечности механизмов привода экскаватора при действии напряжений изгиба:

$$T_{\text{Ц}} = \frac{T'_{\text{рес}} \cdot K_{\text{HL}}^2 \cdot \lambda_{\text{H}}}{K_{\text{рес}}}, \quad (6.7)$$

где $T_{\text{рес}}$ – средний ресурс до капремонта, мотточасы; K_{HL}^2 – коэффициент долговечности; λ_{H} – коэффициент нагружения гидропривода; $K_{\text{рес}}$ – коэффициент пересчета мотточасов в часы нарядного времени, $K_{\text{рес}} = 0,45$.

Таким образом, продолжительность межремонтного цикла модернизированной машины возможно увеличить с $T'_{\text{Ц}} = 16000$ ч до $T''_{\text{Ц}} = 17820$ ч. Далее, по известным формулам определить количество ремонтов и технического обслуживания $a_{\text{тех.рем.}}, a_{\text{ТО}i}$ за время $T_{\text{рес}}$, а также простои при всех видах обслуживания и ремонта D_i , приходящегося на 1 час работы, после чего можно установить количество часов работы техники в году $T_{\text{Г}} = 860,1$ ч. Один из

техничко-экономических показателей эффективности проведенной модернизации техники – коэффициент технической готовности машины $\alpha'_T = 0,63$ и $\alpha''_T = 0,74$. Тогда годовая эксплуатационная производительность $\Pi^{\text{э}}_{\Gamma} = 66055,68 \text{ м}^3/\text{год}$ и $\Pi^{\text{э}''}_{\Gamma} = 73624,56 \text{ м}^3/\text{год}$.

Приведенные удельные затраты $Z_{\text{уд}}$ определим по формуле [110]

$$Z_{\text{уд}} = \frac{C + E_{\text{н}} \cdot ИВ}{\Pi_{\Gamma}}, \quad (6.8)$$

где C – текущие затраты (себестоимость продукции), сформированные при выполнении технологического процесса за годовой период, руб./год; $E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент целесообразности инвестиционных вложений, $E_{\text{н}} = 0,1$; $ИВ$ – инвестиционные вложения, связанные с модернизацией техники, руб.; Π_{Γ} – эксплуатационная производительность за год, $\text{м}^3/\text{год}$.

Затраты на дополнительные материалы складываются из стоимости отдельной марки материалов данного вида [120]:

$$C_{\text{м}} = T_{\text{м}} \cdot Y_{\text{м}}, \quad (6.9)$$

где $T_{\text{м}}$ – масса материалов, требуемых для установки узла модернизации; $Y_{\text{м}}$ – стоимость 1 кг материала руб.

При монтаже нового узла и проводимых регулировочных работах учитываем заработную плату рабочего [120]:

$$ЗП_{\text{уст}}^{\text{сп}} = (ЗП_{\text{о}} + ЗП_{\text{пр}}) (1 + K_{\text{сев}} + K_{\text{район}}) (1 + K_{\text{сн}}), \quad (6.10)$$

где $ЗП_{\text{о}}$ – прямая заработная плата, руб.; $ЗП_{\text{пр}}$ – премия от фонда заработной платы, руб.; $K_{\text{сев}}$ – северный коэффициент ($K_{\text{сев}} = 0,5$); $K_{\text{район}}$ – районный коэффициент ($K_{\text{район}} = 0,4$); $K_{\text{сн}}$ – коэффициент отчисления на социальные нужды, ($K_{\text{сн}} = 0,39$).

Для монтажа и установки модернизированных элементов гидропривода был привлечен слесарь 4-го разряда, который выполнил полный объем технического задания за 20 часов. Данное время согласуется с нормативами ЕНиР.

Коэффициент на социальные нужды

$$K_{\text{сн}} = K_{\text{п}} + K_{\text{сс}} + K_{\text{мс}} + K_{\text{з}}, \quad (6.11)$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент отчислений в пенсионный фонд, $K_{\text{п}}=0,28$; $K_{\text{сс}}$ – коэффициент отчислений на соц. страхование, $K_{\text{сс}}=0,054$; $K_{\text{мс}}$ – коэффициент отчислений на мед. страхование, $K_{\text{мс}}=0,036$; $K_{\text{з}}$ – коэффициент отчислений в фонд занятости, $K_{\text{з}}=0,02$.

Определяем текущие затраты по базовой и модернизированной технике:

$$C = ЗП_{\text{оп}} + C_{\text{кр}} + C_{\text{экс}}, \quad (6.12)$$

где $ЗП_{\text{оп}}$ – годовая заработная плата оператора-машиниста, руб.; $C_{\text{кр}}$ – расходы на капитальный ремонт, руб.; $C_{\text{экс}}$ – затраты на эксплуатацию, руб.

Эксплуатационные затраты включают в себя расходы на материалы, топливо, масло для гидравлической системы, затраты на смазочные материалы.

Заработную плату оператора определяли по формуле

$$ЗП_{\text{оп}} = ЗП_{\text{р}} + ЗП_{\text{доп}}, \quad (6.13)$$

где $ЗП_{\text{р}}$ – фонд заработной платы оператора, руб.; $ЗП_{\text{доп}}$ – дополнительная надбавка к заработной плате, руб.

Затраты, отнесенные к статье «Капитальный ремонт»,

$$C_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{нп}} \cdot A_{\text{кр}} \cdot Y}{100\%}, \quad (6.14)$$

где $K_{\text{нп}}$ – коэффициент от суммы остальных статей затрат ($K_{\text{нп}} = 1,1$); $A_{\text{кр}}$ – отчисления на амортизацию при капитальном ремонте машины ($A_{\text{кр}} = 14,7\%$); $У$ – балансовая стоимость базовой и модернизированной машины, руб.

После модернизации машины затраты на сырье и материалы снизятся на 13 % от базовой модели, за счет энергоэффективности гидропривода. Затраты на масло для гидросистемы

$$C_{\text{мо}} = V_{\text{г}} \rho_{\text{м}} \cdot У_{\text{мг}} \frac{T_{\text{г}}}{t_{\text{мг}}}, \quad (6.15)$$

где $V_{\text{г}}$ – вместимость гидросистемы, дм^3 ; $\rho_{\text{м}} = 0,885 \text{ кг/дм}^3$ – плотность масла; $У_{\text{мг}}$ – цена масла, руб./кг; $t_{\text{мг}}$ – периодичность замены рабочей жидкости, ч.

Расходы на горючесмазочные материалы $C_{\text{см}} = E \cdot C_{\text{т}}$,

где $E = 0,19$ – коэффициент, корректирующий соотношение перехода затрат на топливо, к затратам на смазочные материалы за годовой период.

Затраты на эксплуатацию составят $C'_{\text{экс}} = 376119$ руб. и $C''_{\text{экс}} = 327224$ руб.

Тогда приведенные затраты составят $Z'_{\text{уд}} = 60,7$ руб./ м^3 и $Z''_{\text{уд}} = 48,5$ руб./ м^3 соответственно. Годовой экономический эффект, рассчитанный по формуле (6.16), составит $\mathcal{E}_{\text{э.гп}} = 898219,63$ руб.

$$\mathcal{E}_{\text{э.гп.}} = (Z_{\text{г}} - Z_{\text{у}}) \cdot \Pi_{\text{г}} \cdot A \quad (6.16)$$

Расчет срока окупаемости инвестиционных вложений $T_{\text{ок}}$, год, определяли как отношение инвестиционных вложений $ИВ$ к годовому экономическому эффекту от эксплуатации экскаватора с энергоэффективным гидроприводом. Срок окупаемости инвестиционных вложений составил $T_{\text{ок}} = 0,52$ года.

Экономический эффект от разработанных мероприятий и модернизированной конструкции обусловлен высокими эксплуатационными показателями и техническими характеристиками модернизированного ковша и гидропривода рекуперативного действия.

6.6 Расчет экономического эффекта от повышения ресурса гидропривода экскаватора

При работе гидропривода с системой рекуперации энергии экономический эффект от повышения ресурса может быть определен из условия увеличения межремонтного цикла в 1,5 раза. Такое увеличение ресурса принято на основе эксплуатации подобных систем в СНГ и за рубежом.

Нормативные данные были взяты из материалов НИИАТ и НИИГ [161] (с. 156–163). Экономический эффект от увеличения межремонтного цикла определим по формуле (6.17) [161]

$$\mathcal{E}_{p,дв} = C_{гп}(\rho_1 + E_n/\rho_2 + E_n) - 1), \quad (6.17)$$

где $C_{гп}$ – цена новых гидроэлементов гидропривода экскаватора, руб. (по рыночным ценам на 2015 г.); ρ_1 и ρ_2 – коэффициенты реновации.

Коэффициенты реновации зависят от срока службы гидропривода до первого капитального ремонта:

$$\rho_{1..2} = 1/T_{с1..2}, \quad (6.18)$$

где $T_{с1}$ и $T_{с2}$ – соответственно сроки службы стандартного гидропривода и привода, работающего с рекуперативной системой, лет.

$$T_{с1} = A_k/A_2, \quad (6.19)$$

$$T_{с2} = (A_k/A_2) 1,5, \quad (6.20)$$

где A_k – наработка гидропривода до капитального ремонта, мотточас; A_2 – годовая наработка гидропривода, мотточас.

Степень повышения производительности труда при внедрении энергоэффективного привода рекуперативного действия

$$П_T = \left(\frac{\tau_{станд}}{\tau_{разраб}} - 1 \right) \cdot 100 \%, \quad (6.21)$$

где P_r – степень повышения производительности.

$$P_r = \left(\frac{0,34}{0,29} - 1 \right) \cdot 100 \% = 16 \%$$

Разработанные мероприятия направлены на повышение энергоэффективности работы гидропривода экскаватора и механизма поворота платформы в режимах разгона и торможения. Энергоэффективность машины обеспечивает снижение сил сопротивлений, вызывающих в скором времени интенсивный износ, и необходимость в капитальном ремонте.

В результате проведенного экономического расчета определены цены модернизированных элементов гидропривода экскаватора, обеспечивающие высокую энергоэффективность. Стоимость модернизированной конструкции ковша с пониженным сопротивлением копания составляет 9113,27 руб., с учетом снижения стоимости за счет амортизационных отчислений. Стоимость разработанного электрогидроцилиндра составляет 8743,35 руб., модернизация энергосберегающего гидропривода поворотной платформы потребует затрат в 20042,88 руб. Годовой экономический эффект от повышения энергоэффективности привода экскаватора составит $\mathcal{E}_{э.гп} = 898219,63$ руб. на одну машину, повышение производительности произойдет на 7568,88 м³/год. Работа энергоэффективного гидропривода снижает энергоемкость процесса экскавации на 23 %, что обеспечивает снижение нагрузки на работу двигателя и как следствие приводит к экономии топлива на 12,8 %.

После проведения маркетинговых исследований и изучения сегментов рынка для внедрения разработок установлены предприятия, в которых реализованы усовершенствованная конструкция ковша, электрогидроцилиндр эффективного действия, энергосберегающий привод поворота платформы и рекомендации к технологическому процессу управления приводом рекуперативного действия. При исследовании производств учтены основные факторы: деятельность предприятия; технологические и технические мощности предприятия, а также его перспектива; возможность переоснащения гидропривода рабочего оборудования экскаватора под системы рекуперации энергии; наличие фактических и

перспективных договорных компаний; квалификация инженерно-технических кадров, операторов-экскаваторщиков и рабочих. Наиболее приемлемые предприятия – ТОО «МЕХКОЛОННА-60» и ТОО «Универсал».

Разработка программ и внедрение датчиков, обеспечивающих движение ковша по рациональной траектории при резании грунта, производилась совместно с ТОО «РЕМПЛАЗМА», модернизация энергоэффективного электрогидроцилиндра осуществлялась совместно с ТОО «Завод многопрофильного оборудования» (ЗМО) и АО «Петропавловский завод тяжелого машиностроения» (ПЗТМ), электрическая часть энергосберегающего привода поворота платформы разрабатывалась совместно с АО «Завод им. Кирова».

В соответствии с программой НИР хозяйству предоставлен комплект технической документации по проектированию и изготовлению электрогидроцилиндров эффективного действия, конструкторские разработки, технико-экономическое обоснование разработанной конструкции энергосберегающего привода поворотной платформы экскаватора и оптимальных режимов управления электрорекуператором. Результаты технологических разработок и рекомендаций для изготовления модернизированных деталей электрогидроцилиндров внедрены в производственный процесс ТОО «Завода многопрофильного оборудования», г. Петропавловск. Результаты практического внедрения разработанных мероприятий представлены в (приложениях Д, Е, Ж, З, И, К, Л, М, Н, О, П, Р, С, Т).

Выводы по главе

1. Разработана методика проведения комплексных испытаний экскаватора с установленными ковшом пониженного сопротивления и механизмами рекуперативного действия.

2. Разработанный в среде *LabVIEW* алгоритм исследования силовых и мощностных показателей гидропривода обеспечил проведение комплексных

испытаний экскаватора с отображением показателей энергоэффективности работы при копании. Логическая и математическая структуры алгоритма позволила скорректировать зависимости между характеристиками гидропривода P_H , Q_H , N_H , технологическими характеристиками элементов гибридного гидропривода рекуперативного действия (гидромотор – n , M_T , J_i , ϕ_T , ω , ε , φ ; гидроцилиндр – P , ΔP , $S_{ш}$, $\sigma_{ц}$), тягово-скоростными характеристиками силовой установки n_e , M_{ev} , N_{ev} , G_t , g_e и энергоемкостью процесса экскавации грунта (A , E , t_i , q_k).

3. Экспериментально обоснован оптимальный диапазон углов наклона ковша $\alpha_2 = 44^\circ \dots 48^\circ$ и рукояти $\alpha_3 = 38^\circ \dots 50^\circ$, при которых возникает эффективная полезная сила копания грунта, обеспечивающая максимальное заполнение ковша. Испытаниями установлено, что разработанный электрогидроцилиндр более эффективен, чем стандартный гидроцилиндр. Так, например, сила, развиваемая электрогидроцилиндром, составляет 373 кН, что на 44 кН выше стандартных гидроцилиндров. Использование электрогидроцилиндров позволит уменьшить время исполнительного хода на 0,9 – 0,7 с, снизить нагрузки на гидропривод до 13 % и повысить его энергоэффективность на 22 %.

4. Экспериментально подтверждено, что на внедрение в грунт разработанной режущей кромки ковша время заглубления составляет $t_3 = 1,2$ с при работе с совмещением операций. Сила, при которой происходит разрушение уплотненного ядра грунта, составляет $F' \approx 210\text{--}220$ кН, что на 27 % меньше, чем при работе стандартной конструкции. Работа, выполняемая рабочим оборудованием по заглублению кромки ковша, при функционировании гидравлической части электрогидроцилиндра, составляет $A_3' = 62$ кДж, что на 31 кДж меньше, чем при стандартном гидроцилиндре, и указывает на значительное снижение силовой нагрузки на гидропривод.

5. Экспериментально доказано, что наиболее энергоемкие операции поворотной платформы – это разгон ($M_p = 121$ кН·м) и торможение ($M_T = 195$ кН·м). Наибольшее ускорение наблюдается в момент разгона платформы с

рабочим оборудованием в забой $\varepsilon_{\text{раз}}^{\text{пов}} = 0,63 \text{ рад/с}^2$, угловая скорость равна $\omega_{\text{пов}} = 0,58 \text{ рад/с}$. При торможении поворотной платформы $\varepsilon_{\text{тор}}^{\text{пов}} = 0,72 \text{ рад/с}^2$. Применение энергосберегающего гибридного привода поворота платформы рекуперативного действия позволяет снизить ускорение при разгоне до $\varepsilon_{\text{раз}}^{\text{рекуп}} = 0,37 \text{ рад/с}^2$, при торможении $\varepsilon_{\text{тор}}^{\text{рекуп}} = 0,42 \text{ рад/с}^2$, компенсировать время запаздывания начала поворота $t_{\text{зап}}^{\text{раз}} = 0,964 \text{ с}$, при повороте в забой $t_{\text{зап}}^{\text{заб}} = 0,625 \text{ с}$. Возможности энергосберегающего гибридного привода поворотной платформы позволяют значительно увеличить время установившегося движения, снизить мощность двигателя, затраченную на обеспечение номинальной подачи насосом рабочей жидкости для выполнения рабочих операций с $N_{\text{ев}} = 102 \text{ кВт}$ до $N_{\text{ев}} = 73 \text{ кВт}$, что повышает энергоэффективность примерно на 14 %. Эффективное снижение мощностных затрат двигателя позволяет снизить удельный расход топлива с $g_e = 229 \text{ г/кВт}$ до $g_e = 199 \text{ г/кВт}$. В результате экономия топлива составит 12,8 %.

6. Определены значения мощности гидропривода $N_{\text{гп}}$, обеспечивающие повышение эксплуатационной производительности Π_3 на 15%, что составляет $110 \text{ м}^3/\text{ч}$ при минимальных удельных затратах $Z_{\text{уд}} = 48,5 - 50 \text{ руб.}$ в течение межремонтного цикла $T = 7500 \text{ мотоураов}$. Экономический критерий формирует новые знания в оценке энергоэффективной работы систем экскаватора с учетом энергии, затраченной на преодоление сил сопротивлений и перемещения собственных масс.

7. Разработана математическая модель технологического процесса, влияющего на изменение технико-экономических показателей гидропривода и силовой установки экскаватора при работе энергосберегающего привода рекуперативного действия.

8. Экспериментально подтверждена адекватность теоретических исследований и практических рекомендаций. Применимость новых знаний и практическая их реализация вносит существенный вклад в развитие методологии применения систем рекуперации и преобразования энергии. Качественное и

количественное совпадение авторских результатов экспериментальных исследований с независимыми источниками по данной тематике свидетельствуют об актуальности решенных задач и широком спектре вариации эффективных методов их решения.

9. Годовой экономический эффект от повышения энергоэффективности привода экскаватора составит $\mathcal{E}_{\text{э.гп}} = 898219,63$ руб. на одну машину, повышение производительности произойдет на $7568,88 \text{ м}^3/\text{год}$. Работа энергоэффективного гидропривода снижает энергоемкость процесса экскавации на 23 %, что обеспечивает снижение нагрузки на работу двигателя и, как следствие, приводит к экономии топлива на 12,8 %. Увеличение послеремонтного ресурса гидропривода обеспечило экономический эффект в 10375,26 руб. на одну СДМ, экономический эффект за счет повышения эффективности работы гидропривода составил 16 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации рассмотрена энергоэффективность рабочего цикла и всех его технологических операций экскавации грунта одноковшовым экскаватором с энергосберегающим гибридным приводом.

Выявлена степень влияния динамических нагрузок на энергоэффективность гибридного гидропривода и рабочего оборудования, кинематических параметров оборудования на энергоемкость процесса разработки грунта, проектной асимметрии и длины контактных поверхностей на концентрацию и локализацию напряжений. На основе теории изменения кинетической энергии разработана модель движения механизмов рабочего оборудования при различных режимах. Изложены научно обоснованные теоретические положения для решения проблемы повышения эффективности одноковшовых экскаваторов, имеющей важное значение для отрасли дорожно-строительного машиностроения, заключающиеся в развитии теории энергоэффективности машин путем перераспределения мощности по элементам гидропривода и рабочего оборудования в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций, а также в определении оптимальных параметров, характеризующих энергоэффективность процесса разработки грунта. Повышение эффективности одноковшовых экскаваторов достигается путем использования систем рекуперации и преобразования энергии, позволяющих значительно снизить динамические нагрузки на рабочее оборудование и силовую установку одноковшового экскаватора, что обеспечит совершенствование существующих систем управления одноковшовым экскаватором, позволит минимизировать временные и энергетические затраты на выполнение рабочего процесса экскавации и повысит его производительность, конкурентоспособность и импортозамещение. Комплекс результатов теоретических и экспериментальных исследований открывает новые направления для дальнейшего исследования энергоэффективности приводов дорожных и строительных машин.

Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Разработана научная концепция, позволившая обосновать необходимость исследования эффективности выполнения технологических операций с учетом структурных и функциональных связей между основными системами (силовой установкой, гидроприводом и рабочим оборудованием) одноковшового экскаватора. Использование 50 – 60 % полезной мощности гидропривода в технологическом процессе свидетельствует о значительном резерве повышения потенциала экскаватора. Основные концептуальные принципы повышения эффективности одноковшового экскаватора направлены на развитие теории преобразования, накопления энергии и перераспределение мощности по элементам одноковшового экскаватора.

2. Обоснованы закономерности процесса копания грунта экскаватором как сложной динамической системы, которые позволили разработать уравнения движения рабочего оборудования в энергетической форме. Математически установлено и обосновано, что в динамической модели рабочего оборудования экскаватора наиболее сложными для интерпретации являются переходные неустановившиеся процессы.

Разработана математическая модель технологического процесса одноковшового экскаватора при взаимодействии с грунтом, учитывающая динамику протекания процесса при различном позиционировании рабочего оборудования и поворотной платформы. Установлено, что несоблюдение силового баланса приводит к перегрузке гидроэлементов в наиболее энергоемких положениях рабочего оборудования и неэффективному использованию мощностного запаса гидропривода в менее загруженных положениях. Установлено, что удельная энергоемкость процесса копания $\mathcal{E}_{уд}$ зависит от выбранной траектории движения и позиционирования элементов рабочего оборудования и изменяется в широких диапазонах от $\mathcal{E}_{уд} = 986$ до 4650 кВт/м³. В наиболее энергонапряженном положении максимальная сила реакции в

гидроцилиндре рукояти $P_{ЦР\max}$ составляет 396 кН, в гидроцилиндре ковша $P_{Цк\max}$ – 341 кН.

3. Разработаны научно-обоснованные методики исследования энергоэффективных параметров основных систем одноковшового экскаватора. Установлено, что для экскаваторов III и IV размерных групп при внедрении ковша в грунт IV категории ($\rho = 1,5 \dots 1,8 \text{ т/м}^3$) максимальное значение энергоэффективной мощности гидропривода составит $N_{гп} = 30 - 35 \text{ кВт}$, что соответствует мощности двигателя $N_e = 102 - 105 \text{ кВт}$ при выходе штока гидроцилиндра ковша $S_{п.гц.к} = 900 - 1230 \text{ мм}$.

Разработана методика исследования динамических нагрузок поворота платформы, позволившая установить зависимости между моментом сил инерции, угловой скоростью ω и угловым ускорением ε , обосновывающая эффективность поворота платформы на пограничном интервале времени между разгоном и установившимся движением платформы.

Раскрыты противоречия и несоответствия технологических параметров экскаватора с энергоэффективностью функционирования его систем. Изучены причинно-следственные связи между динамическими нагрузками, энергоэффективностью процессов копания и долговечностью механизмов экскаватора при разработке грунта.

4. Получила развитие теория силовых и мощностных параметров одноковшового экскаватора на основе реализации принципов рекуперации энергии и перераспределения мощности при выполнении рабочих процессов, что обеспечит получение новых результатов в исследовании энергоемкости и обогатит научную концепцию исследования мощностных характеристик гидропривода. Создана модель эффективного применения новых теоретических знаний причинно-следственных связей между динамическими нагрузками и технологическими параметрами экскаватора, формирующая понимание энергоэффективности процесса и позволяющая через систему практических рекомендаций адаптировать математические модели процесса экскавации к реальным условиям эксплуатации одноковшового экскаватора.

Разработана методика обоснования оптимальных параметров позиционирования элементов рабочего оборудования, обеспечивающая энергоэффективное управление энергоемкими технологическими процессами одноковшового экскаватора, основанная на перераспределении мощности по элементам экскаватора в соответствие с энергоемкостью операций. Установленные зависимости силовых и мощностных параметров экскаватора позволили обосновать оптимальные диапазоны позиционирования ковша $\alpha_2 = (47 \dots 53)^\circ$, рукояти $\alpha_3 = (55 \dots 58)^\circ$ и стрелы $\alpha_5 = (22^\circ \dots 27)^\circ$, которые обеспечивают значение эффективных полезных сил на элементах рабочего оборудования при копании грунта ($R_{\text{ц}}^{\text{K}} = 341 \text{ кН}$, $R_{\text{ц}}^{\text{P}} = 380 \text{ кН}$, $R_{\text{ц}}^{\text{C}} = 236 \text{ кН}$ соответственно) и максимальное заполнение ковша при работе с грунтом IV категории $\rho = (1,5 - 1,8) \text{ т/м}^3$.

Усовершенствована методика исследования неравномерности распределения динамической нагрузки по длине зуба приводной шестерни редуктора поворотной платформы в период разгона и торможения обоснованной необходимостью учета коэффициента отклонения пятна контакта зуба от проектной оси симметрии λ . Установлена корреляционная зависимость величины момента изгиба, действующего на контактную поверхность зуба приводной шестерни, $M_{H1} = 5,161 \lambda^2 - 1,605 \lambda + 7,693$, позволяющая повысить точность расчета критически опасных значений напряжений изгиба зуба приводной шестерни в период торможения при углах поворота платформы $\varphi = (90 - 110)^\circ$. Это существенно расширит границы о принципах понимания мощности зацепления зубьев приводной шестерни редуктора как критерия оценки эффективности системных связей гидропривода и поворотной платформы одноковшового экскаватора.

Установлены математические зависимости удельной энергоемкости основных элементов гидросистемы (гидронасоса, гидроцилиндра и гидромотора) от коэффициента нагружения и коэффициента суммарных потерь давления рабочей жидкости, что существенно модернизирует известные математические

модели процесса работы гидропривода землеройных машин и позволит всесторонне оценить энергоэффективность рабочего процесса.

5. Обоснованы концептуальные принципы и доказана научная гипотеза о перспективности оснащения одноковшового экскаватора гибридным приводом, обеспечивающим преобразование энергии и перераспределение мощности по элементам одноковшового экскаватора в соответствии с энергоемкостью выполняемых операций, что значительно расширяет границы представления об энергоэффективности экскаватора.

6. Реализовано практическое внедрение теоретически полученных результатов путем создания конструкций элементов одноковшового экскаватора повышенной эффективности. Оригинальность конструкций подтверждена патентом на полезную модель и приоритетными справками.

7. По результатам экспериментальных исследований опытных образцов установлено, что применение гибридного энергосберегающего привода рекуперативного действия при наиболее энергоемких операциях процесса экскавации позволит значительно уменьшить время разгона и торможения рабочего оборудования, снизить мощность силовой установки, затраченную на обеспечение гидравлическим насосом номинального давления рабочей жидкости для выполнения рабочих операций с $N_{ev} = 102$ кВт до $N_{ev} = 87$ кВт, а также перераспределить мощность гидропривода и силовой установки в соответствие с энергоемкостью рабочих операций и повысить энергоэффективность процесса на 8 – 13 %. При этом удельный расход топлива снизится с $g_e = 229$ г/кВт до $g_e = 199$ г/кВт, что составит более 12 % экономии.

Использование результатов исследований обеспечит повышение эксплуатационной производительности одноковшового экскаватора P_9 на 15%, что составляет 110 м³/ч при минимальных удельных затратах $Z_{уд} = 48,5 – 50$ руб/ч. Годовой экономический эффект $\mathcal{E}_{э,гп}$ составил более 890000 рублей на одну машину.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абраменков, Э.А. Землеройные машины: роторные траншейные экскаваторы / Абраменков Д.Э., Абраменков Э.А., Дедов А.С. - Новосибирск: Сибстрин, 2014 - 429.
2. Абраменков, Э.А. Физико-математические модели и расчет пневматических механизмов машин ударного действия / Абраменков Д.Э., Абраменков Э.А., Дедов А.С. - Новосибирск: Сибстрин, 2014 - 2015. Том 6 - 214 с.
3. Абраменков, Э.А. Создание эффективных средств механизации технологических процессов в строительстве // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2015. № 4 (676). С. 92-97.
4. Алексеева, Т.В. Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин /Алексеева Т.В., Галдин Н.С., Шерман Э.Б. - Новосибирск : Изд-во ун-та, 1994. - 212 с.
5. Алексеева, Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин: исследования и основы расчета / Т. В. Алексеева. - Москва : Машиностроение, 1966. - 148 с.
6. Амельченко, В. Ф. Основы динамики комплекса «землеройно-транспортная машина – рабочий процесс» и синтез системы управления : автореф. дис...д-ра техн. наук : (05.05.04; 05.13.07)/ МИСИ. – М., 1985. – 36 с.
7. Артемьев, К. А. Теория резания грунтов землеройно-транспортными машинами: Учеб. пособие / К. А. Артемьев; Сибирский автомобильно-дорожный институт им. В. В. Куйбышева. - Омск: ОмПИ, 1989. - 80 с.
8. Артемьев, К. А. Теория резания грунтов землеройными машинами / К. А. Артемьев. - НИСИ, Сибирский автомобильно-дорожный институт им. В. В. Куйбышева. - Новосибирск: НИСИ, 1978. - 104 с.
9. А. с. 2186908 РФ, Кл E02F3/40.Ковш экскаватора / Харац Е.А.; Закирзаков Г.Г.; Зыкова В.К.; Яровой С.А.; Носков Н.Н. – 2000130322/03; заявл 04.12.2000; опубл. 10.08.2002, Бюл. № 22. – 4 с.

10. А. с. 1807256 , МКИ F 15 В 15/14. Гидроцилиндр /Д.Ю. Кобзов, В.А. Рукавишников и др. - № 4760296/29; завл. 20.11.89; опубл. 07.04.93, Бюл. № 13 – 4 с.

11. А. с. У424950 СССР, М. кл. Е 02 F 9/22. Следящий привод рабочего органа землеройной машины / В. Ф. Амельченко, В. Я. Слободин, В. И. Филипов (СССР). – № 3521832/29 – 03; заявл. 15.12.82; опубл. 07.04.84, Бюл. № 13. – 4 с.

12. А.с. 1076552 СССР, М. кл.³ Е 02 F 9/22. Гидропривод землеройной машины / В.Р. Кубачек, В.С. Шестаков, Л.П. Прахов, Л.С. Скобелев (СССР). – № 352 1977/29-03; заявл. 23.04.82; опубл. 28.02.1984, Бюл. № 8. – 2 с.

13. А.с. 1201427 СССР, МПК E02F 9/22. Система управления двигателем гидравлической машины / И.Г. Дьяконова, А.В. Анисимов (СССР). – № 3788934/29-03; заявл. 06.07.84; опубл. 30.12.1985, Бюл. № 48. – 4 с.

14. А.с. 2460852 СССР, МПК E02F 9/22. Насосно-аккумуляторный гидравлический привод поворота платформы землеройной машины / А.В. Губин, В.С. Исаков, А.В. Ерейский (СССР). – № 2011112551/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 10.09.2012, Бюл. № 25. – 5 с.

15. А.с. 543715 СССР, МПК E02F 9/22. Гидропривод механизма подъема погрузчика / В.Н. Тарасов, В.Д. Глебов и др. – № 2003821/03; заявл.11.03.74; опубл. 12.03.77, Бюл. № 3. – 5 с.

16. Ананин, В.Г. Результаты экспериментальных исследований и моделирования рабочего оборудования одноковшового экскаватора / Ананин В.Г. // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2013. № 1 (38). С. 205-213.

17. Ананин, В.Г. Теория и расчет параметров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с механическим приводом: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук // Московский государственный строительный университет. Москва, 2007.

18. Ананин, В.Г. Функциональное моделирование приводов и рабочего оборудования строительных и дорожных машин / В.Г. Ананин // Механизация строительства. –2002. – № 12. – С. 12–18.

19. Архипенко, А.П. Гидравлические ударные машины / А.П. Архипенко, А.И. Федулов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991. – 108 с.
20. Баловнев, В.И. Дорожно-строительные машины и комплексы / В.И. Баловнев. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
21. Баловнев, В.И. Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия / В.И. Баловнев. – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
22. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Высшая школа, 1981. – 335 с.
23. Баженов, В.А. Численные методы в механике. - М.: Просвещение, 2004, - 564 с.
24. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
25. Бедрина, Е.А. Обоснование основных параметров гидроударников для ковшей активного действия: дис. ... канд. техн. наук / Бедрина Е.А. – Омск, 2002. – 212 с.
26. Бедрина, Е.А. Математическое планирование эксперимента в обосновании основных параметров гидроударников для ковшей активного действия экскаваторов / Е.А. Бедрина, Н.С. Галдин Н // Строительные и дорожные машины. –2004. – № 7. – С. 33–34.
27. Бояркина, И.В. Повышение технического уровня современных одноковшовых экскаваторов и фронтальных погрузчиков на основе принципа уравнивания сил тяжести рабочего оборудования / И.В. Бояркина // Материалы 63-й научно-технической конференции ГОУ «СибАДИ». – Омск: СибАДИ, 2009. –Кн. 1. – С. 227 – 230.
28. Бояркина, И.В. Энергосберегающий привод рабочего оборудования как средство получения дополнительной мощности фронтального погрузчика / И.В. Бояркина // Материалы 66-й научно-технической конференции ФГБОУ ВПО

«СибАДИ» (с международным участием). – Омск: СибАДИ, 2012. – Кн. 1. – С. 425 – 429.

29. Бояркина, И.В. Обоснование режимных параметров двигателей внутреннего сгорания при аппроксимации внешних скоростных характеристик / И.В. Бояркина // Труды Всерос. научно-техн. конф. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – С. 12 – 17.

30. Бояркина, И.В. Развитие механики рабочих процессов одноковшовых фронтальных погрузчиков: дис. ...д-ра. техн. наук: 05.05.04 / Бояркина И. В. – Омск: СибАДИ, 2013. – 448 с.

31. Бродский, Г.С. Системы обеспечения надежности гидропривода – инструмент внедрения современной карьерной техники на горных предприятиях России / Г.С. Бродский, Р.Р. Даутов Б.В. Слесарев // Горная промышленность. – 2002. – №1. – С. 45 – 49.

32. Бурьян Ю.А. Теория автоматического управления: линейные системы / Бурьян Ю.А., Силков м.В., Сорокин В.Н., Ситников Д.В. - Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 76 с.

33. Васильев, Л.В. Развитие математического моделирования гидроагрегатов на основе применения элементов теории подобия / Л.В. Васильев // Приводная техника. – 2001. – № 1. – С. 30 – 43.

34. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных/ Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973.– 194 с.

35. Ведерников, В.В. Механико-технологические основы создания гидроприводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин: дис.... д-ра техн. наук / Ведерников В.В. – М., 1992. – 235 с.

36. Волков, Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов / Д.П. Волков. – М.: Высшая школа, 1988. – 319 с.

37. Воловиков, Б.П. Оптимизация параметров устройства для снижения динамических нагрузок в гидроприводах погрузочных манипуляторов: дис.... канд. техн. наук / Воловиков Б.П. – Омск, 1984. – 200 с.

38. Вошин, А.И. Гидравлические и пневматические устройства на строительном-дорожных машинах / А.И. Вошин, И.Ф. Савин.– М.: Машиностроение, 1968. – 503 с.

39. Врублевский, А.Н. Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлической форсунки /А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2008.– Вып. 22. – С. 109–117.

40. Врублевский, А.Н. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС /А.Н. Врублевский, А. Л. Григорьев, А. М. Бовда // Автомобильный транспорт. –2006. – № 19. – С. 138–143.

41. Галдин, Н.С. Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин: монография / Н.С. Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 223 с.

42. Галдин, Н.С. Определение параметров рабочего органа ударного действия при динамическом разрушении грунта /Н.С. Галдин; СибАДИ. – Омск, 2000. – 10 с. – Деп. в ВИНТИ 08.11.00, № 2805-В00.

43. Галдин, Н.С. Разработка грунтов (уплотнение, разрушение) гидроударными рабочими органами дорожно-строительных машин: монография / Н.С. Галдин; СибАДИ. – Омск, 2001. – 54 с. – Деп. в ВИНТИ 14.09.2001, № 1966-В2001.

44. Галдин, Н.С. Рекомендации по проектированию многоцелевых гидроударных рабочих органов дорожно-строительных машин /Н.С. Галдин; СибАДИ. – Омск, 2000. – 11с. – Деп. в ВИНТИ 26.04.00, № 1235-В00.

45. Галдин, Н.С. Ковши активного действия для экскаваторов: учеб. пособие / Н.С. Галдин, Е.А. Бедрина. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2003. – 52 с.

46. Галдин, Н.С. Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов: монография / Н.С. Галдин, И.А. Семенова. – Омск: СибАДИ, 2008. – 101 с.

47. Галдин, Н.С. Определение основных параметров рыхлителя активного действия на основе гидроударного механизма к экскаватору / Н.С. Галдин, И.А. Семенова // Качество. Инновации. Наука. Образование: материалы Международной научно-технической конференции, 15 – 17 ноября 2005 г. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – Кн. 1. – С. 151 – 154.

48. Галдин, Н.С. Обоснование основных параметров гидротрамбовок для экскаваторов / Н.С. Галдин, Э.Б. Шерман // Известия вузов. Строительство и архитектура.– 1983. – №12. – С. 112 – 116.

49. Галдин, Н.С. Определение основных параметров рыхлителя активного действия на основе гидроударного механизма к экскаватору / Н.С. Галдин, И.А. Семенова // Качество. Инновации. Наука. Образование: материалы Международной научно-технической конференции, 15–17 ноября 2005. – Кн. 1. – С.151–154.

50. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. –376 с.

51. Герасимов, Ю.Ю. Оптимизационный расчет параметров гидравлических механизмов привода манипулятора лесной машины / Ю.Ю. Герасимов, В.С. Сюнев, А.П. Соколов // Строительные и дорожные машины. – 2006. – №12. – С. 26 – 32.

52. Герасун, В.М. Пневмоаккумуляторный привод: энергосберегающее средство грузоподъемных машин для сельскохозяйственного производства / В.М. Герасун, В.И. Пындак, А.Ф. Рогачев, А.И. Удовкин.

53. Герасун, В.М. Повышение эффективности гидроприводов сельскохозяйственного назначения за счет снижения динамической нагруженности энергетической установки: дис.... канд. техн. наук / Герасун В.М. – Волгоград, 2009. – 146 с.

54. Гинзбург, А.Е. О распределении удельной нагрузки по ширине венцов плавающих солнечных колес с податливым ободом / А.Е. Гинзбург //

Конструирование и производство планетарных передач: сборник научных трудов ГКУ. – Алма-Ата: Изд-во ГКУ, 1974. – С. 15 – 23.

55. Глотов, Б. И. Динамика механизмов и машин / Б. И. Глотов - АлтГТУ. - Бийск : Изд-во АлтГТУ, 2009. - 57 с.

56. Голубев, В.И. Применение гидравлической передачи с регулируемым гидромотором в качестве трансмиссии автономной ветроэнергетической установки / В.И. Голубев, А.М. Грибков, Д.В. Драгомиров // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и развитие: тезисы докладов Международной научно-технической конференции.– СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – С. 183 – 187.

57. Голубев, В.И. Исследование характеристик объёмной гидравлической передачи с регулируемым двухмоторным агрегатом / В.И. Голубев, Ю.Ю. Зуев, Д.В. Драгомиров // Вестник МЭИ. – 2010. – № 2. – С. 5 – 14.

58. Городецкий, К.И. Математическая модель объёмных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – № 9. – С. 12 – 14.

59. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объёмный и пневмопривод. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 73 с.

60. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 109 с.

61. ГОСТ 24406-80 Система технического обслуживания и ремонта строительных машин. Одноковшовые экскаваторы и их составные части, сдаваемые в капитальный ремонт и выдаваемые из капитального ремонта. Технические требования. - М.: Издательство стандартов, 1980. – 18 с.

62. ГОСТ 30067-93. Экскаваторы одноковшовые универсальные полноповоротные. Общие технические условия. – М.: Издательство стандартов, 1995. – 28 с.

63. ГОСТ 12910-79. Экскаваторы одноковшовые универсальные. Правила приемки и методы периодических испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1980.– 7 с.

64. Гринчар, Н.Г. Анализ последствий проявления отказов в гидроприводах строительных и дорожных машин / Н.Г. Гринчар // Механизация строительства. – 2005. – №2. – С. 11–16.
65. Домбровский, Н.Г., Гальперин М.И. Землеройно-транспортные машины — М.: Машиностроение, 1965. - 276 с.
66. Домбровский, Н.Г., Панкратов С. А. Землеройные машины — М.: Машиностроение, 1961. - 651 с.
67. Драгомиров, Д.В. Исследование энергодинамических и регулировочных характеристик гидропривода с гидромоторным блоком расширенного диапазона: дис. ... канд. техн. наук / Драгомиров Д.В. – М., 2010. –179 с.
68. Драгомиров, Д.В. Моделирование потерь энергии в объёмно-роторных гидромашинах аксиального типа / Д.В. Драгомиров, В.И. Голубев // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: тезисы докладов Международной научно-технической конференции. – М.: Изд-во МЭИ, 2010. – С. 270 – 272.
69. Драгомиров, Д.В. Исследование гидромоторного агрегата с расширенным диапазоном бесступенчатого регулирования скорости / Д.В. Драгомиров, В.И. Голубев, Ю.Ю. Зуев, В.В. Феденков // Строительные и дорожные машины. –2010. – № 4. – С. 28 – 31.
70. Журавлев, В. Ф. О модели сухого трения в задаче качения твердых тел / В.Ф. Журавлев // ПММ. – 1998. – Т. 62. – Вып. 5. – С. 762–767.
71. Журавлев, В.Ф. О разложениях Паде в задаче о двумерном кулоновском трении / В.Ф. Журавлев, А.А. Киреенков // Известия РАН. МТТ. –2005. –№ 2. – С. 3– 13.
72. Завьялов, А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: дис....д-ра техн. наук / Завьялов А.М. – Омск, 1999. – 252 с.

73. Зеленин, А.Н. Исследование разработки грунта гидравлическими экскаваторами / А. Н. Зеленин, В. П. Павлов, М. Я. Агароник, А. В. Королев, А. С. Перлов // Строительные и дорожные машины. – 1976. – № 10. – С. 9 – 11.

74. Зеленин, А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.

75. Зедгенизов, В.Г. Результаты исследования рабочего процесса ударника для разрушения негабаритов горных пород на математической модели / Зедгенизов В.Г., Альсаккаф Х.С.Т. // Вестник Иркутского государственного технического университета. Иркутск, 2013, № 7 (78). - С. 18-22.

76. Зедгенизов, В.Г. Некоторые закономерности разрушения горных пород при ударном взаимодействии клиновидного инструмента с негабаритом / Зедгенизов В.Г., Аль-Саккаф Халед Саед Таха. // Горное оборудование и электромеханика. Москва, 2012, № 8. - С. 28-31.

77. Зедгенизов, В.Г. К вопросу о взаимодействии клиновидного инструмента с массивом хрупкого материала / Зедгенизов В.Г., Саед Таха А.С.Х. // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. Иркутск, 2011, № 1 (1). - С. 44-50.

78. Иванов, И.Ю. Оценка энергоемкости рабочего процесса гидравлического экскаватора с замыканием внешних нагрузок / И.Ю. Иванов, А.П. Комиссаров // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 9. – С. 45 – 47.

79. Иванов, Р.А. Методика расчета ковша активного действия / Р.А. Иванов, А.И. Федулов // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 10. – С. 28–31.

80. Исследование и совершенствование параметров одноковшовых экскаваторов в условиях Сибири: отчет о НИР № 8006992 КрПИ (рук. В.П. Павлов). – Красноярск: Изд-во КрПИ, 1984. – 130 с.

81. Исследование режимов работы гидропривода экскаватора ЭО-3322Б с гидромолотом: отчет о НИР № 8006992 КрПИ (рук. С.В. Каверзин, отв. исп. В.П. Павлов). – Красноярск: Изд-во КрПИ, 1981.– 163 с.

82. Кабашев, Р.А. Моделирование процесса износа зубьев ковшей экскаваторов/ Р.А. Кабашев, Н.Т. Хадеев // Тезисы краевой научно-техн. конф.– Красноярск, 1980. – С. 79–80.

83. Кабашев, Р.А. О необходимости разработки зональных поправочных коэффициентов к нормам расхода режущих органов землеройных машин // Р.А. Кабашев, Н.Т. Хадеев // Технология машиностроения. –Алма-Ата, 1980. – С. 80–84.

84. Кабашев, Р.А. Предельные размеры износа режущих элементов землеройных машин / Р.А. Кабашев, М.С. Кугильдинов // Механизация строительства, 1998. – № 3. – С. 28–30.

85. Карасев, В.А. Влияние массового отношения топлив на динамику сгорания в двигателе с двухстадийным послойным сгоранием / В. А. Карасев, О. В. Смирнов // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир. 2003. – С. 200–203.

86 . Кирдяшев, Ю.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю.Н. Кирдяшев, А.Н. Иванов. – Л.: Машиностроение, 1973. – 351 с.

87. Кирдяшев, Ю.Н. Выбор параметров регулируемых передач / Ю.Н. Кирдяшев, С.Н. Федотов // Седьмая всесоюзная научно-техническая конференция по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью: тезисы докладов. 4.1. – Одесса, 1986.– С. 51.

88. Киселев, Л.А. Разработка технологии восстановления зубьев крупногабаритных шестерен и муфт СДМ / Киселев Л.А., Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. // Строительные и дорожные машины. – 2012. – № 10 – С. 22 – 24.

89. Киселев, Л.А. Обоснование плазменного упрочнения рабочих поверхностей штоков гидроцилиндров / Киселев Л.А., Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Киселев А.Л. // Строительные и дорожные машины. – 2014..№ 1. – С.39 – 42.

90. Кобзов, Д.Ю. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин / Д.Ю.

Кобзов, В.В. Жмуров, С.В. Плешивцева // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск: Изд-во ИрГУПС, 2007. – №3 (15). – С. 40 – 46.

91. Коева, А. А. Экспериментальное подтверждение результатов численного моделирования силового гидроцилиндра / А.А. Коева, П.В. Петров, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15. – № 1 (41). – С. 49–54.

92. Крагельский, И.В. Некоторые понятия и определения, относящиеся к трению и изнашиванию / И.В. Крагельский. – М. : Издательство АН СССР, 1957. – 12 с.

93. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 258 с.

94. Крикун, В.Я. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата / В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. – М.: Изд-во АС, 2001. – 103 с.

95. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1979. – 616 с.

96. Кузнецова, В.Н. Аналитический подход к описанию процесса взаимодействия рабочего органа рыхлителя с мерзлым грунтом в трехмерном пространстве / В.Н. Кузнецова, А.М. Завьялов // Вестник СибАДИ. – 2008. – Вып. 7. – С. 56 – 60.

97. Кузнецова, В.Н. Оптимизация формы рабочих органов землеройных машин: монография / В.Н. Кузнецова, А.М. Завьялов. – Омск: Изд-во ОмГПУ, 2008. – 183 с.

98. Кузнецова, В.Н. Развитие научных основ взаимодействия контактной поверхности рабочих органов землеройных машин с мерзлым грунтом: дис. ...д-ра. техн. наук: 05.05.04 / Кузнецовой Виктории Николаевны. – Омск: СибАДИ, 2009. – 259 с.

99. Кузнецова, В.Н. Обоснование критериев оценки эффективности экскаватора KOMATSU PC300 / В.Н. Кузнецова, В.В. Савинкин // Строительные и дорожные машины. – 2014. – №3. – С. 9 – 12.

100. Кузнецова, В.Н. Анализ эффективности работы одноковшового экскаватора / В.Н. Кузнецова, В.В. Савинкин // Вестник СибАДИ. – 2014. – Вып. 6. – С. 26 – 33.

101. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Анализ эффективности гидросистемы одноковшового экскаватора при рекуперации энергии потока рабочей жидкости // Вестник СибАДИ. – 2014. – № 5 (39). – С. 21– 29.

102. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Исследование энергоемкости экскавационного цикла землеройной машины // «Известия высших учебных заведений. Строительство». Вестник НГАСУ (Сибстрин). – 2014. – № 8 (668). – С. 60– 68.

103. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Моделирование режимов нагружения кинематической пары «Ведущая шестерня – венец поворотного круга» при исследованиях энергоемкости механизма поворота экскаватора // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 2 (42). – С. 75– 81.

104. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Разработка конструкции гибридного привода поворотной платформы землеройной машины для выполнения строительных работ // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 1 (41). – С. 17– 24.

105. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Исследование методов рекуперирования энергии гидропривода дорожных и строительных машин // Материалы VII Всероссийской науч.-практ. конф.: Развитие дорожно-транспортного комплекса и строительной инфраструктуры на основе рационального природопользования. – Омск: СибАДИ. – Книга 2. – 2012. – С. 27 – 30.

106. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Исследование эффективности работы энергосберегающего привода поворотной платформы одноковшового экскаватора рекуперативного действия // Нефть и газ Западной Сибири: материалы международной науч.-техн. конф. Т. 3. Проектирование, сооружение и эксплуатация систем транспорта и хранения нефти и газа. Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса / ТюмГНГУ. – Тюмень: ТюмГНГУ. – 2015. – 346 с.

107. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Исследование эффективности процесса копания в целях разработки экскавационного ковша пониженного сопротивления // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 12 – С. 54 – 58.

108. Куценко, А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А. С. Куценко. – Киев: Наукова думка, 1988. – 100 с.

109. Левтеров, А. М. Выбор модели рабочего процесса ДВС, работающего на почвах растительного происхождения /А.М. Левтеров, Л.И. Левтерова // Вестник Национального технического университета ХПИ. – 2006. – № 26. – С. 13–118.

110. Лепёшкин, А.В. Математическая модель, оценивающая КПД роторной гидромашин / А.В. Лепёшкин // Привод и управление. – 2000. – № 1. – С. 17– 19.

111. Малиновский, Е. Ю. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Е. Ю. Малиновский и др. – М.: Машиностроение, 1980.–216 с.

112. Марквартде, В.М. Основные тенденции развития гидроприводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин / В.М. Марквартде // Труды ВИСХОМа. – 1971.– Вып. №62. – С. 3–15.

113. Маттис, А.Р. Экскаватор с ковшом активного действия/ А.Р. Маттис. – Новосибирск: Наука, 1996. – 174 с.

114. Маттис, А.Р. Перспективность применения экскаваторов с ковшом активного действия в строительстве / А.Р. Маттис, В.Н. Лабутин //Изв. вузов. Строительство.– 1999.– №8.– С. 53–57.

115. Мещеряков В. А., Денисов В. П., Денисова Л. А. Введение в методы математического программирования. Компьютерный практикум в среде 5 MATLAB: Учебное пособие. – Омск: Полиграфический центр КАН, 2013. – 142 с.

116. Мещеряков, В.А. Основы научных исследований на компьютере: методические указания к курсу лабораторных работ / В.А. Мещеряков. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2004. – 28 с.

117. Моделирование прочности и разрушения несущих конструкций технических систем / В.В. Москвичев, С.В. Доронин, А.М. Лепихин и др. – Новосибирск: Наука, 2005. – 250 с.

118. Муравский, А.К. Разработка математической модели рабочего процесса экскаватора, оборудованного ковшом активного действия / А.К. Муравский // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов VI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2008.– С. 44 – 49.

119. Недорезов, И.А. Резание и ударное разрушение грунтов / И.А. Недорезов, Д.И. Федоров. – Новосибирск: Наука, 1965. – 212 с.

120. Несмиянов, И.А. Повышение эффективности сельскохозяйственных манипуляторов за счет улучшения динамических характеристик гидропривода: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.01.02/ Несмиянов Иван Алексеевич. – Волгоград, 1999.

121. Нураков С. Влияние износа деталей гидроцилиндра на технико-экономические показатели гидроприводов и экологические показатели дорожных машин / С. Нураков, А.К. Томашец, В. В. Савинкин, // Вестник СибАДИ. – 2009. – № 2 (12). – С. 22 – 26.

122. Нураков С. О разработке методики расчета износа сопряжения «шток-цилиндр» гидравлических машин / С. Нураков, В.В. Савинкин // Труды Карагандинского государственного технического университета. – Караганда. – 2008. – № 3 (32). – С. 64 – 67.

123. Нураков С. Обоснование методики планирования экспериментальных исследований и обработки результатов / С. Нураков, А.К. Томашец, В.В. Савинкин // Актуальные проблемы современности. – Караганда – 2008. – № 13 (30). – С.58-63.

124. Нураков С. Экспериментальные исследования штоков гидроцилиндров строительных и дорожных машин на усталостную прочность / С. Нураков, А.К. Томашец, В.В. Савинкин // Автомобильные дороги и транспортная техника:

проблемы и перспективы развития: сб. науч. трудов 3-й междунар. науч.-практ. конф. – Алмата. – 2008. – I ч. – С. 177-181.

125. Нураков С. Обоснование методики экспериментального определения износа сопряжений гидроцилиндров / С.Н. Нураков, А.К. Томашец, В.В. Савинкин // Поиск. – Алмата. – 2009. – № 1. – С. 305 - 309.

126. Нураков С. Обоснование технологических параметров восстановления штоков гидроцилиндра / Нураков С., Савинкин В.В. // «ВЕСТНИК» ЕНУ им. Л.Н. Гумилева. – №2 (69). – 2009.– С. 168–175.

127. Орлов, М.Р. Исследование усталостного разрушения конических шестерен редуктора центрального привода газотурбинного двигателя, изготовленных из стали 20Х3МВФ / М.Р. Орлов, О.Г. Оспенникова, С.А. Наприенко и др. // Деформация и разрушение материалов. –2014. –№ 7. – С. 18–26.

128. Орлов, М.Р. Замедленное разрушение стали 38ХН3МА в процессе длительной эксплуатации / М.Р. Орлов, О.Г. Оспенникова, В.И. Громов //Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2011. – № SP2. – С. 5–12.

129. Оценка бизнеса: Учебник / под ред. А.Г. Грязновой, М.А. Федотовой. – 2-е изд., перераб. и доп., М.: Финансы и статистика, 2006 - 265 с.

130. Оценка стоимости машин и оборудования: Учебник / А.П. Ковалев, А.А. Кушель и др., под ред. М.А. Федотовой. – М.: Финансы и статистика, 2006. – 288 с.

131. Павлов, В.П. Алгоритм расчета силы и энергоемкости резания грунта по траектории большой кривизны / В.П.Павлов. – Воронеж: Вестник ВГТУ. Том 7. № 1, 2011. – С. 185–188.

132. Павлов, В.П. Анализ расчетных положений рабочего оборудования экскаватора в среде *SOLID WORKS-visualNASTRAN* / В.П. Павлов // САПР и графика. – 2007 – № 2 – С. 38 – 41.

133. Павлов, В.П. Задачи комплексного исследования характеристик и проектирование машин на базе *CALS*-технологии / В.П. Павлов // Интерстроймех–

2007: материалы Международной научно-технической конференции. – Самара: Изд-во СГАСУ, 2007. – С. 26 – 28.

134. Павлов, В.П. Моделирование на ЭВМ нагрузок в элементах гидромеханизмов произвольной структуры / В.П. Павлов // Транспортные средства Сибири: материалы межвузовской научно-практической конференции с международным участием. – Красноярск: Изд-во КГТУ, 1995. – С. 326 – 330.

135. Павлов, В.П. Определение основных параметров одноковшового экскаватора на основе дискретно-непрерывной модели / В.П.Павлов, А.Ю. Ахпашев. «Интерстроймех–2012»: материалы МНТК. – Ижевск: ИжГТУ. 2012. - С. 184–188.

136. Павлов, В.П. Рекомендации по выбору параметров экскаваторных ковшей / В.П. Павлов, А.Н. Абрамов // Транспортное строительство. –1984. – № 7. – С. 35 – 36.

137. Павлов, В.П. Технологическая схема проектирования экскаваторов в САПР / В.П. Павлов // Интерстроймех – 2008: материалы Международной научно-технической конференции. – Владимир: Изд-во ВГУ, 2008. – С. 184 – 188.

138. Павлов, В.П. Структурно-параметрический синтез рабочего оборудования одноковшового экскаватора / В.П.Павлов, А.Ю. Ахпашев. Научные труды II Международной научной конференции «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения». – М.: ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН. 21-22 ноября 2013 г. – С. 120.

139. Пат. 2167980 Российская Федерация, E02F9/28. Зуб ковша экскаватора / Соболев В.Ф., Кудинов С.Я; заявитель и патентообладатель ЗАО «Ферро Балт Плюс». – № 2000126551/03; заявл. 10.12.2000; опубл. 27.05.2001, Бюл. № 24. – 7 с.

140 . Пат. 2384759 Российская Федерация, F15B21/14. Способ рекуперации энергии и гидропневмосистема для его осуществления / Щербаков В.Ф.; заявитель и патентообладатель Щербаков В. Ф. – № 2008140682/06; заявл. 15.10.2008; опубл. 20.03.2010, Бюл. № 8. – 6 с.

141. Пат. 2444649 Российская Федерация, F15B21/14. Устройство для рекуперации гидравлической энергии / Строганов А.А., Шешин Л.О.; заявитель и

патентообладатель Строганов А. А., Шешин Л. О. – № 2012091621; заявл. 23.08.2011; опубл. 05.07.2012, Бюл. № 14. – 6 с.

142. Пат. 2456227 РФ, МПК В66С23/84. Механизм для поворота стрелы манипулятора / Герасун В.М., Турыгин П.В., Рогачев А.Ф., Несмиянов И.А.; ФГОУ ВПО "Волгоградская гос. с.-х. академия". - 2011104922/11; заявл. 10.02.2010; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20 - 7 с.

143. Пат. № 2531117 Российская Федерация МПК E02F9/22 Способ уравнивания сил тяжести рабочего оборудования стреловых машин и устройств для его осуществления / Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. - № 2013111124/0; заявл. 12.03.2013; опубл. 20.10.2014. - Бюл. № 29. - 9 с.

144. Пат. № 145798 Российская Федерация МПК7: F16F6 E02F3/76 Устройство гашения колебаний рабочего оборудования автогрейдера / Щербаков В.С., Корчагин П.А., Отс Д. А.- № 2014118372; заявл. 06.05.2014; опубл. 20.08.2014. - Бюл. № 29. - 9 с.

145. Пат. № 2422593 Российская Федерация МПК E02F3/38 Энергосберегающее рабочее оборудование одноковшового экскаватора на поворотной колонке / Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. - 2009145331/03; заявл. 07.12.2009; опубл. 27.06.2011.- Бюл. № 18. – 9 с.

146. Пат. № 2422595 Российская Федерация МПК E02F9/22 Энергосберегающее рабочее оборудование одноковшового экскаватора / Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. - 2009144871/03; заявл. 02.12.2009; опубл. 27.06.2011. - Бюл. № 18. – 7 с.

147. Пат. № 2425928 Российская Федерация МПК E02F9/22. Энергосберегающее рабочее оборудование одноковшового экскаватора с сочлененной стрелой / Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. - № 2009147637/03; заявл. 21.12.2009; опубл. 10.08.2011. - Бюл. № 22 - 6 с.

148. Пат. № 2428546 Российская Федерация МПК E02F9/22 Энергосберегающее рабочее оборудование гидравлического экскаватора прямая лопата / Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. - № 2010107700/03; заявл. 02.03.2010; опубл. 10.09.2011. - Бюл. № 25 - 5 с.

149. Пат. № 20784 Республика Казахстан, МПК А4, В08В 9/00. Приспособление для промывки силовой гидросистемы автомобиля / Савинкин В.В., Дерман А.Л., Кулатаев С.А.; опубл. 16.02.2009, Бюл. № 2.

150 . Пат. № 2163952 Российская Федерация, МПК E02F3/28 Оборудование гидравлического экскаватора / Курилов Е.В.; Гаврилов Ю.М.; Гринев Е.В. - № 99115446/03; заявл. 12.07.1999; опубл. 10.03.2001., Бюл. № 29. - 4 с.

151. Пат. № 2336183 Российская Федерация, МПК51 В60G 11/26. Устройство для гашения колебаний транспортного средства / Бугаев С.В., Васильченков В.Ф. и др. - № 20071116883; заявл. 4.05.07; опубл. 20.10.08. – Бюл. № 29. - 6 с.: ил.

152. Пат. № 141434, Российская Федерация. F15B15/22. Инерционный гидроцилиндр эффективного действия / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. - № 2013158577; заявл. 27.12.2013; опубл. 10. 06. 2014. - Бюл. № 16 - 3 с.

153. Пат. № 159813 Российская Федерация МПК E02F 9/22. Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины / Савинкин В.В., Кузнецова В.Н., Яковлев В.Г.

154. Перепеловский, В.В. Технологии виртуального программирования / В.В. Перепеловский, Н.Р. Кириллова. – М.: Изд-во СПбГЭТУ, 2000. – 64 с.

155. Плахтин В.Д. Теория механизмов и машин. Основы теории. / В.Д. Плахтин. - М. : МГОУ, 2009. – 364 с.

156. Полякова, Л.Е. Гидравлический расчет объемного гидропривода / Л.Е. Полякова, С.С. Ямпиров, В.Г. Блекус, Г.Ж. Ухеев, М.В. Ильина. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2002. – 20 с.

157. Попович, В.М. Применение методов имитационного моделирования для выбора параметров строительно-дорожных машин / В.М. Попович. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1992. – 44 с.

158. Потемкин, В.Г. MATLAB 6: среда проектирования инженерных приложений / В.Г. Потемкин. – М.: Диалог-МИФИ, 2003. – 448 с.

159. Проников, А.С. Параметрическая надежность машин / А.С. Проников. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.

160. Пындак, В.И. Повышение технического уровня и снижение материалоемкости буровых установок: обзор. Серия ХМ-3/ЦИНТИхимнефтемаш/ В.И. Пындак. – М., 1986. – 40 с.

161. (54) РТМ 2201-82-76. Методы статистической обработки информации о надежности строительных и дорожных машин. – М.: ВНИИстройдормаш, 1976. – 81 с.

162. Ребров А.С. Результаты испытаний ковшей экскаваторов 3-505. - М.: Механизация строительства», № 7, 1952.

163. Романов, Д.Б. Исследование статических и динамических характеристик гидравлического привода с пропорциональным электрическим управлением / Д.Б. Романов, В.И. Голубев // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : докл. Всероссийской научно-техн. конф. студентов и аспирантов. 9 декабря 2010 г., Москва. – М.: Изд-во МЭИ, 2010. –С. 153–159.

164. Рубенчик, В.Я. О концентрации напряжений при растяжении основания зуба / В.Я. Рубенчик, Н.М. Шоломов // Известия вузов. Машиностроение. –1973. – № 8. – С. 33 – 37.

165. Руденко, Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчет и проектирование / Н.Ф. Руденко. – М.: Машгиз, 1947. – 756 с.

166. Савинкин, В. Систематизация процесса исследования управляемой подсистемой с позиции логических структур / В. Савинкин// Розвиток форм та методів сучасного менеджменту в умовах глобалізації: матеріали 3-ї Міжнародної наук.-практ. конф. – Дніпропетровськ, 22-24.04.2015: тезидоповідей.– Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2015. – Т2. – 88 с.

167. Савинкин В.В. Анализ влияния изнашивания трибосистем машин на их долговечность / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Дерман А.Л. // Вестник СибАДИ. – 2012. – №3 (25).– С. 41 – 47.

168. Савинкин В.В. Энергоэффективный ковш / Савинкин В.В., Кузнецова В.Н. // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 11. – С. 44 – 47.

169. Савинкин В.В. Исследование и обоснование оптимальных параметров энергоэффективного привода поворотной платформы экскаватора / Савинкин В.В., Кузнецова В.Н. // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 4. – С. 47 – 51.

170. Савинкин В.В. Исследование влияния инерционной нагрузки рабочего оборудования экскаватора на формирование концентраций напряжений в его элементах / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Яковлев В.Г. // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 5. – С. 52 – 55.

171. Савинкин В.В. Обеспечение энергоэффективности разработки грунта за счет оптимизации углов позиционирования рабочего оборудования экскаватора / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. // Строительные и дорожные машины.. – 2015. – № 3. – С. 44 – 47.

172. Савинкин В.В. Исследование энергоэффективных параметров одноковшовых экскаваторов: монография / В.Н. Кузнецова, В.В. Савинкин. – Омск: СибАДИ, 2015. – 210 с.

173. Савинкин В.В. Экспериментальное исследование факторов, влияющих на работоспособность объемного гидропривода дорожных машин / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Коптяев Д.А. // Поиск. – Алмата. – 2012. – №1. – С. 260 – 265.

174. Савинкин В.В. Оптимизация параметров и режимов рабочего органа дорожных машин бесковшовых многолезцовых траншеекопателей / Савинкин В.В., Савинкин В.П., Руткаускас Е.С. // Электроэнергетика и приборостроение: современное состояние, перспективы развития и подготовка кадров: Материалы международной науч.-прак. конф. Т. 2. – Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева. – 2012. – 146 с.

175. Савинкин В.В. Методика определения мест концентрации максимальной энергии жидкости в гидроприводе СДМ / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Коптяев Д.А. // Исследователь «Зертеуші». – Астана. – 2012. – № 7 - 8 (75 - 76). – С. 55–65.

176. Савинкин В.В. Исследование причин потери работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин / Савинкин В.В., Савинкин В.П., Грищенко Е.С. // «Козыбаевские чтения 2012»: Материалы международной науч.-практ. Конф. Т.1. – Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева. – 2012. – С. 60 - 64.

177. Савинкин В.В. Анализ показателей качества гусеничных одноковшовых экскаваторов с применением технологии QFD / Савинкин В.В., Ильясова А.Р. // Актуальные вопросы энергосбережения и новые технологии в науке и образовании Республики Казахстан: материалы международной науч.-практ. конф. Т.1. – Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева. – 2014. – 229 с.

178. Савинкин В.В. Разработка энергоэффективного гибридного привода поворота платформы экскаватора / Савинкин В.В., Рыспамбет К.М. // Актуальные вопросы энергосбережения и новые технологии в науке и образовании Республики Казахстан: материалы международной науч.-практ. конф. Т.1. – Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева. – 2014. – 229 с.

179. Савинкин В.В. Исследование вопроса энергоэффективности работы поворотного механизма экскаватора при взаимодействии с системой распознавания моментов инерции // Материалы международной науч.-практ. конф. «СибАДИ». Развитие дорожно-транспортного и строительного комплексов и освоение стратегически важных территорий Сибири и Арктики: вклад науки. – Книга 2. – Омск. – 2014. – С. 31– 38.

180. Савинкин В.В. Методика обоснования силовых и прочностных параметров редуктора поворотной платформы землеройной машины / Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. // Материалы международной науч. – прак. конф. «Фундаментальные и прикладные науки – основа современной инновационной системы». – Омск, СибАДИ – 2015. – С. 178– 184.

181. Савинкин В.В. Развитие методологии обоснования энергоэффективных параметров одноковшовых экскаваторов при разработке грунта // Материалы международной науч.-практ. конф. «СибАДИ». «Архитектура, строительство, транспорт». – Книга 2 – Омск – 2015. – С. 31– 38.

182. Савинкин В.В. Разработка логико-структурной схемы управления инновационным проектом, определяющий устойчивое развитие машиностроительной отрасли / Савинкин В.В., Колисниченко С.Н. // Материалы III-й международной науч.-прак. конференции: «Развитие форм и методов современного менеджмента в условиях глобализации». – Т.1. – Днепропетровск. – 2015. – С. 100 – 104.

183. Савинкин В.В. Систематизация процесса исследования управляемой подсистемой с позиции логических структур // Материалы III-й международной науч.-прак. конференции: «Развитие форм и методов современного менеджмента в условиях глобализации». – Т. 2. – Днепропетровск. – 2015. – С. 82 – 85.

184. Скрицкий В. Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В.Я. Скрицкий, В. А. Рокшевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 176 с.

185. Скрицкий, В.Я. Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов / В.Я. Скрицкий, В.А. Рокшевский. – М.: Машиностроение, 1973. –144 с.

186. Соловьев, Д.Б. Оценка энергозатрат выемочно-погрузочных машин на перемещение горной массы в зависимости от геомеханического состояния массива / Д.Б. Соловьев // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. – М.: Машиностроение, 2010. – № 5. – С. 22 – 26.

187. Справочник конструктора-машиностроителя: в 4 томах. –5-е изд. перераб. и доп. / под ред. В.И. Анурьева. – М. : Машиностроение, 1979. – Т.1. – 729 с.

188. Стратегия развития науки и инноваций в Российской Федерации на период до 2015 г. (утв. Межведомственной комиссией по научно-инновационной политике протокол от 15.02.2006 № 1) [Электронный ресурс] // Федеральный портал по научной и инновационной деятельности. –URL: [http:// www.consultant.ru /document/ cons_doc_LAW_101907](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_101907) (дата обращения к ресурсу: 07.12.2014).

189. Строительные машины: справочник: в 2 т. Т.1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / под общ. ред. Э.Н. Кузина. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.
190. Сырицын, Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
191. Тарасов, В.Н. Применение методов аналитической механики при проектировании строительных машин / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, М.В. Коваленко // Строительные и дорожные машины. – 2003. – № 1. – С. 28 – 30.
192. Тарасов, В.Н. Механика копания грунтов, основанная на теории предельных касательных напряжений / В.Н. Тарасов, М.В. Коваленко // Строительные и дорожные машины. – 2003. – № 7. – С.38 – 43.
193. Тарасов, В.Н. Механика копания грунтов ковшем гидравлического экскаватора / В.Н. Тарасов, М.В. Коваленко // Строительные и дорожные машины. – 2003. – № 8. – С. 41 – 45.
194. Тарасов, В.Н. Теория удара в строительстве и машиностроении / В.Н. Тарасов, Бояркина И.В. – М.: Издательство АСВ, 2006. – 336 с.
195. Тарасов, В.Н. Теоретическая механика / В.Н. Тарасов, Бояркина И.В. – М.: Издательство Транс Лит, 2015. – 560 с.
196. Тарасов, В.Н. Энерго- и ресурсосберегающая технология уравнивания сил тяжести рабочего оборудования стреловых машин / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, М.В. Коваленко // Строительные и дорожные машины. – 2007. – № 5. – С. 46 – 50.
197. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин / Г.А. Тимофеев. - М. : Юрайт, 2011. - 351 с.
198. Федулов, А.И. Анализ и расчет пневмоударных механизмов / А.И. Федулов, С.В. Гайслер. – Новосибирск, 1987. –122 с.
199. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1990 – 360 с.

200. Федоров Д.И., Бондарович Б.А. Надежность металлоконструкций землеройных машин. - М.: Машиностроение, 1971 – 216 с.
201. Федотов, М. В. Экспериментальное исследование энергетического гидравлического устройства / М. В. Федотов, К. А. Филонов, В. Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины, 2014, N № 8. - С. 51-53.
202. Фрумкис, И.В. Объёмный гидропривод в сельскохозяйственной технике / И.В. Фрумкис // Основы общей теории сельскохозяйственного гидропривода. – М., 1978. – С. 3 – 40.
203. Хавронин В.П., Несмиянов И.А. Исследование неравномерности подачи рабочей жидкости шестерёнными насосами // Современная техника и технологии. 2012. № 3.
204. Хархута Н.Я. Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет. - М.: Машиностроение, 1976 – 472 с.
205. Хмара, Л.А. К вопросу повышения эффективности гидравлических экскаваторов с оборудованием обратная лопата / Л.А. Хмара, В.П. Павлов. – М., 1980. – 66 с. – Деп. в ЦНИИТЭстроймаш. – № 5.
206. Хребтов, Н.В. Влияние объемного КПД насоса на производительность экскаватора / Н.В. Хребтов // Строительные и дорожные машины. –1986. – № 1. – С. 11 – 12.
207. Цытович, Н.А. Механика грунтов / Н.А. Цытович. – М.: Строительство, 2013. – 288 с.
208. Щеглов, Е.М., Каверзин С.В. Математическое моделирование динамических процессов в гидроприводе погрузочных машин / Вестник международной академии наук высшей школы № 4 (14). Вестник МАН ВШ - г. Москва: ИПЦ КГТУ, 2000 - с. 199 - 204.
209. Щербаков, В.С. Устройство для управления рабочим органом землеройно-транспортной машины / В.С. Щербаков, В.В. Титенко, А.А. Руппель // ЦНТИ. – Омск, 1995.– №2.64-95.– 4 с.

210. Щербаков, В.С. Математическая модель двухгусеничной машины с объемным гидроприводом хода / В.С. Щербаков, С.Т. Бирюков, Е.А. Зимин; СибАДИ. – Омск, 1988.– 30 с.

211. Щербаков, В. Ф. Рекуперативная система привода грузоподъемных машин / В. Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины, 2008, N N 9. -С.49-51.

212. Щербаков, В. Ф. Гидравлическая энергетическая установка / В. Ф. Щербаков, А. И. Степаков // Строительные и дорожные машины, 2010, N N 9. -С.52-57.

213. Щербаков, В. Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин / В. Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины, 2011, N N 11. - С. 43-44.

214. Шестаков, В.С. Эффективность внутренней рекуперации энергии гидравлических экскаваторов / В.С. Шестаков // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 5. – С. 17 – 21.

215. Шишаев, С.В. Расчет и создание ковша активного действия / С.В. Шишаев, А.И. Федулов, А.Р. Матгис. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1989.

216. Щемелев, А.М. Дорожно-строительные машины / А.В. Вавилов, И.И. Леонович, А.Н. Максименко, Л.С. Шкрадюк и А.М. Щемелев ; под общ. ред. А.М. Щемелев . - Минск : Технопринт, 2000. - 515 с.

217. Щемелев, А.М. Насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования погрузчика / Щемелев А.М., Бужинский А.Д. // Вестник Белорусско-Российского университета: научно-методический журнал, 2009, № 4 - С. 56 - 59.

218. Щемелев, А.М. Энергосберегающие устройства машин / Щемелев А.М. // Сер. 55.03.47, Гидропривод, пневмопривод и их элементы Обзор. информ. - Минск: БелНИИНТИ, 1991 - 43 с.

219. Энгель, Л. Растровая электронная микроскопия. Разрушение: справочник / Л. Энгель, Г. Клингеле – М.: Металлургия, 1986. – 232 с.

220. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин. – Минск: Высшая школа, 1982. – 93 с.
221. Янцен, И.А. Активные гидроударные рабочие органы строительного-дорожных машин / И.А. Янцен. – Караганда: Изд-во КарПТИ, 1983. – 95 с.
- 222 . Abo-Shanab R., Sepehri N. On dynamic stability of manipulators mounted on mobile platforms. *Robotica*. –2001. –Т. 19. –№ 4. –Р. 439–449.
223. Anteins A. Mašinu metalô detalû lûzumi / A.Anteins, J.Rotbaums. –Riga: Izdevnieciba «Liesma»,1976. – 52 с.
224. Blackburn J.F. Fluid Power Control. – Massachusetts: MIT Press, 1960. – 710 p.
225. Ha Q.P., Nguyen Q.H., Rye D.C., Durrant-Whyte H.F. Impedance control of hydraulically actuated robotic excavator. *Automation in Construction*. –2000. – Т. 9. – № 5–6. – P. 421–435.
- 226 . Kleinsteuber S., Sepehri N. A. Polynomial network modeling approach to a class of large-scale hidraulic systems. *Computers & Electrical Engineering*. –1996. – Т. 22. –№ 2. – P. 151–168.
- 227 . Kordak R. Les transmission hydraustatique a regulation secondaire. // Les cours d'hydraulique. – Mannesmann: Rexroth, 1989. – 75 p.
228. Kordak R. Einsatzbeispiele sekundargeregelter Antriessysteme. // Expose a l'occasion du 2-me colloque hydraulique. – Hambourg: Avril, 1985. – 62 p.
229. Lee S.U., Chang P.H. Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with integral sliding surface. // *Control Engineering Practice*. –2002. – Т. 10. – № 7. – P. 697–711.
230. Mentzner F. Kennwerte der Dynamik sekundargeregelter Axialkolben-einheiten. Dissertation. // Universite militaire de RFA, Hambourg, 1985.
231. Seward D., Pace C., Morrey R., Sommerville I. Safety analysis of autonomous excavator functionality. *Reliability Engineering & System Safety*. –2000. – Т. 70. – № 1. – С. 29–39.

232. P. Sekhavat, Q. Wu and N. Sepehri Impact Control in Hydraulic Actuators // The American Society of Mechanical Engineers

233. Tonn W. Beitrag zur Ktnntnis des Verschleibvorganges beim Kurzversuch. Ztsch. f. Metallkunde, Bd. – 1947. – N 6.– P. 196–198.

234. Wilson E. Positive Displacement Pumps and Fluid Motors. // Washington: Pitman Publishing Corp., 1950. – 23 p.

235. Holm R. Electrical Contacts / Stockholm. H. Gerbers. – 1946. – P. 398.

ПРИЛОЖЕНИЯ

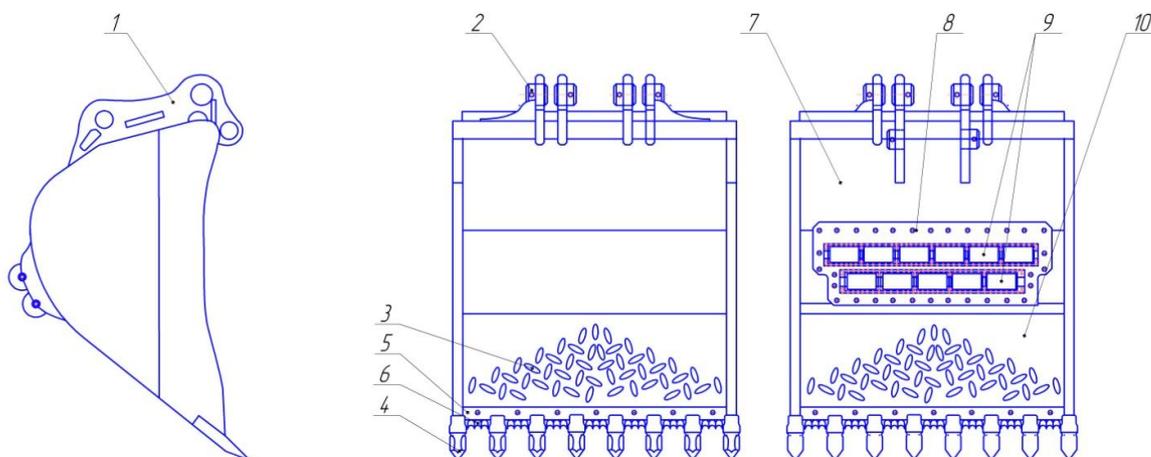
Конструкция ковша пониженного сопротивления

Основной задачей конструирования рабочих органов землеройных машин является изыскание методов и средств снижения энергоемкости разработки грунтов.

Как установлено предшествующими исследователями, экскавация грунта складывается из трех основных периодов: 1) внедрение ковша и преодоление сил сопротивления резанию грунта. Общее сопротивление внедрению состоит из сопротивления на передней кромке зуба ковша и сопротивления плоской кромки ковша. Эффективность периода во многом зависит от угла заглубления ковша, типа грунта и особенности конструкции зуба ковша и его режущей кромки; 2) процесс формирования и отрыв стружки сопровождается трением на внутренней, внешней, боковой и лобовой стенках ковша, возникающим при глубоком внедрении вследствие пассивного отпора грунта. Эффективность зависит от физико-механических свойств и динамических нагрузок; 3) в момент выемки грунта эффективность периода зависит от мощности гидропривода и действия сил сопротивления.

Технической задачей разработанной конструкции ковша (рисунок А1) является повышение энергоэффективности устройства за счет снижения сил сопротивления копанию грунта и внутренних напряжений на передней стенке ковша. Возможность достижения технического результата обеспечивается тем, что режущая кромка ковша с фрезерованными и заостренными заточками *б* выполняет полезную работу, а заданный угол заточки обеспечивает направление и траекторию формирования стружки при минимальном контакте с передней стенкой ковша *10*, что значительно снижает силу сопротивления грунта резанию. Наличие технологических отверстий *3* обеспечивает прослойку воздуха между стружкой и ковшом, а при повышенной влажности выполняют функцию дренажа,

что снижает эффект слипляемости. Прикрепленная обойма 8 с двухрядными роликами 9 обеспечивает меньший угол трения задней стенки ковша 7 с грунтом при заглублении и снижает силу трения путем перекатывания роликов по грунту.



1 – механизм для крепления рабочего оборудования; 2 – проушины крепежного механизма с посадочными отверстиями для пальца; 3 – технологические отверстия;
 4 – зуб ковша; 5 – накладка на кромку ковша; 6 – режущая кромка с фрезерованными заточками; 7 – задняя стенка ковша; 8 – обойма для роликов; 9 – ролики вращения;
 10 – передняя стенка ковша

Рисунок А 1 – Ковш эффективного действия с пониженным сопротивлением копанию грунта

При выполнении наиболее энергоемкого такта копания сила, создаваемая на гидроцилиндре ковша через проушины 2, передается на крепежный механизм 1. В момент внедрения ковша в грунт первое сопротивление грунта испытывают зубья 4, далее при соприкосновении режущей кромки ковша 6 за счет наличия фрезерованных заточек, расположенных на накладке 5, совершается полезная работа по разрушению связки грунта при минимальных значениях сопротивления резанию. Технологический угол фрезерованной заточки больше 30° обеспечивает направление и траекторию формирования стружки при минимальном контакте с передней стенкой ковша 10, что значительно снижает силы сопротивления грунта резанию и трения. Для уменьшения трения и прилипания грунта с повышенной влажностью к передней стенке ковша 10, предусмотрены фрезерованные отверстия овальной формы 3, расположенные под углом друг к другу. При формировании грунтовой стружки в ковше технологические отверстия 3,

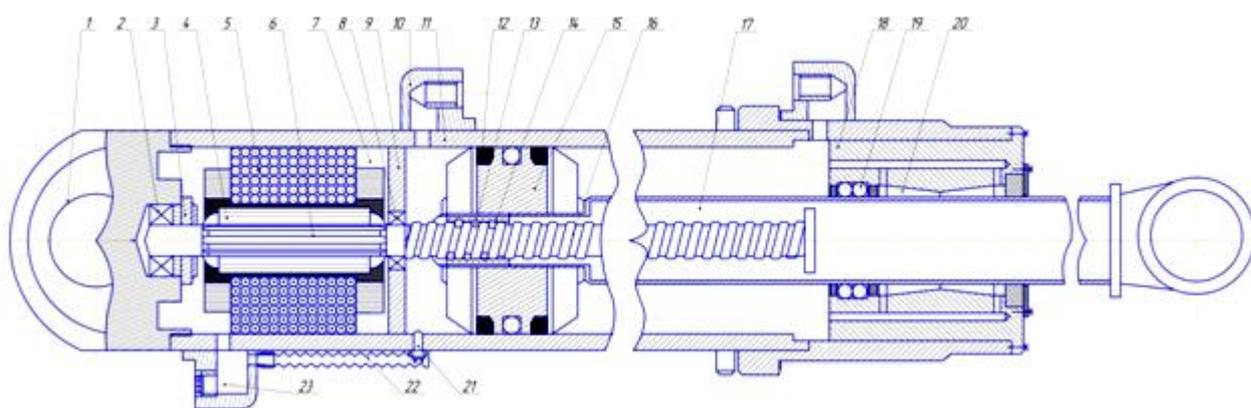
взаимодействуя со средой, создают воздушную прослойку, обеспечивая скольжение влажного грунта по передней стенке ковша 10 с наименьшим сопротивлением, вместе с тем пропуская излишки накопленной влаги через переднюю стенку ковша 10 (функция дренажа). При разработке среды с меньшей влажностью, благодаря особенностям формы и расположению технологических отверстий 3, грунт не теряется, т.е. вместимость ковша используется максимально эффективно. Дальнейшее заглубление ковша сопровождается увеличением контактной площади задней стенки ковша 7 с разрабатываемым грунтом повышенной влажности, целью снижения площади соприкосновения и уменьшения сил трения практически перед отрывом грунта в работу вступают два ряда роликов 9, помещенных в обойму 8. При контакте с забоем ролики 9 образуют воздушное пространство между задней стенкой ковша 7 и грунтом, снижая коэффициент сопротивления трению, дальнейшее продвижение ковша создает силу, приложенную к роликам 9, заставляя их прижиматься к забою, а реакция сил, направленная в противоположную сторону, заставляет их вращаться. Таким образом, ролики 9, перекатываясь по забою, снижают трение грунта о металл ковша. Обойма для роликов 8 при их вращении обеспечивает самоочищение от грунта.

Внедрение корпуса ковша в грунт после предварительного разрушения уплотнительного ядра режущей кромкой с фрезерованными заточками, частичного отделения грунтовой стружки от передней стенки ковша и изменения угла трения за счет роликов требует значительно меньшие энергетические затраты.

Конструкция и принцип работы электрогидроцилиндра рекуперативного действия

Автором работы предложена конструкция электрогидроцилиндра рекуперативного действия с винтовым стержнем, телами качения в сопряжениях и модулем рекуперации и преобразования энергии.

Задачей разработанного гидроцилиндра (рисунок Б 1) является повышение энергоэффективности устройства, использование силы тяжести рабочего оборудования и обеспечение рекуперации энергии потока рабочей жидкости с преобразованием ее в электрическую.



1 – посадочное отверстие для пальца; 2 – подшипник качения; 3 – датчик скорости и крутящего момента (совмещенный); 4 – ротор; 5 – статор; 6 – шлицы вала; 7 – камера рекуператора; 8 – промежуточный подшипник; 9 – разделительная перегородка; 10 – впускной штуцер прямого хода; 11 – гильза (цилиндр); 12 – кольцо уплотнительное; 13 – опорные шарики; 14 – шариковая гайка; 15 – поршень; 16 – винтовой стержень; 17 – шток цилиндра; 18 – втулка направляющая; 19 – направляющая качения; 20 – каналы конфузورные и диффузорные; 21 – датчик давления в поршневой полости; 22 – гофрированный пыльник; 23 – разъем для подключения к источнику питания

Рисунок Б 1 – Электрогидроцилиндр рекуперативного действия

Технический результат достигается следующим образом: на известном гидроцилиндре эффективного действия с целью повышения энергоэффективности и рекуперации энергии на центрирующем стержне по средствам шлицевого соединения закреплен ротор 4 электрической установки с винтовым стержнем 16, взаимодействующий с гайкой 14, имеющей шариковую обойму, которая преобразует возвратно-поступательное движение во вращательное; электрическая установка выполнена в виде ротора 4 и статора 5, расположенного в нижней части рекуперативного модуля 7, с возможностью вращения внутри корпуса посредством возникающей электродвижущей силы (ЭДС) электромагнитного поля; винтовой стержень 16 одним концом закреплен в подшипники 2 нижней части корпуса, средней частью опирается на подшипник, закрепленной в разделительной перегородке 8, а другим – в полем штоке цилиндра 17. Длина винтовой части стержня от верхней части до нижней части основания определяет ход штока и автоматически регулирует зазор между крышкой гидроцилиндра и поршнем 15; на конце винтового стержня 16 предусмотрен фланец, ограничивающий свинчивание поршня и заедание его при максимальном ходе.

При разработке грунта экскаватором сила сопротивления грунта передается на рабочий орган и оборудование. Динамические нагрузки также воспринимают элементы гидропривода, наиболее напряженные из которых гидроцилиндр. Рабочая жидкость подается под давлением от 28–32 мПа через впускной штуцер прямого хода 10, за счет сил давления поршень 12 приходит в движение, совершая поступательное перемещение. При этом шариковая гайка 14 приводит в движение винтовой стержень 16, который, в свою очередь, ротор 4 статора 5, создавая электромагнитное поле в рекуперативной системе 7. Поршень 12, перемещаясь, обеспечивает поступательное движение штока 17 и передает силу на рабочий орган дорожно-строительной машины. За счет применения направляющей втулки 18 с направляющими качения 19 снижается сила трения в сопряжениях, а конфузorno-диффузорные каналы 20 обеспечивают гидравлическую силу для соосного перемещения штока. При воздействии нагрузки и сил тяжести масс рабочего оборудования шток 17 начинает

незначительно перемещаться в положение ΔS (равное динамическому колебанию потока рабочей жидкости ΔP). При перемещении поршня 12 изменяется давление P_i в поршневой полости, величину которого оценивает датчик давления в поршневой полости 21. Одновременно шариковая гайка 14 через винтовые проточки преобразует поступательное движение поршня 12 во вращательное движение винтового стержня 16, а последний, в свою очередь, передает потенциал энергии ротору 4 статора 5. В этот момент в рекуперативной системе 7 возникает незначительная ЭДС, равная изменению давления жидкости ΔP , которая создает вращение ротора 4. Датчик скорости и крутящего момента 3 улавливает указанные параметры и корректирует вращение ротора 4 в обратном направлении со скоростью, достаточной для возврата поршня 12 в исходное состояние, характеризующее положение рабочего оборудования экскаватора. Таким образом, происходит перераспределение действующих сил колебательных процессов рабочего оборудования с использованием сил тяжести масс. При опускании стрелы экскаватора нагрузки от сил тяжести масс рабочего оборудования и давления системы поршень 12 перемещается вниз. Перемещаясь вниз, поршень 12 через шариковую гайку 14 преобразует поступательное движение во вращательное движение винтового стержня 16, который, в свою очередь, передает энергию ротору 4 системе рекуперации. В этот момент электросистема работает как генератор, т.е. рекуперировывает энергию. В результате механическая и гидравлическая энергии преобразуются в электрическую и аккумулируются. При открытии перепускного клапана электрогидроцилиндра под действием давления жидкости поршень 12 перемещается вверх, приводя рабочее оборудование в рабочее состояние. При разработке грунта ковш встречает сопротивление резанию грунта, в этот момент давление в поршневой полости незначительно повышается, и датчик давления 21 считывает изменения, далее для исключения нерационального расхода мощности и энергии гидропривода в работу включается рекуперативная система 7. Только в этом технологическом процессе она работает как усилитель. За счет аккумулированной электроэнергии электроусилитель создает дополнительную силу и крутящий момент на винтовом

стержне 16, преодолевающим возникшее сопротивление. Равномерность движения штока 14 с постоянной скоростью обеспечивается углом наклона винтовой выточки и соответственно передаточным отношением, а также чувствительностью совмещенного датчика 3, синхронизирующего вращение ротора 4. Ход поршня 12 и штока 17 ограничивается длиной винтовой проточки, обеспечивая оптимальный безопасный зазор между поршнем и крышками гидроцилиндра, исключая биение о них. Дальнейшая работа устройства осуществляется аналогично цикловой работе гидропривода экскаватора.

Использование заявленного устройства обеспечивает рекуперацию энергии рабочей жидкости и преобразование силы тяжести масс оборудования в механическую и электрическую энергии, что ведет к повышению энергоэффективности всего гидропривода экскаватора.

Предложенный электрогидроцилиндр рекуперативного действия способен преобразовывать и аккумулировать энергию потока рабочей жидкости по средствам электрорекуператора. Поэтому необходимо произвести силовой расчет основных элементов.

Появление дополнительных возможностей увеличения давления в гидроцилиндре повысит скорость полного хода. Повысить давление в электрогидроцилиндре можно за счет предложенной рекуперативной системы с датчиками скорости, момента и давления жидкости, которая преобразует и аккумулирует кинетическую энергию в электрическую. Также данное устройство может компенсировать действие собственной массы стрелы при отпуске или подъеме оборудования.

Проведем расчет затрачиваемой мощности гидропривода и двигателя при установке энергоэффективного электрогидроцилиндра рекуперативного действия. В связи с тем, что с установкой электрогидроцилиндра рекуперативного действия давление гидронасоса, необходимое для движения поршня гидроцилиндра, составляет $P_n = 12,4$, что на 17,4 % меньше стандартного $\Delta P = 2,58$. Величина давления, необходимого для совершения того же объема работ, частично

компенсирует потери давления в энергоемких элементах гидропривода (гидродвигатели).

$$N_p^{\text{эф}} = \frac{(P_H \cdot Q_H) - (M_p \cdot n_{\text{цс}})}{45 \cdot \eta_{\text{эр}} \cdot \eta_{\text{им}}},$$

где M_p – момент ротора при рабочей частоте вращения, Н·м; $n_{\text{цс}}$ – частота вращения центрального стержня цилиндра, об/мин; $\eta_{\text{эр}}$ – КПД электрорекуператора усилителя.

Таким образом, суммарная мощность $N_p^{\text{эф}} = 89,2$ кВт, дополнительная мощность, создаваемая электрорекуператором усилителя, составляет $\Delta N_{\text{гц}} = 13,1$ кВт.

Из условия равномерного движения поршня с максимальной скоростью v_{max} требуемую мощность двигателя $N_{\text{ев}}$, кВт, определим по формуле

$$N_{\text{ев}} = \frac{N_{\text{Gmax}} + N_{\text{Bmax}}}{\zeta_{\text{гн}}},$$

где $\zeta_{\text{гн}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) гидронасоса.

Мощность, расходуемая на преодоление гидравлического сопротивления потока рабочей жидкости гидроцилиндра N_{Gmax} , кВт, определим по формуле

$$N_{\text{Gmax}} = \frac{G_{\text{р.об}} \cdot f_{\text{гп}} \cdot v_{\text{max}}}{3,6},$$

где $G_{\text{р.об}}$ – вес рабочего оборудования с груженным ковшом, Н; $f_{\text{гп}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления потока рабочей жидкости гидроцилиндра; v_{max} – максимальная скорость движения поршня, м/с.

Мощность воздушного сопротивления N_{Bmax} , кВт, определим по формуле

$$N_{\text{Bmax}} = \frac{W_{\text{в}} \cdot v_{\text{max}}^3}{46800},$$

где $W_{\text{в}}$ – фактор обтекаемости, Н·с²/м².

$$W_{\text{в}} = k_{\text{в}} \cdot F,$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴, $k_{\text{в}}=0,5 \dots 0,7$; F – площадь бокового сопротивления рабочего оборудования, м².

В результате расчетов установлена мощность двигателя, необходимая для выполнения работы рабочим органом экскаватора, $N_{ev} = 102$ кВт.

Мощность двигателя, необходимая для выполнения работ с энергоэффективным гидроцилиндром,

$$N^{г.эф}_{ev} = \frac{N_{Gmax} + N_{Bmax}}{\zeta_{гн}} - \frac{M_{max} \cdot n}{\eta_{двс}},$$

где M_{max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; $\eta_{двс}$ – КПД двигателя.

Произведя расчет разности представленных мощностей, мощность, вырабатываемая двигателем для осуществления заданного объема работ гидроцилиндрами эффективного действия $N^{г.эф}_{ev} = 73,7$ кВт.

Электрогидроцилиндр рекуперативного действия имеет сложную конструкцию, в которой рекуперативная система при сложном движении, преобразуя механическую энергию поступательного действия в электрическую вращательного действия, выполняет определенную работу.

Одна из задач использования электрогидроцилиндра – обеспечить стабилизирующий момент рабочего оборудования экскаватора. Данная задача решается синхронностью работы поршня и ротора электродвигателя. Известно, что эффективной работе мешают действующие на гидроцилиндры силы F_j инерции и инерционного момента M_j , которые определим по формуле

$$M_j = J_z \frac{d\omega_z}{dt} = m_a p_z^2 \varepsilon_z,$$

где $J_{p.o.z}$ – момент инерции масс рабочего оборудования экскаватора относительно оси z ; ω_z – его угловая скорость; p_z – радиус инерции относительно той же оси; $\frac{d\omega_z}{dt} = \varepsilon_z$ – угловое ускорение.

Даже незначительное изменение положения рабочего оборудования вызывает дополнительную нагрузку на рабочую жидкость, увеличивая ее давление в поршневой полости гидроцилиндра, что ведет к росту потерь на его

качение. Это можно рассматривать как действие условной дополнительной силы $F_{\text{доп}}$, величина которой рассчитывается по формуле

$$F_{\text{доп}} = \sum_{i=1}^{2n} F_{\text{ш.з}}^{\text{ГЦ}} \cdot f_{\text{доп}},$$

где $F_{\text{ш.з}}^{\text{ГЦ}}$ – вертикальная сила, действующая на шток гидроцилиндра;
 $f_{\text{доп}} = k_y \delta^2 / R$ – дополнительный коэффициент сопротивления качения рабочего оборудования; k_y – коэффициент увода оборудования от истинных координат;
 δ – угол отклонения оборудования; R – реакция сил.

Существующее давление стремится восстановить нарушенный баланс сил. В итоге с отклонением рабочего оборудования при его перемещении возникает дополнительный момент $M_{\text{д}}$ сопротивления поршня, равный стабилизирующему моменту $M_{\text{ст}}$:

$$M_{\text{ст}} = R l_k / 6,$$

где R_y – реакция сил рабочего оборудования; l_k – длина плеча приложенной силы k элемента рабочего оборудования.

Для этого нужно выбирать такие параметры системы, которые гарантированно обеспечивают уменьшение частоты колебаний, причем собственные частоты колебаний масс гидроцилиндра и рабочего оборудования не совпадают или находятся за пределами возможных частот вынужденных колебаний. Например, при гармонических колебаниях эти характеристики в комплексе составляют критерий оптимальности системы, в качестве которого обычно берется время $t_{\text{усп}}$ успокоения колебаний массы рабочего оборудования – время, за которое амплитуда колебаний уменьшится до заданной величины,

$$t_{\text{усп}} = \frac{1}{\beta_a \cdot \omega_0} \ln \frac{1}{\lambda(1-\beta_a)} \rightarrow \min,$$

где β_a – степень ускорения; $\omega_0 = \sqrt{c_r} / m$ – коэффициент, зависящий от упругих свойств гидроцилиндра; λ – коэффициент точности установки рабочего оборудования в положение равновесия; c_r – жесткость гидроцилиндра.

Представим нашу систему регулирования двухконтурной (гидроцилиндры и рабочее оборудование), значит, есть все основания считать, что в частной

характеристике передаточной функции $W(S)$ формула, есть одно неустойчивое звено:

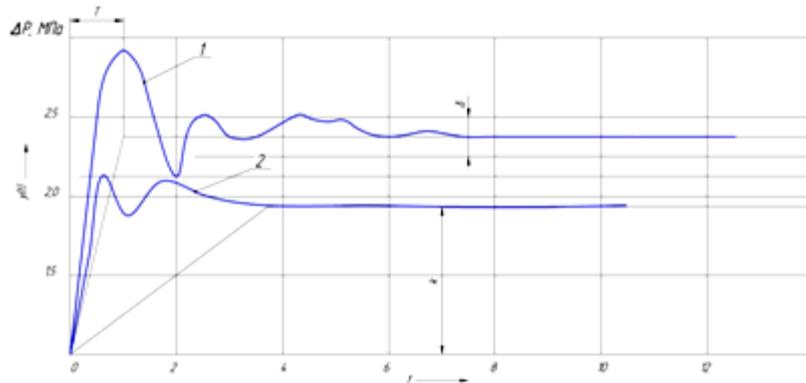
$$W(S) = 20 \lg \left[\frac{W_1(j\omega)W_2(j\omega)}{1+W_2(j\omega)} \right],$$

где $W_i(j\omega)$ – логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики передаточной функции $W(S)$ системы ($i = 1,2$).

Для определения устойчивости данной системы разомкнем обратные связи, затем построим логарифмические частотные характеристики передаточной функции $W_1(j\omega)$, $W_2(j\omega)$, определим разность между числом положительных и отрицательных переходов фазовой характеристики при $W(S) = 20 \lg |W_1(j\omega), W_2(j\omega)| > 0$, где S – символ преобразования Лапласа. В результате получаем один отрицательный переход – $1 + 0 = -1$. После замыкания первого контура строим логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики и фазовую характеристику:

$$W_k(S) = \text{arctg} \left[\frac{W_1(j\omega)}{1 + W_1(j\omega)W_2(j\omega)} \right].$$

При этом ось полярной системы координат пересекается в положительном направлении, что указывает на устойчивость замкнутой системы регулирования.



1– график компенсации сил тяжести масс рабочего оборудования при классическом гидроцилиндре; 2– график компенсации сил тяжести масс рабочего оборудования при использовании электрогидроцилиндра

Рисунок Б2 – Переходные процессы при вертикальном возмущении масс рабочего оборудования экскаватора

Таким образом, полученные результаты позволяют выбирать параметры электрогидроцилиндра и существенно улучшать позиционирование рабочего оборудования экскаватора.

При расчете электрогидроцилиндра необходимо: 1) рассчитать постоянную среднюю нагрузку F_{mL} ; 2) подсчитать промежуток времени действия L_{10dist} ; 3) построить точку ($L_{10dist}-F_{mL}$) на графике времени действия (начать с самого малого линейного размера блока); 4) если эта точка находится под кривой, то необходимо выбрать двигатель. Если нет, то нужно повторить шаги, используя следующий по размеру линейный блок.

Расчитаем постоянную среднюю нагрузку F_{mL} с учетом того, что во многих случаях магнитуа нагрузки колеблется. Чтобы подсчитать эквивалентную нагрузку электрической части привода, необходимо сначала определить постоянную среднюю нагрузку F_{mL} , которая оказывает такое же влияние на винтовой стержень, как и фактическая колеблющаяся нагрузка. Постоянную среднюю нагрузку определяем по формуле

$$F_{mL} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 S_1 + F_2^3 S_2 + F_3^3 S_3 + \dots}{\sum S_i}},$$

где F_{mL} – постоянная средняя нагрузка для подсчета промежутка времени, Н; F_n – сила, действующая на винтовой стержень, Н; S_n – пройденное расстояние, мм.

$$F_{mL} = \frac{(F_{min} + 2F_{max})}{3}$$

С учетом действующей нагрузки рассчитаем продолжительность срока службы L_{10dist} . Продолжительность срока службы L_{10dist} определяем как ожидаемую длину в км, которую 90 % существенно крупной группы идентичных электроцилиндров должны достичь или превысить.

$$L_{10dist} = \frac{S_{total} \cdot t_L \cdot 0,0036}{t_{total}},$$

где L_{10dist} – продолжительность срока службы, км; S_{total} – полное расстояние, пройденное за цикл (в обоих направлениях), мм; t_L – срок службы, ч; t_{total} – полное время цикла (от одного цикла до другого), с.

Для нашего электрогидроцилиндра полное расстояние, пройденное за цикл, $1480 \cdot 2 = 2960$ мм; требуемый срок службы – 5 лет, 230 дней в году, 24 ч в день = 27600 ч; полное время цикла 15 с.

$$L_{10\text{dist}} = \frac{2960 \cdot 27600 \cdot 0,0036}{15} = 19607,04 \text{ км.}$$

Далее строим рабочую точку на графике срока службы электрогидроцилиндра (рисунок А3).

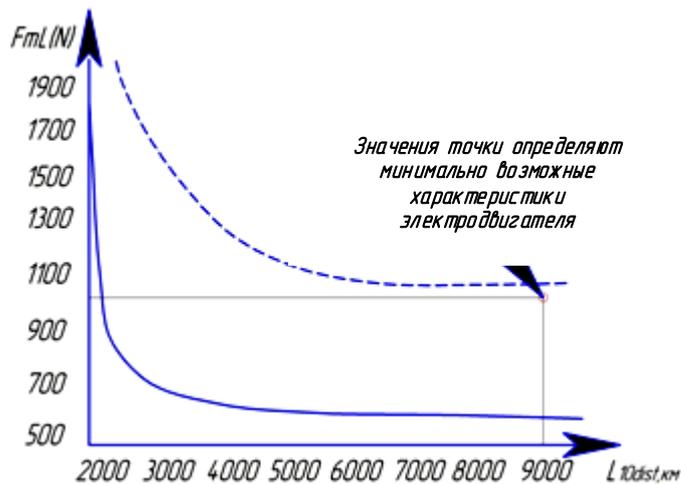


Рисунок Б3 – График срока службы электрогидроцилиндра

В этом примере характеристики электродвигателя, обозначенного пунктирной линией, являются минимально возможными. Далее определяем технические характеристики электродвигателя рекуперативной системы. Определим средний вращающий момент, предварительно подсчитав среднюю нагрузку F_m за рабочее время двигателя.

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot q_1 + F_2^3 \cdot q_2 + F_3^3 \cdot q_3},$$

где F_m – среднее значение силы для выбора мотора, Н; F_n – сила стержня, управляемого двигателем, Н; q_n – время, необходимое для одного движения, % от полного цикла.

Также важно рассчитать минимальный и максимальный крутящие моменты.

$$M_{M\text{min}} = \frac{M_{L\text{max}} \cdot F_m}{F_d};$$

$$M_{M\text{max}} = \frac{M_{L\text{max}} \cdot F_{\text{max}}}{F_d},$$

где $M_{M\min}$ – минимальный номинальный крутящий момент, требуемый двигателем в течение цикла, Н·м; $M_{M\max}$ – наивысший крутящий момент, который двигатель должен достичь в течение цикла, Н·м; $M_{L\max}$ – максимально разрешенный первичный крутящий момент, Н·м; F_m – средняя нагрузка системы, Н; F_{\max} – максимальная нагрузка системы, Н; F_d – динамическая нагрузка, Н.

Разработанная электрорекуперативная система имеет характеристики, представленные в таблице Б1.

Таблица Б1– Расчетные характеристики электрической части рекуператора

Номинальная частота вращения n_N ,		1200 об/мин
Пусковой момент M_0	Н·м	2,1
Ток удержания I_0	А	4,3
Макс. крутящий момент M_{\max}	Н·м	21,5
Макс. ток I_{\max}	А	17,2
Момент инерции J_i	10^{-4} кгм ²	19
Тормозной момент M_T	Н·м	1,2
Индуктивность L_1	мГн	16
Активное сопротивление R_1	мОм	11,6
Напряжение в роторе U_{po}	В/1000 об/мин	62
Максимальное длительное тяговое сила F_{\max}	Н	5093

Таблица Б2 – Сравнительные показатели пневмо-, гидро- и электроцилиндров

Показатель	Пневмо-цилиндр	Гидро-цилиндр	Электро-цилиндр	Линейный двигатель
Скорость, м/с	1	0,5	1	6
Точность позиционирования, мм	0,1	0,1	0,01	0,001
Реакция на управляющее воздействие	Плохая	Хорошая	Очень хорошая	Очень хорошая
Динамические показатели	Низкие	Хорошие	Очень хорошие	Очень хорошие
КПД	<10 %	<20 %	80-90 %	>90 %
Затраты на ввод в эксплуатацию	Низкие	Низкие	Высокие	Высокие
Затраты на установку	Средние	Высокие	Низкие	Низкие
Затраты на эл. энергию	Очень высокие	Высокие	Низкие	Низкие
Затраты на обслуживание	Средние	Средние	Средние	Низкие
Влияние на окружающую среду	Нет	Утечка рабочей жидкости	Нет	Нет
Уровень шума	Высокий	Средний	Низкий	Низкий

Построение модели «жидкостного» трения – одно из динамично развивающихся направлений исследований. Многочисленные задачи, в которых возникает потребность моделирования процессов непоступательного скольжения, решаются не на должном уровне. Зачастую авторы уходят от её уточнения, из – за чего и возникает противоречие между теорией и результатами экспериментов.

Модель сухого трения Кулона является наиболее известной и упрощенной:

$$F = -F_0 \operatorname{sign}(v), (v \neq 0); -F_0 \leq F \leq F_0 (v = 0),$$

где v – скорость относительного поступательного перемещения трущихся тел; $F_0 = fN$ – сила трения трогания; f – коэффициент сухого трения; N – сила, сжимающая тела.

Во всех исследовательских работах основополагающей ошибкой было предположение об отсутствии относительного проскальзывания в точке контакта.

Впервые на несоответствие действительности такой методики обратил внимание Контенсу, который предположил, что для физических тел точечного контакта не бывает. Контенсом доказано, что при наличии даже малого верчения сила трения трогания обращается в нуль.

В.Ф. Журавлевым было дано принципиально новое развитие теории Контенсу. Для конечной записи модели силового взаимодействия в контакте В.Ф. Журавлев использовал аппроксимации Паде точных выражений силы и момента трения.

Контенсу и Журавлев теоретически предположили, что распределение нормальных напряжений в площадке контакта определяется

$$\sigma = \frac{3N \sqrt{1 - \frac{\rho^2}{R^2}}}{2\pi R^2},$$

где N – соответствующая нагрузка; R – радиус пятна контакта; ρ – расстояние от центра до произвольной точки контакта.

А.А. Киреевков развил теорию трения скольжения для случая, когда область контакта не является точечной. Исследования Контенсу–Журавлева

предполагали круглую форму площадки контакта, а распределение нормальных напряжений определяется формулой

$$\sigma = \frac{N}{2\pi R^2 \sqrt{1-\rho^2}}.$$

Особенность задач, изученных в, заключается в том, что сначала строятся точные выражения сил и моментов трения и только потом аппроксимации Паде, которые применяются для решения конкретных задач.

Решая динамические задачи твердых тел, активно используются распределения контактных напряжений. Однако она не может быть универсальной для изучения всех задач теории трения. Решение реализовано путем прямого построения аппроксимаций Паде, исключая интегральные вычисления, адекватно описывающих поведение функции одновременно в нуле и на бесконечности.

Исследования В.Ф. Журавлева позволили создать модели трения первого порядка для круговых площадок контакта:

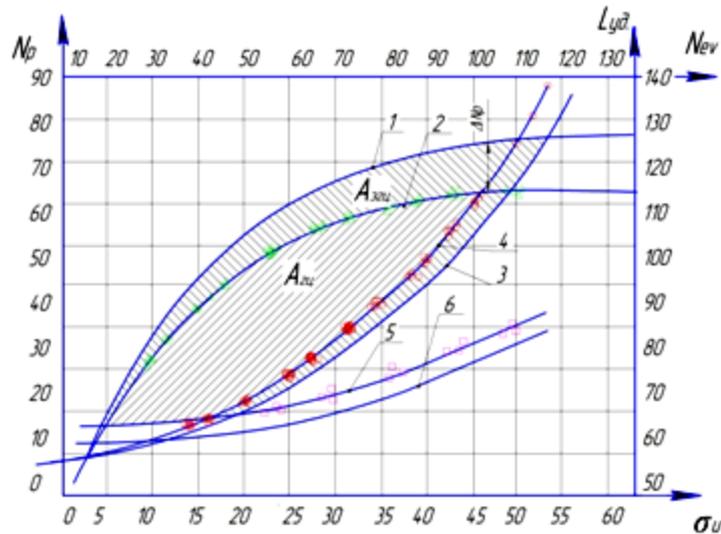
$$M(u, v) = M_0 \frac{u}{u + av}, F(u, v) = F_0 \frac{v}{v + bu}, u = \omega R,$$

где v – скорость поступательного скольжения; ω – угловая скорость вращения.

Модель В.Ф. Журавлева определяет новую состоятельную идею: скорость скольжения и скорость вращения при любых начальных условиях обращаются в нуль одновременно. В.Ф. Журавлев также сформировал важное понятие «зоны застоя» – области в пространстве, графоаналитически описывающей взаимосвязь силы и момента в области нуля. Основываясь на модели первого порядка силового взаимодействия контактирующих тел, разработанной В.Ф. Журавлевым, были рассчитаны момент и сила трения в телах качения винтового стержня, что способствовало выбору угла наклона и шагу винтовой наливки.

Проведенные исследования энергоэффективности конструкции разработанного электрогидроцилиндра позволили построить номограмму определения энергоемкости выполняемой работы гидродвигателем. В

номограмме показаны зависимости изменения удельной работы, совершаемой гидроцилиндром, напряжения изгиба от изменения затрачиваемой мощности гидропривода и двигателя.



- 1 – график изменения мощности гидропривода при работе гидроцилиндра;
 2 – график изменения мощности гидропривода при работе электрогидроцилиндра;
 3 – график выполнения работы гидроцилиндром; 4 – график выполнения работы электрогидроцилиндром; 5 – график изменения напряжений изгиба в электрогидроцилиндре; 6 – график изменения напряжений изгиба в гидроцилиндре

Рисунок. Б4 – Номограмма для определения эффективной области работы

гидроцилиндра $A_{эфф}$ в зависимости от расходуемой мощности N_p и N_{ev}

На рисунке Б4 видно изменение мощностных характеристик гидропривода и двигателя при сопоставлении работ электро- и гидроцилиндров. Анализируя кривые 1 и 2, характеризующие затраты мощности при выполнении заданной работы, видно, что для выполнения работы $A_{уд} = 100$ кДж гидроцилиндр требует затрат мощности гидропривода $N_{гр} = 76$ кВт, что соответствует затратам мощности двигателя $N_{ev} = 127$ кВт. При этом напряжение изгиба в стенках цилиндра возрастает до $\sigma = 55$ мПа, в то время как при использовании разработанного электрогидроцилиндра на выполнение той же работы требуются значительно меньшие затраты мощности: $N_{гр} = 60$ кВт; $N_{ev} = 112$ кВт. Напряжение изгиба в цилиндре от действующего давления снижается до $\sigma = 40$ мПа. Заштрихованная площадь, образованная пересечением графиков (см. рисунок

Б4), характеризует общую работу процесса зачерпывания грунта ковшом. Работа $A_{гц}$ описывает область работы, приходящейся на гидроцилиндр, а работа $A_{эгц}$ описывает область работы, приходящейся на электрогидроцилиндр. Разница площадей показывает компенсацию полезной работы, которую обеспечивает предложенная конструкция за счет рекуперации и преобразования энергии. Таким образом, номограмма показывает часть энергии гидропривода и двигателя, которая снижается за счет внедрения электрогидроцилиндров рекуперативного действия, что повышает эффективность процесса копания грунта на 23 %.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

ЭО-4225А-07 на *тах* силы, возникающие на рабочем органе экскаватора

- машина:

- 1) тип машины - Экскаватора,
- 2) модель – ЭО-4225А-07,
- 3) изготовитель – АО «Экскаваторный завод «Ковровец»»,
- 4) масса машины при испытаниях 26,55 т,
- 5) регулировка давления предохранительного клапана гидросистемы: привод рабочего

оборудования 29 МПа; привод хода 25 МПа; привод платформы 23 МПа;

- ходовое устройство (гусеничная машина):

- 1) максимальная ширина (по гусеницам), 3,15 м,
- 2) колея гусеничного хода, 2,4 м,
- 3) ширина башмака гусеницы, 0,75 м,
- 4) база гусеничного хода (расстояние между вертикальными осевыми линиями передних и задних направляющих или ведущих колес), 3,7 м;
- 5) Наибольшая тяговая сила на гусеницах, 210 кН.;

- рабочее оборудование:

1) длина стрелы (при имеющихся положениях пальцев или телескопического устройства), 5,7 м,

2) длина рукояти (при имеющихся положениях пальцев или телескопического устройства), 2,9 м,

3) номинальная вместимость ковша 0,7 м³ и масса ковша 750 кг,

- результаты испытаний.

Значения силы на рабочих органах занесены в таблицу В.1:

Таблица В.1

Силовые характеристики гидроцилиндров рабочего оборудования при динамическом нагружении и длине рукояти 2,9 м

Рабочее оборудование	Угол наклона, α_i	Сила, развиваемая штоком цилиндра, кН		Ход штока, м	Время исполнительного хода, с		Давление создаваемое в цилиндре, МПа	
		F	F*		t	t*	P	P*
Максимальная сила на ковше обратной лопаты: развиваемое гидроцилиндром ковша	$\alpha_2 = 44^\circ \dots 48^\circ$	248	277	0,85 – 1,0	3,0	2,2	14,9	12,9
развиваемое гидроцилиндром рукояти	$\alpha_3 = 38^\circ \dots 50^\circ$	410	469	1,1 – 1,35	4,5	3,8	15	13

F, t, P – параметры гидроцилиндров развиваемые без электрорекуператора.
F*, t*, P* – параметры гидроцилиндров развиваемые при включении электрогидроцилиндра

Главный инженер ТОО «МЕХКОЛОННА-60»

Зав. кафедрой

«Транспорт и машиностроение», СКГУ им. М. Козыбаева, к.т.н.



Яковлев В.Г.



Савинкин В.В.

ХРОНОМЕТРАЖНАЯ ВЕДОМОСТЬ

Испытаний экскаватора <u>ЭО-4225А-07</u>					
индекс <u>4125.16.64.100</u>					
Наименование предприятия-изготовителя <u>АО «Экскаваторный завод «Ковровец»»</u>					
Вид рабочего оборудования <u>Обратная лопата</u>					
Вместимость ковша, м ³ <u>Ковш 0,7 м³</u>					
Длина, м: стрелы <u>5,7м</u>					
Категория грунта <u>III</u>					
Коэффициент разрыхления и наполнения (K _p и K _n) <u>K_p=1,2; K_n=0,9</u>					
Высота (глубина) копания, м <u>1,5 м</u>					
Характеристика погоды <u>температуре воздуха 14С⁰ и скорости ветра – 3... 6 м/с,</u>					
Фамилия и инициалы машиниста _____					
Квалификация машиниста <u>Машинист экскаватора; 6-й разряд</u>					
Дата наблюдений <u>20.07.2015г.</u> Смена <u>I</u>					
Наименование работы или простоя	Время работы		Число рабочих циклов	Угол поворота платформы	Средняя продолжительность рабочего цикла, с
	начало	конец			
Разработка траншеи	9 ⁰⁰	10 ⁰⁰	149	120 ⁰	24

Главный инженер ТОО «Мехколонна-60»
Зав. кафедрой



Яковлев В.Г.

«Транспорт и машиностроение», к.т.н.



Савинкин В.В.

Таблица Г 1. Хронометражные наблюдения

Объект исследования	Сумма сил действующих в цилиндрах рабочего оборудования, кН	Давление, МПа	Совершаемая работа, кДЖ	Полное время зачерпывания, с	Мощность двигателя, кВт	Мощность гидропривода, кВт	Удельный расход топлива, г/кВт	Ускорение платформы рад/с ²	Ускорение при торможении поворотной платформы рад/с ²	Продолжительность поворота платформы на выгрузку, с	Производительность экскаватора м ³ /ч.
Стандартный гидроцилиндр и режущая кромка ковша	1103	15	3861	14	102	76	229	-	-	-	-
Модернизированный электрогидроцилиндр и режущая кромка ковша	949*/154**	12,9	2847/1014	12,7	73	63	199	-	-	-	-
Поворотная платформа с гидроприводом стандартной комплектацией	-	17,5	753,6	-	66	37	-	0,63	0,72	7	96
Поворотная платформа с энергосберегающим приводом рекуперативного действия	-	15	575,8/177,8	-	57,4	32	-	0,37	0,41	5,4	110
949* кН - Силы, создаваемые в гидроцилиндрах за счет работы гидравлической части. 154** кН – Компенсирующие силы обеспечиваемые работой электроусилителя цилиндра.											

Қазақстан Республикасы
ЖАУАПКЕРШІЛІГІ
ШЕКТЕУЛІ СЕРІКТЕСТІГІ
"СУ-808"

Республика Казахстан
ТОВАРИЩЕСТВО С
ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
"СУ-808"

150007, Петропавл қаласы Ж.Жабаев көшесі, 6
тел 8(715-2) 53-50-50 ф 53-50-57
ИИК KZ62319S010000410170
АҚ "БТА Банк" БИК АВКЗ КЗ КХ
БИН 970840001582

e-mail: toosu808@yandex.ru

150007, г.Петропавловск ул.Ж.Жабаева, 6
тел. 8 (715-2) 53-50-50 ф 53-50-57
ИИК KZ62319S010000410170
АО «БТА Банк» БИК АВКЗ КЗ КХ
БИН 970840001582

10.06.2013 № 06-11/201

на № _____ от _____

Акт

испытаний опытного инерционного преобразователя кинетической энергии рабочей жидкости гидропривода

Настоящий акт составлен в том, что в июне - июле 2013 г. в товариществе с ограниченной ответственностью «СУ-808» были проведены испытания опытного инерционного преобразователя энергии рабочей жидкости экскаватора РС 200/LC-8.

Инерционный преобразователь выполнен на основании методики по результатам исследований, проведенных в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)» совместно с Республиканским государственным предприятием на праве хозяйственного ведения «Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева (СКГУ им. М. Козыбаева)» к.т.н., д.т.н., проф. Кузнецовой В.Н.

Испытания проводились при следующих условиях:

- температура окружающего воздуха 19 – 28⁰С;
- глубина копания 100 см;
- рабочая среда (грунт, глина).

Опытный инерционный преобразователь рекомендован к использованию для компенсации кинетической энергии рабочей жидкости гидропривода рабочего органа при разработке грунта.

Директор



Ли В.Б.

Қазақстан Республикасы
ЖАУАПКЕРШІЛІГІ
ШЕКТЕУЛІ СЕРІКТЕСТІГІ
"СУ-808"

Республика Казахстан
ТОВАРИЩЕСТВО С
ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
"СУ-808"

150007, Петропавл қаласы Ж.Жабаев көшесі, 6
тел 8(715-2) 53-50-50 ф 53-50-57
ИИК KZ62319S010000410170
АҚ "БТА банк" БИК АВКЗ KZ KX
БИН 970840001582

e-mail: toosu808@yandex.ru

150007, г.Петропавловск ул.Ж.Жабаева, 6
тел. 8 (715-2) 53-50-50 ф 53-50-57
ИИК KZ62319S010000410170
АО «БТА Банк» БИК АВКЗ KZ KX
БИН 970840001582

10.06.2013 № 06-11/222

на № _____ от _____

АКТ

внедрения методики определения оптимальных параметров гидропривода рабочего оборудования дорожных машин

Настоящий акт составлен по факту внедрения в товариществе с ограниченной ответственностью «СУ-808» методики определения оптимальных параметров гидропривода рабочего оборудования дорожных машин для проведения землеройных работ, разработанной в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)» к.т.н. Савинкиным В.В, д.т.н., проф. Кузнецовой В.Н.

Методика позволяет обоснованно определять основные параметры гидропривода рабочего органа дорожных машин. Методика позволяет создавать элементы гидропривода, при использовании которых снижаются удельные мощностные затраты процесса разработки грунта на 18-20 %.

Директор



Ли В.Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж



АКТ

внедрения методики расчета эффективных показателей работы гидропривода рабочего органа землеройной машины.

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: заместитель директора по производству Юркин А.В., заведующий мастерскими Станкевичюс П.В. с одной стороны, и разработчики к.т.н. Савинкин В.В., д.т.н., проф. СИБАДИ Кузнецова В.Н., к.т.н. профессор СКГУ им. М.Козыбаева Томашец А.К., с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и прием методики расчета эффективных показателей работы гидропривода рабочего органа землеройной машины.

Комиссия, рассмотрев представленную методику расчета, пришла к заключению, что предлагаемая методика расчета эффективных показателей работы гидропривода рабочего органа землеройной машины, является актуальной и целесообразной для внедрения в производство ТОО «СУ-808», что позволит повысить эффективность гидропривода землеройных машин и снизить энергоемкость технологических процессов разработки грунта.



Юркин А.В.

Станкевичюс П.В.

В.В. Савинкин

В.Н. Кузнецова

А.К. Томашец

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

УТВЕРЖДАЮ



Яковлев Г.В.

2014 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

энергосберегающего привода поворотной платформы
землеройной машины ЭО-4225А

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: директора ТОО «МЕХКОЛОННА - 60», начальника зоны эксплуатации Пономаренко Ю.И., инженера механика Паутин А.С. с одной стороны, и разработчики к.т.н. соискатель СибАДИ Савинкина В.В., д.т.н. профессор СибАДИ Кузнецовой В.Н., с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и внедрение энергосберегающего привода поворотной платформы землеройной машины.

Комиссия, рассмотрев представленную конструкцию энергосберегающего привода поворотной платформы землеройной машины, пришла к заключению, что предлагаемая конструкция, является основополагающей и целесообразной для внедрения в производство дорожно-строительной отрасли, что позволит обеспечить энергоэффективность работы гидропривода с максимальным использованием энергетического потенциала поворотной платформы экскаватора.

Использование заявленного энергосберегающего механизма поворотной платформы обеспечивает максимальное использование кинетической энергии поворотной платформы, преобразование моментов инерции рабочего оборудования в механическую и электрическую энергию и полезную работу, появление возможности рекуперации и автоматически регулировать распределение сил на венце поворотного круга, что ведет к повышению энергоэффективности и долговечности всего гидропривода экскаватора.



Пономаренко Ю.И.



Паутин А.С.



Кузнецова В.Н.



Савинкин В.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ И

«УТВЕРЖДАЮ»

Зам. директора по подготовки
производства ТОО «Завод
многопрофильного оборудования»

Тукачев А.А.

2015 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

комплекта технической документации
на изготовление комплектующих деталей энергоэффективного
электрогидроцилиндра рекуперативного действия

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: зам. директора по подготовки производства ТОО «Завод многопрофильного оборудования», к.т.н., доктор PhD Тукачев А.А., зам. начальника КТО по разработке ТД Еликов О.В., зам. начальника КТО по разработке КД Ясковец М.В. с одной стороны, и разработчики соискатель СИБАДИ, к.т.н. Савинкин В.В., д.т.н., профессор СИБАДИ Кузнецова В.Н. с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и внедрение технической документации на изготовление комплектующих деталей энергоэффективного электрогидроцилиндра рекуперативного действия гидропривода СДМ ЭО-4225А.

Комиссия, рассмотрев представленную техническую документацию, пришла к заключению, что предлагаемые технические условия на изготовление комплектующих деталей энергоэффективного электрогидроцилиндра рекуперативного действия являются основополагающими и целесообразными для внедрения в производство, что позволит повысить качество изготовления деталей электрогидроцилиндра и моторесурс модернизированных электрогидроцилиндров рекуперативного действия.

Предлагаемая конструкция может быть применена для преобразования энергии потока жидкости в механическую и электрическую, аккумуляирования ее в конструкции гидрофицированных и гибридных машин, повышения энергоэффективности устройства, для рекуперации энергии механизмов, работающих в условиях значительных динамических нагрузок воспринимаемые рабочим оборудованием, рабочие органы которых воздействуют на грунт и близкие по физико-механическим свойствам материалы.

Представители от
ТОО «Завод многопрофильного
оборудования»

Еликов О.В.

Ясковец М.В.

Представители от СИБАДИ

Кузнецова В.Н.

Савинкин В.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ К



Протокол
технического совещания при директоре
ТОО «РЕМПЛАЗМА»

Повестка дня:

Рассмотрение выполненной в Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии и Северо – Казахстанском государственном университете им.М. Козыбаева научно-исследовательской работы: «Развитие методологии обоснования энергоэффективных параметров одноковшовых экскаваторов при разработке грунта». Представленные к рассмотрению результаты исследований «Разработанный комплект технических документов и рекомендаций по изготовлению ковша эффективного действия с режущей кромкой пониженного сопротивления копанию грунта»

Слушали:

Доклад зав. кафедрой «Транспорт и машиностроение» СКГУ им. М. Козыбаева, к.т.н. Савинкина В.В., о выполненных им конструкторских и исследовательских работах по указанной теме.

В обсуждении приняли участие директор ТОО «РЕМПЛАЗМА» Киселев Л.А., заместитель директора по производству Булушев В.Р., главный инженер по коммерциализации Конкин В.А., главный инженер Фомиченко С.А., старший мастер ремонтной зоны Никишин В.В., д.т.н., профессор СибАДИ Кузнецова В.Н., к.т.н., профессор СКГУ им. М. Козыбаева Томашец А.К., к.т.н доцент Жакупов М.А., к.т.н., доцент, и.о. декана ИТФ Дмьяненко А.В.

Постановили:

Рассмотрев комплект конструкторской документации и результаты экспериментальных и теоретических исследований предлагаемой конструкции накладки на режущую кромку ковша экскаватора и рекомендации по технологии, комиссия считает, что внедрение предлагаемых разработок позволит снизить трудоемкость работ, повысить культуру и качество производства, что позволит увеличить ресурс модернизированных режущих кромок ковша экскаватора с обратной лопатой.

Представители от ТОО «РЕМПЛАЗМА»

Булушев В.Р.

Конкин В. А.

Фомиченко С.А.

Никишин В.В.



Представители от университета

Кузнецова В.Н.

Савинкин В.В.

Жакупов М.А.

Дмьяненко А.В.



«ҚАЗАҚСТАН ВАГОН ЖАСАУ КОМПАНИЯСЫ» ЖШС

	141203, Қазақстан Республикасы, Екібастұз қаласы, Омск көшесі, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, Республика Казахстан, город Екiбастуз, ул. Омская, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, the Republic of Kazakhstan, Ekibastuz, Omsk street, 4 Tel.: 8(7187) 75-41-93 Tel./fax: 8(7187) 22-62-80
--	---	---	---

УТВЕРЖДАЮ

И.о. директора ТОО «КВК»

Амержанов Б.К.

«15» 06 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

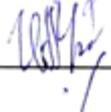
методики имитационного моделирования действующих напряжений в энергонагруженных деталях строительных дорожных, путевых и подъемно-транспортных машин

Мы, ниже подписавшиеся, члены комиссии в составе: главный инженер ТОО «КВК» Чудопал О.И., главный энергетик Галактионов А.К., начальник производственного отдела Чвирук И.А., с одной стороны, и разработчики к.т.н., соискатель СибАДИ Савинкин В.В., д.т.н. профессор СибАДИ Кузнецова В.Н., с другой стороны, составили настоящий акт на рассмотрение и внедрение методики имитационного моделирования действующих напряжений в энергонагруженных деталях строительных дорожных и подъемно-транспортных машин.

Комиссия, рассмотрев представленную методику моделирования, пришла к заключению, что предлагаемая методика имеет перспективу применения при разработке и проектировании металлических конструкций типа вал, шестерня, балка и т. д. Предложенная методика применялась для исследования напряженного состояния рабочего оборудования и приводных механизмов дорожных, строительных и путевых машин.

Разработанная методика исследований на основе имитационного моделирования адекватно описывает процессы изменения концентраций напряжений при статическом и динамическом нагружении ответственных деталей и является основополагающей и целесообразной для внедрения в машиностроительное производство.

 Чудопал О.И.

 Чвирук И.А.

 Галактионов А.К.

 Савинкин В.В.



«ҚАЗАҚСТАН ВАГОН ЖАСАУ КОМПАНИЯСЫ» ЖШС

	141203, Қазақстан Республикасы, Екiбастұз қаласы, Омск көшесi, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, Республика Казахстан, город Екiбастұз, ул. Омская, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, the Republic of Kazakhstan, Ekibastuz, Omak street, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80
--	---	---	--

УТВЕРЖДАЮ

И.о. директора ТОО «КВК»

Амержанов Б.К.

«27» 08 2015г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

методики «Оптимизации параметров гидропривода дорожных, строительных и путевых машин с позиции энергоэффективности процесса»

Комиссия, рассмотрев представленную методику оптимизации, пришла к заключению, что разработанная к.т.н., соискателем СибАДИ Савинкиным В.В. методика «Оптимизации параметров гидропривода дорожных, строительных и путевых машин с позиции энергоэффективности процесса» является основополагающей и целесообразной для внедрения в производство, что позволит обеспечить энергоэффективность работы гидропривода с минимальным сопротивлением моментам и силам инерции.

Разработанная методика оптимизации параметров гидропривода дорожных машин, позволяет обосновать перераспределение мощности гидропривода по элементам гидросистемы, что обеспечит минимизацию энергозатрат при выполнении наиболее емких процессов.

Представители ТОО
«Казахстанская
вагоностроительная компания»

Чудопал О.И.

Чвирук И.А.

Представители СКГУ им. М. Козыбаева

Савинкин В.В.

**ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ЛАБОРАТОРИЯ
АКЦИОНЕРНОГО ОБЩЕСТВА
«ПЕТРОПАВЛОВСКИЙ ЗАВОД ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ»**

150009, Республика Казахстан,
г. Петропавловск, пр. Я. Гашека, 1,
телефон 8-(7152)-39-09-47,
факс 8-(7152)-42-55-30

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ №30/42- 259
от 28 мая 2015 г.
на 3-х листах

Наименование испытываемого образца:

Венец опорно-поворотного круга экскаватора

Заказчик (адрес): *Савинкин В.В.*

Дата получения образца: *25 мая 2015 г.*

Дата проведения испытаний: *26, 27 мая 2015г.*

Место проведения испытаний: *ИЛ АО «ПЗТМ»*

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Исследование микроструктуры образцов зубьев венца опорно-поворотного круга экскаватора после их излома

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Образец, №	Содержание элементов, %					Марка материала, заключение по анализу
	C	Si	Mn	Cr	Ni	
<i>Образец 1.1</i>	<i>0,20</i>	<i>0,28</i>	<i>0,39</i>	<i>0,80</i>	<i>3,04</i>	<i>20ХНЗА (ГОСТ4543-71)</i>
<i>Образец 1.2</i>	<i>0,21</i>	<i>0,29</i>	<i>0,41</i>	<i>0,79</i>	<i>3,05</i>	<i>20ХНЗА (ГОСТ4543-71)</i>
<i>Образец 1.3</i>	<i>0,21</i>	<i>0,28</i>	<i>0,40</i>	<i>0,81</i>	<i>3,04</i>	<i>20ХНЗА (ГОСТ4543-71)</i>
<i>Образец 1.4</i>	<i>0,20</i>	<i>0,28</i>	<i>0,39</i>	<i>0,80</i>	<i>3,04</i>	<i>20ХНЗА (ГОСТ4543-71)</i>
<i>Образец 1.5</i>	<i>0,21</i>	<i>0,29</i>	<i>0,40</i>	<i>0,81</i>	<i>3,05</i>	<i>20ХНЗА (ГОСТ4543-71)</i>

Образец, №	Твёрдость поверхностного слоя зуба, HV (HRC)	Твёрдость основного металла, HV
<i>Образец 1.1</i>	<i>700-760 (58-60)</i>	<i>305-395</i>
<i>Образец 1.2</i>	<i>690-755 (58-60)</i>	<i>295-390</i>
<i>Образец 1.3</i>	<i>702-759 (58-60)</i>	<i>250-380</i>
<i>Образец 1.4</i>	<i>700-760 (58-60)</i>	<i>267-389</i>
<i>Образец 1.5</i>	<i>700-760 (58-60)</i>	<i>305-395</i>

Образец №1.1

Материал зубьев венца поворотного круга – сталь 20ХН3А. Толщина слоя подверженная упрочнению составляет 0,6-0,8 мм. Цементитная сетка отсутствует. Зона упрочнения поверхности металла, представляет собой мартенсит отпуска. Исследуемые зоны, однородны по рельефу, очагов развития трещин с усталостными межкристаллическими бороздками не наблюдается, усталостный питтинг и трековые следы отсутствуют, усадочные раковины и расслоение структуры не выявлено. Сплошность основного металла однородная, неметаллические включения отсутствуют. На расстоянии 0,9-1,4 мм от границы упрочнения структура основного металла состоит из троостит-сорбит.

Образец №1.2

Материал зубьев венца поворотного круга – сталь 20ХН3А. Толщина слоя подверженная упрочнению составляет 0,6-0,8 мм. Цементитная сетка отсутствует. Зона упрочнения поверхности металла, представляет собой мартенсит отпуска. Местами около основания наблюдается контактный питтинг. Исследуемые зоны, однородны по рельефу, очагов развития трещин не наблюдается, усадочные раковины и расслоение структуры не выявлено. Сплошность основного металла однородная, неметаллические включения отсутствуют. На расстоянии 0,9-1,4 мм от границы упрочнения структура основного металла состоит из троостит-сорбит.

Образец №1.3

Материал зубьев венца поворотного круга – сталь 20ХН3А. Толщина слоя подверженная упрочнению остается прежней 0,6-0,8 мм. Цементитная сетка отсутствует. Зона упрочнения поверхности металла, представляет собой мартенсит отпуска. Сплошность основного металла однородная, неметаллические включения отсутствуют. На расстоянии 0,9-1,4 мм от границы упрочнения структура основного металла троостит-сорбит.

Разрушение образца соответствовало усталостному: на изломах присутствуют характерные зоны, различающиеся по рельефу - очаги, зоны стабильного развития трещин с усталостными бороздками, плато, усталостными питтингами и трековыми следами, зон долома. В структуре наблюдается деформация зерна микроструктуры у основания зуба (вытянутой формы), в зоне формирования усталостных напряжений очаги трещин. Ближе к глубине излома установлено отслоение и откол слоя, что характеризует неоднородность рельефа. На границе разрыва металла, наблюдаются следы наклепа. На поверхности облома была отмечена значительная пластическая деформация в виде развальцованных языков.

Образец №1.4

Материал зубьев венца поворотного круга – сталь 20ХН3А. Толщина слоя подверженная упрочнению составляет 0,6-0,8 мм. Цементитная сетка отсутствует. Зона упрочнения поверхности металла, представляет собой мартенсит отпуска. Исследуемые зоны, однородны по рельефу, наблюдаются незначительное зарождение очагов развития трещин с усталостными межкристаллическими бороздками, усталостный питтинг и трековые следы отсутствуют, усадочные раковины и расслоение структуры не выявлено. Сплошность основного металла однородная, неметаллические включения отсутствуют. На расстоянии 0,9-1,4 мм от границы упрочнения структура основного металла троостит-сорбит.

Образец №1.5

Материал зубьев венца поворотного круга – сталь 20ХНЗА. Толщина слоя подверженной упрочнению составляет 0,6-0,8 мм. Цементитная сетка отсутствует. Зона упрочнения поверхности металла, представляет собой мартенсит отпуска. Исследуемые зоны, однородны по рельефу, очагов развития трещин с усталостными межкристаллическими бороздками не наблюдается, усталостный питтинг и трековые следы отсутствуют, усадочные раковины и расслоение структуры не выявлено. Сплошность основного металла однородная, неметаллические включения отсутствуют. На расстоянии 0,9-1,4 мм от границы упрочнения структура основного металла троостит-сорбит.

Вед. специалист ФМИ и НМК



Перфилов А.А.

Начальник испытательной
лаборатории

Пуртова Н.Г.

Протокол распространяется только на образцы, подвергнутые испытаниям!
Размножение или перепечатка без согласия ИЛ не допускается!

Ответственный за подготовку протокола  Перфилов А.А.



«ҚАЗАҚСТАН ВАГОН ЖАСАУ КОМПАНИЯСЫ» ЖШС

	141203, Қазақстан Республикасы, Екібастұз қаласы, Омск көшесі, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, Республика Казахстан, город Екібастұз, ул. Омская, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80	141203, the Republic of Kazakhstan Ekibastuz, Omak street, 4 Тел.: 8(7187) 75-41-93 Тел./факс: 8(7187) 22-62-80
--	---	---	---

УТВЕРЖДАЮ
И.о. директора ТОО «КВК»
Амержанов Б.К.
« 16 » 01 2016г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

способа рекуперации энергии гидропривода дорожных, строительных,
путевых и подъемно-транспортных машин

Настоящий акт констатирует факт внедрения в ТОО «Казахстанская вагоностроительная компания» способа «Рекуперации энергии гидро- и электроприводов дорожных, строительных, путевых и подъемно-транспортных машин», разработанной в Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СИБАДИ) к.т.н., соискателем Савинкиным В.В.

Внедренный способ позволяет повторно использовать кинетическую энергию рабочего оборудования затраченную на преодоление сил и моментов сопротивления. Идея способа заключается в преобразовании механической и гидравлической энергии в электрическую, с последующим перераспределением ее по элементам гидропривода в соответствии с энергоемкостью такта. Это позволит разработать энергосберегающий привод, при использовании которого энергоемкость процесса снижается в среднем на 13%.

Использование предложенного способа рекуперации энергии, повысит энергоэффективность машины и точность управления динамическими нагрузками с расширением применимости эффективных диапазонов технических параметров.

Главный энергетик

Галактионов А.К.

Начальник производственного
отдела

Чвирук И.А.

Утверждаю
 Начальник Военного института
 Национальной гвардии
 Республики Казахстан
 доктор военных наук, профессор
 полковник Ж. Ахметов
 «10» февраля 2016г.



АКТ

**внедрения результатов научно-исследовательской работы,
 выполненных в процессе подготовки диссертации докторантом
 Савинкиным В.В. в 2010-2016гг.**

Результаты исследований, по направлению «Повышение энергоэффективности строительно-дорожных и специальных машин за счет применения энергосберегающего привода и систем управления», выполненных Савинкиным В.В., а конкретно, методики выбора оптимальных режимов эксплуатации поворотной платформы экскаватора с энергосберегающим приводом, экспериментальные значения параметров силовых механизмов, графики показателей критических значений динамических нагрузок, расчетные значения коэффициентов энергоемкости процесса управления, нашли отражение при подготовке и проведении учебных занятий по дисциплинам «Техническая подготовка», «Вождение боевых машин», «Вождение автомобилей», и планировании занятий по дисциплине «Военная автомобильная и бронетанковая техника», а так же использованы при выполнении курсантами специальности «Командная тактическая автомобильного обеспечения войск» Военного института курсовой работы по дисциплине «Прикладная механика».

Особый интерес представляет предложенный энергосберегающий привод с элементами гибридизации. Применение данной конструкции обеспечивает минимизацию затраченной энергии на выполнение технических задач, а также повышает точность позиционирования исполнительных механизмов за короткий интервал времени.

Заместитель начальника Военного института
 (по учебной и научной работе)
 кандидат военных наук
 полковник



А. Корнилов

Форма № 01 ПМ-20 4

**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
(РОСПАТЕНТ)**

Бережковская наб., 30, корп. 1, Москва, Г-59, ГСП-3, 125993. Телефон (8-499) 240- 60- 15. Факс (8-495) 531- 63- 18

На № 15-4831 от 25.11.2015

Наш № 2015113652/03(021377)

*При переписке просим ссылаться на номер заявки и
сообщить дату получения настоящей корреспонденции
от 11.12.2015*ФГБОУ ВПО СибАДИ, патентно-информационный
отдел
пр-кт Мира, 5
г. Омск
644080**Р Е Ш Е Н И Е
о выдаче патента на полезную модель**

(21) Заявка № 2015113652/03(021377)

(22) Дата подачи заявки 13.04.2015

В результате экспертизы заявки на полезную модель установлено, что заявленная полезная модель относится к объектам патентных прав, соответствует условиям патентоспособности, сущность заявленной полезной модели в документах заявки раскрыта с полнотой, достаточной для осуществления полезной модели, в связи с чем принято решение о выдаче патента на полезную модель.

Заключение по результатам экспертизы прилагается.

Приложение: на 3 л. в 1 экз.

Заместитель руководителя



Л.Л. Кирий



ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЭКСПЕРТИЗЫ

(21) Заявка № 2015113652/03(021377) (22) Дата подачи заявки 13.04.2015

(24) Дата начала отсчета срока действия патента 13.04.2015

ПРИОРИТЕТ УСТАНОВЛЕН ПО ДАТЕ

(22) подачи заявки 13.04.2015

(72) Автор(ы) Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., Яковлев В.Г., RU

(73) Патентообладатель(и) Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)", RU

(54) Название полезной модели Энергосберегающий привод поворотной платформы землеройной машины

(см. на обороте)

01	2	ДОМ 03.12.2015	032708
----	---	----------------	--------

ВНИМАНИЕ! С целью исключения ошибок просьба проверить сведения, приведенные в заключении, т.к. они без изменения будут внесены в Государственный реестр полезных моделей Российской Федерации, и незамедлительно сообщить об обнаруженных ошибках.

**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
(РОСПАТЕНТ)**

Бережковская наб., 30, корп. 1, Москва, Г-59, ГСП-3, 125993. Телефон (8-499) 240-60-15. Факс (8-495) 531-63-18

На № 15-4309 от 26.10.2015

Наш № 2015147484 03(073011)

*Для удобства поиска документов по номеру заявки и
ссылочные даты по почте настоящей корреспонденции
от 14.01.2016*

ФГБОУ ВПО "Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)",
патентно-информационный отдел
пр-кт Мира, 5
г. Омск
644080

Р Е Ш Е Н И Е

о выдаче патента на полезную модель

(21) Заявка № 2015147484/03(073011)

(22) Дата подачи заявки 03.11.2015

В результате экспертизы заявки на полезную модель установлено, что заявленная полезная модель относится к объектам патентных прав, соответствует условиям патентоспособности, сущность заявленной полезной модели в документах заявки раскрыта с полнотой, достаточной для осуществления полезной модели, в связи с чем принято решение о выдаче патента на полезную модель.

Заключение по результатам экспертизы прилагается.

Приложение: на 3 л. в 1 экз.

Заместитель руководителя



Л.Л. Кирий



ЗАКЛЮЧЕНИЕ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЭКСПЕРТИЗЫ

(21) Заявка № 2015147484/03(073011)

(22) Дата подачи заявки 03.11.2015

(24) Дата начала отсчета срока действия патента 03.11.2015

ПРИОРИТЕТ УСТАНОВЛЕН ПО ДАТЕ

(22) подачи заявки 03.11.2015

(72) Автор(ы) Кузнецова В.Н., Савинкин В.В., RU

(73) Патентообладатель(и) Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия" (СибАДИ), RU

(54) Название полезной модели Ковш эффективного действия с пониженным сопротивлением копанию грунта

(см. на обороте)

01	1	032708
----	---	--------

ВНИМАНИЕ! С целью исключения ошибок просьба проверить сведения, приведенные в заключении, т.к. они без изменения будут внесены в Государственный реестр полезных моделей Российской Федерации, и незамедлительно сообщить об обнаруженных ошибках.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 141434

**ИНЕРЦИОННЫЙ ГИДРОЦИЛИНДР ЭФФЕКТИВНОГО
ДЕЙСТВИЯ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № **2013158577**

Приоритет полезной модели **27 декабря 2013 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации **28 апреля 2014 г.**

Срок действия патента истекает **27 декабря 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов

XXXXXX

XXXXXX

XX

XX

XX