

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Курганский государственный университет»

На правах рукописи



Ненашев Павел Николаевич

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА
ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ АМФИБИЙНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ
ИСКЛЮЧЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ В МЕХАНИЧЕСКОЙ
СИСТЕМЕ**

Специальность 05.05.03 – Колёсные и гусеничные машины

Диссертация
на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
профессор, доктор технических наук
Тараторкин И.А.

Курган 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	13
1.1 Обеспечение подвижности амфибийных машин на плаву	13
1.2 Основы проектного расчета привода водородных двигателей.....	24
1.3 Анализ конструкции привода водородных двигателей ПТС, ПТ-76, БМП-3 и др.....	29
1.4 Виды разрушений привода водометных двигателей	46
1.5 Предварительная оценка устойчивости исследуемой системы	50
1.6 Задачи исследования	54
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ.....	55
2.1 Современные средства инженерного анализа.....	55
2.2 Объект исследования. Основные характеристики объекта исследования..	57
2.3 Кинематический и силовой расчет привода водометных двигателей	60
2.4 Разработка математической и имитационной моделей рассматриваемой динамической системы	63
2.5 Анализ динамической нагруженности привода водородных двигателей .	70
2.6 Анализ напряженно деформированного состояния опор углового редуктора	74
2.7 Анализ вибронагруженности болтового соединения	77
2.8 Выводы	80

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ АМФИБИЙНОЙ МАШИНЫ	81
3.1 Объект, задачи, цель экспериментального исследования.....	81
3.2 Комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры	88
3.3 Результаты стендового экспериментального исследования вибронгруженности углового редуктора привода водометных движителей..	95
3.4 Результаты исследований динамической нагрузки привода водометного движителя на плаву	99
3.5 Выводы	103
ГЛАВА 4. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО И ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЙ	105
4.1 Анализ сходимости результатов теоретического и экспериментальных исследований	105
4.2 Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования.....	110
4.3 Анализ прочности углового редуктора привода водометов и элементов крепления редуктора.....	113
4.3.1 Расчет прочности кронштейна крепления редуктора привода водомета	113
4.3.2 Расчет нагрузок в подшипниках редуктора	116
4.4.3 Расчет на прочность элементов крепления редуктора привода водометов	120
4.4 Решение проблемы самопроизвольного ослабления резьбовых соединений креплений опор углового редуктора	125

4.5 Технические решения, обеспечивающие снижение динамического момента привода водометных движителей, содержащего пространственно расположенные карданные передачи.....	129
4.6 Блок-схема усовершенствованной методики проектного расчета привода водометного движителя.....	130
4.7 Выводы и предложенные решения.....	135
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ РАБОТЫ.....	136
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	138
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	145

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации:

Постоянно происходит повышение характеристик быстроходных гусеничных амфибийных машин (БГАМ) специфичности, быстроходности, ходкости, динамичности, надежности, долговечности, напрямую зависящие от качества и динамической нагруженности составных элементов и рабочих узлов. В конструкциях БГАМ вращение водометных движителей осуществляется через механический привод, содержащий пространственно расположенные карданные передачи. К конструкции привода водометных движителей (ПВД) предъявляются высокие требования по уровню надежности. Это связано с тем, что отказ одного элемента привода исключает возможность движения БГАМ. Опыт эксплуатации БГАМ и результаты экспериментального исследования свидетельствуют об ограничении долговечности элементов ПВД. До 85-ти % нарушений функционирования происходят вследствие возбуждения колебательных процессов [17, 18, 29]. В то же время, известные методики проектного расчета предусматривают обеспечение прочности и долговечности при действии нагрузок, которые определяются коэффициентом динамичности без учета частотных характеристик процесса нагружения и амплитуд при колебательных процессах. Это приводит к ограничению ресурса элементов ПВД, что и определяет актуальность проведения исследований, направленных на снижение динамической нагруженности ПВД БГАМ.

БГАМ БТР-МДМ разработан в целях транспортировки личного состава и десанта, боезапасов, запчастей, горюче смазочных материалов в составе ВДВ и морской пехоты ВМФ. Она предназначена для применения в разных боевых и спасательных операциях. БГАМ является базовым шасси для выпуска ряда модификаций таких, как командно-штабные, разведывательные, медицинские и др. До 2025 г. запланировано получение ВДВ более 2400 БТР-МДМ «Ракушка-М» разных вариантов исполнения. Особые требования надежности и долговечности

предъявляются к приводу водоходных движителей БГАМ. В случае отказа одного из узлов исключает возможность движения машины на плаву, что недопустимо в критически важные моменты во время эксплуатации БГАМ специального назначения.

Обзор известных методик проектного расчета свидетельствует, что оценке особенностей динамического нагружения ПВД не уделяется требуемого внимания. При классических методах проектного расчета номинальные размеры деталей привода получают из условия гарантии требуемых показателей прочности и долговечности от нагрузок, динамичность которых учитывается в расчет единственной характеристикой коэффициентом динамичности. Как следствие, инерционные и диссипативные свойства элементов привода образуются из геометрических характеристик деталей, рассчитанных без учета динамической нагруженности. Но при аккумуляции воздействий внешних и внутренних зачастую динамическая нагруженность привода неприемлемо высока, снижается долговечность элементов, а нередко не могут гарантировать необходимую прочность. Разрушение шлицевых соединений карданных валов, опор угловых редукторов, рабочих колес водометов и других составляющих ПВД приводит к нарушению работоспособности привода. Карданный шарнир передает вращение периодически, т.е. передаточное число является переменным, угловая скорость меняется дважды за один оборот. Это обуславливает происхождение динамической нагруженности, крайне сильно возрастающей при увеличении угла между соединяемыми элементами. Таким образом, при возникновении высоких динамических нагрузок происходит форсирование износа шарниров.

В связи с этим, проблема прогнозирования динамической нагруженности ПВД на этапе проектирования и установлении его динамических характеристик приобретает все большую актуальность.

Приведенное и необходимость повышения надежности и долговечности ПВД определяет актуальность исследования.

Цель исследования:

Снижение динамической нагруженности привода водометных движителей быстроходных гусеничных амфибийных машин, на основе исключения резонансных режимов в механической системе.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи.

Задачи исследования:

1. Теоретическое исследование системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» на основе разработки математических и имитационных моделей, учитывающих необходимые конструктивные параметры ПВД, влияющие на его динамическую нагруженность.

2. Экспериментальное исследование динамической нагруженности системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» при ходовых испытаниях БГАМ, оценка адекватности математических и имитационных моделей привода водометных движителей.

3. Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования. Обоснование конструкторско-технологических решений, обеспечивающих снижение динамической нагруженности привода водометных движителей.

4. Разработка усовершенствованной методики проектного расчета привода водометных движителей на основе научно-обоснованных конструкторско-технологических решений по снижению динамического нагружения ПВД

Решение выше указанных задач, позволит снизить динамическую нагруженность привода водометных движителей быстроходных гусеничных амфибийных машин и тем самым обеспечить требуемый ресурс, предъявляемый в ТТХ на изделие.

Объект исследования – процесс динамического нагружения привода водометных движителей амфибийного гусеничного бронетранспортера БТР-МДМ, содержащего пространственно расположенные карданные передачи.

Предмет исследования – формирования динамической нагруженности привода водометных движителей быстроходной гусеничной амфибийной машины.

Методология и методы исследования

При решении задач диссертационного исследования имитационное моделирование динамики системы выполнено на основе разработанной математической модели с использованием методов теоретической механики, дифференциального и интегрального исчисления. Имитационное моделирование динамики нелинейной системы и анализ динамических процессов осуществлялся с применением прикладного программного продукта LMS Imagine.Lab Amesim. Верификация математической модели и принимаемых допущений производилась при экспериментальном исследовании нагруженности ПВД БГАМ. Ходовые испытания проводились при движении на плаву в водоеме полигона ПАО «Курганмашзавод» с использованием аттестованных средств измерения. При автоматизированной обработке результатов экспериментальных исследований применялись методы математической статистики, теории вероятности и модального анализа. Обработка осуществлялась в прикладном программном обеспечении Power Graph, Mathcad и др.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

- Разработаны новые математические и имитационные модели формирования динамического нагружения привода водометных движителей при вынужденных колебаниях, в том числе параметрических;

- На основе предложенных моделей научно обоснованы технические решения по снижению динамического нагружения привода водометных движителей, усовершенствована методика проектного расчета системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина», учитывающая кинематические, силовые, периодически изменяемые, свойства пространственно расположенных карданных передач, возбуждающих колебания, а также нелинейные

характеристики соединений опор углового редуктора привода водометных движителей;

- Получены новые экспериментальные данные динамического нагружения привода водометных движителей, позволившие выявить ранее не исследованные эффекты возбуждения параметрических резонансов и режимов «биения» динамического момента при установившемся движении и при вынужденных колебаниях.

Практическая значимость исследования

Обоснованы технические решения по снижению динамической нагруженности привода водометных движителей, путем введения в конструкцию гасителей колебаний, шарниров равных угловых скоростей карданных передач, а также контроля взаимного расположения составных частей карданных передач в процессе монтажа.

Разработаны конструкторско-технологические решения, обеспечивающие повышение жесткости опоры крепления углового редуктора и исключаящие ослабление болтовых соединений при вибрациях и циклических нагрузках, превышающих расчетные;

Реализация работы.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований изложены в двух отчётах НИР и переданы АО «СКБМ», ПАО «КУРГАНМАШЗАВОД», г. Курган. Результаты НИР использованы АО «СКБМ» при выполнении опытно-конструкторских работ по доводке конструкции ПВД. На основе выполненных опытно-конструкторских работ по программе «Садовница» реализованы технические предложения по повышению долговечности элементов и уточнена методика проектного расчета ПВД БГАМ. (Акт об использовании результатов НИР № 19 от 27.02.2020 г. Приложение П1)

Результаты НИР использованы так же в учебном процессе подготовки специалистов по направлению 23.05.02, и аспирантов по специальности 05.05.03 в

Курганском государственном университете. (Разработаны методические рекомендации к выполнению практических занятий для студентов специальности 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения» - «Подготовка нормативных материалов для исследований по определению динамической нагруженности привода водометов амфибийных гусеничных машин».)

Данная работа является составной частью госбюджетной темы №256 «Научные основы синтеза систем стабилизации траектории движения быстроходной гусеничной машины на основе инновационных информационных технологий» (Акт о внедрении результатов НИР № 2 от 28.02.2020 г. Приложение П2).

Исследование является частью НИР проводимых совместно ООО «НИИ «Мехмаш» и АО «СКБМ» - Подвижность боевых машин. Динамика, устойчивость существенно нелинейных систем. Исследование параметрических колебаний, обеспечение их устойчивости в разветвленных системах привода водоходных движителей быстроходных гусеничных амфибийных машин.

Реализация результатов исследования позволила пройти государственные испытания изделиями БМД-4М и БТР-МДМ с положительным результатом, а также обеспечить требуемый ресурс привода водометных движителей серийно выпускаемых быстроходных гусеничных амфибийных машин.

В ходе выполнения исследований подготовлены и опубликованы 6 научных статей, среди них 3 статьи в иностранных изданиях, индексируемых в SCOPUS и Web of Science.

На защиту выносятся положение научной новизны, практической значимости, а также результаты и выводы по работе.

Степень достоверности результатов

Правильность оценки и обоснованность научных положений работы обуславливаются использованием фундаментальных уравнений механики, теории

механических колебаний; подтверждается корректностью формулировки целей и используемых методов нелинейной теории колебаний, основанных на фундаментальных исследованиях иностранных и отечественных ученых; обоснованностью допущений, принятых при подготовке имитационной и математической моделей; сходимостью результатов имитационного моделирования динамики системы и данными полученными при экспериментальном исследовании. Сопоставление результатов имитационного моделирования и экспериментальных данных полученных при испытаниях, по частоте и амплитуде динамического момента, сходиться с требуемой точностью при доверительной вероятности не менее 95 %, ввиду неполноценности первоначальных данных для имитационного моделирования. Использование комплекса современной высокоточной информационно-измерительной аппаратуры позволило верифицировать достоверность полученными данными при измерениях.

Апробация работы

Основные положения, предлагаемые решения и выводы работы докладывались и обсуждались на:

- научно-технических семинарах кафедры «Гусеничных машин и прикладной механики» КГУ, Курган в 2015 – 2020 гг.;
- научно-технических семинарах и научно-технических советах АО «СКБМ», Курган в 2015-2019 гг.;
- Международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» – г. Севастополь, 2018-2020 гг.
- Всероссийской научно-технической конференции «120 лет машиностроению Зауралья» - г. Курган, 2020 г.

Публикации

По результатам исследований подготовлены и опубликованы 6 научных статей, из них 3 статьи в иностранных изданиях, индексируемых в SCOPUS и Web of Science.

Структура и объем работы.

В состав работы включено введение, основной текст, четыре главы, обобщение результатов, список использованной литературы, определяющий основные источники и приложения. Работа состоит из 144 листов машинного текста, содержит 66 рисунков, 18 таблиц. Список литературы включает 66 наименований и 4 приложения на 12 страницах.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Курганмашзавод имеет стратегическое значение для обеспечения обороны страны и безопасности государства. Производимая предприятием военная продукция — БМП, БМД, БРЭМ, БТР-МДМ является наиболее массовой техникой Сухопутных, Воздушно-десантных и Инженерных войск. Без этих боевых машин представить нашу армию просто невозможно [5]. В Государственной программе вооружения расписаны заказы для Курганмашзавода до 2027 года, поэтому загрузка для Вооружённых сил России ему гарантирована.

Велик, по оценке гендиректора холдинга, и экспортный потенциал, на что надо обратить особое внимание, поскольку это рентабельное направление.

Легкобронная техника — это сравнительно недорогой продукт, если сравнивать, например, с оперативно-тактическим комплексом «Искандер» или системой ПВО С-400, — отметил генеральный директор АО «НПО «Высокоточные комплексы» Александр Денисов. [58]

Соответственно и потенциальных покупателей значительно больше. В этом смысле можно уверенно прогнозировать долгосрочный спрос на основную продукцию завода, значимые экспортные перспективы.

Поэтому предприятие должно разрабатывать конструкции с большей надёжностью и долговечностью и организовать серийный выпуск специальных транспортных средств и поездов высокой проходимости для войск Вооружённых Сил и других отраслей.

1.1 Обеспечение подвижности амфибийных машин на плаву

Амфибийными машинами называются специальные транспортные средства высокой проходимости с любыми типами сухопутных движителей, способные самостоятельно преодолевать водные участки местности и работать на них без какой-нибудь дополнительной подготовки. Амфибийные машины обладают водонепроницаемым корпусом, водоходный движитель и разное вспомогательное

оснащение, обеспечивающее уверенное преодоление водных преград при различных условиях. Сферы применения и специфика использования амфибийных машин в настоящее время очень многообразно и в основном определяется их конструктивными особенностями. Сочетание высокой проходимости амфибийных машин с возможностью продолжительной работы на водных участках выделяет эти специальные транспортные средства в особую категорию, которую можно разделить на две основные группы.

В первую группу входят военные амфибийные машины как штатные машины, находящиеся на вооружении частей сухопутных и воздушно-десантных войск, а также морской пехоты Военно-морского флота страны. Водоходные качества и свойства этих машин проявляются при преодолении различных типов водных преград, гидрологические и морфометрические характеристики которых в течение года и из года в год.

Вторая группа амфибийных машин – это машины, эксплуатируемые в различных отраслях гражданского использования. Они представляют собой, в основном, транспортные машины, предназначенные для перевозки разнообразных грузов, и машины для производственных операций и работ на водных участках и труднопроходимой местности с помощью оборудования, установленного на них. Большинство этих амфибийных машин на базе военных машин и поэтому имеют много общего по схемам компоновок, конструкции агрегатов и систем, но, вместе с тем, имеют существенные конструктивные отличия, обусловленные спецификой и условиями их эксплуатации.

Поэтому гусеничные амфибийные машины разного типа и назначения, широко используемые в различных родах Вооруженных сил страны, наиболее многочисленны и представляют собой, в основном, бронированные БГАМ – плавающие танки(ПТ-76), боевые машины пехоты(БМП-1,2,3), боевые машины десанта(БМД-1,2,3,4М), колесные и гусеничные бронетранспортеры(БТР-80А, БМД-МДМ), паромно-мостовые и транспортные машины, а также другие машины, созданные на их базе(плавающие САУ, зенитно-ракетные и противотанковые

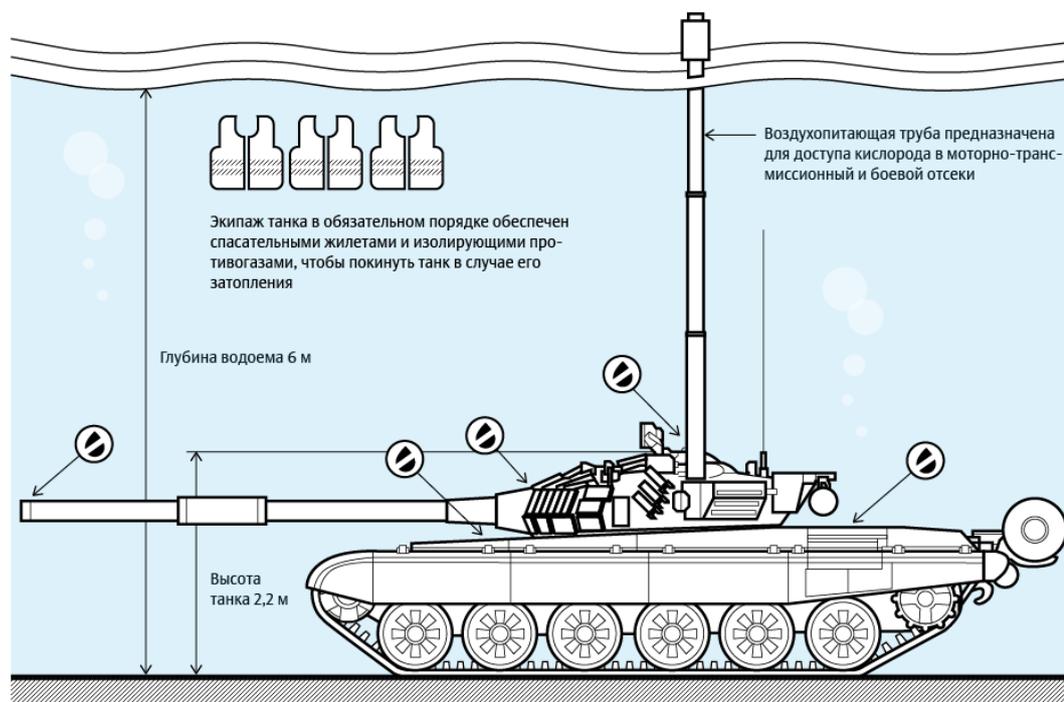
комплексы, машины связи, командно-штабные, санитарные, ремонтно-эвакуационные(БРЭМ) и др.)[36]

Существует несколько способов преодоления водных преград. Мостовые переправы являются одним из самых эффективных способов преодоления водных преград, но на подготовку таких переправ требуется определенное время. При этом стоит отметить, что они могут наводиться только в тех случаях, когда противник не имеет возможности вести прицельный огонь.

По дну – по пропускной способности приближается к мостовой переправе, но организация надежной переправы по дну также требует значительного времени и зависит не только от характеристик переправляемой техники, но и, в основном, от глубины водной преграды, грунта дна и скорости течения. Все отечественные танки (Т-55 и далее по цепочке: Т-62, Т-64, Т-72, Т-80 и Т-90А) имеют конструктивную особенность преодолевать водные преграды по дну, глубиной до 4-5 метров. Для получения двигателем кислорода, во время прохождения по дну, к машине присоединяется воздухопитающая труба, достигающая длины 4 метра. [49]

Преодоление водных преград с помощью амфибийных машин представляет в современных условиях особый интерес для танковых и механизированных частей как способ, требующий наименьшего времени на подготовку к переправе и позволяющий преодолевать ее на широком фронте в любое время года и почти при любом состоянии погоды. Переправа воинских частей с техникой и вооружением через водные преграды с использованием различных типов амфибийных машин является в современных условиях надежным и эффективным способом, особенно на широких водных преградах. Поэтому совершенствованию водоходных качеств и улучшению конструкций военных плавающих машин уделяется в настоящее время много внимания во всех армиях мира.

Преодоление танком водной преграды



⊗ Перед пересечением водной преграды танк максимально герметизируется

Рисунок 1.1 – Схема преодоления танком водной преграды по дну

Преодоление водных преград с помощью амфибийных машин представляет в современных условиях особый интерес для танковых и механизированных частей как способ, требующий наименьшего времени на подготовку к переправе и позволяющий преодолевать ее на широком фронте в любое время года и почти при любом состоянии погоды. Переправа воинских частей с техникой и вооружением через водные преграды с использованием различных типов амфибийных машин является в современных условиях надежным и эффективным способом, особенно на широких водных преградах. Поэтому совершенствованию водоходных качеств и улучшению конструкций военных плавающих машин уделяется в настоящее время много внимания во всех армиях мира.

Усиление внимания к плавающим машинам обусловлено не только тем, что форсирование водных преград с помощью плавающих машин считается наиболее

надежным способом, но и стремлением улучшить основные водоходные качества машин.

К основным водоходным качествам бронированных плавающих машин следует отнести ходкость и маневренность, так как эти качества в основном определяют эффективность плавающих машин при форсировании различного типа водных преград. К таким случаям относятся: преодоление рек с заданной скоростью течения по очень узкому коридору поперек русла; преодоление реки с заданными характеристиками по скорости течения и ширине русла, но с поврежденным корпусом амфибии; вход в воду прибойной зоны с волнением предельной балльности; выход из воды на берег в условиях прибоя предельной балльности.

Особенности конструкции корпуса машины.

Корпус амфибийной машины, во многом, определяется типом и назначением машины. У военных бронированных плавающих машин корпус должен своими размерами, формой и материалом обеспечивать:

- требуемые защитные свойства корпуса, которые определяются материалом корпуса, толщиной броневых листов и рациональными углами их наклона;
- требуемое полное объемное водоизмещение в м^3 , равное сумме силы плавучести и статическому запасу плавучести;
- минимально допустимую массу корпуса, учитывая, что изменения длины корпуса, его ширины и высоты по-разному сказываются на изменение массы корпуса;
- минимальное гидродинамическое сопротивление воды за счет рациональных внешних размеров и формы корпуса;
- требуемые запасы общей и местной прочности корпуса при восприятии им различных нагрузок при движении по суше и по воде;

- оптимальные внутренние объемы корпуса для размещения вооружения людей и специального оборудования.

У гражданских амфибийных машин корпус должен обеспечивать те же задачи за исключением защитных свойств корпуса.

Максимальная длина плавающей машины зависит от полного водоизмещения (максимальной массы машины). Для уменьшения сопротивления воде контуры углов носовых и кормовых обводов корпуса в продольной плоскости должны иметь малые углы. Применение систем регулирования дорожного просвета также позволяет немного повысить скорость движения СТС на водном участке за счет снижения сопротивления воды вследствие поджатия гусениц к корпусу.

Виды движителя.

На современных плавающих гусеничных машинах в качестве водоходных движителей используются гусеницы, гребные винты и водометные движители. Все перечисленные движители относятся к реактивному типу, тяговая сила которых создается за счет отбрасывания масс воды с приращением скорости в сторону, противоположную направлению движению машины. Все эти разновидности движителей отличаются друг от друга, но не принципом работы, а рабочим органом или аппаратом, с помощью которого движитель забирает воду из окружающего водного пространства и отбрасывает её в сторону, противоположную движению.

Приводы водоходных движителей имеют разную продуктивность, что обуславливает и разную продуктивность самих движителей, а также характерные для них преимущества и недостатки. Выбор водоходного движителя проводят исходя из типа назначения амфибийной машины, условий её эксплуатации, а также необходимость обеспечения скоростных показателей машины и её маневренность.

Водоходные движители амфибийных машин должны соответствовать определенным требованиям:

- быть простыми по конструкции, удобными для компоновки на машине и технического обслуживания;
- обладать малыми размерами и массой и при установке в корпусе машины как можно минимально снижать его водоизмещение;
- гарантировать требуемую, из условия применения машины, силу тяги и иметь довольно высокий пропульсивный КПД;
- предоставлять возможность их альтернативного применения в роли реверсивно-рулевого устройства для обеспечения требуемой маневренности во время перемещения машины на водных участках;
- Обязаны иметь защиту от повреждений во время перемещения машины на суше или по мелководью, как и во время входа в воду и выхода из воды на берег.

Гусеничный движитель.

Во многих странах мира разрабатываются и выпускаются плавающие машины, гусеничный движитель которых используется как универсальный, т.е. он создает силу тяги как при перемещении по суше, так и при перемещении по воде. Таких амфибий создано достаточно много (БМП-1, БМП-2). Примерно на 65% гусеничных амфибийных машин их сухопутный движитель используется для создания сил тяги при движении по воде.

Использование гусеничного движителя как универсального, обуславливается рядом причин, из которых главными являются – некоторое упрощение конструкции машины и уменьшение ее стоимости за счет отказа от использования специальных водоходных движителей и их привода. Но важно иметь ввиду что при равных удельных мощностях не могут быть достигнуты скорости движения по воде, какими обладают амфибии со специальными водоходными движителями. На амфибийных машинах с гусеничными движителями необходимо, в первую очередь, обеспечить желательную управляемость машины на суше, а затем выяснять параметры управляемости на воде. Как правило, эти параметры

получаются хуже параметров управляемости на суше, ухудшаются параметры маневренности плавающей машины, существенно уменьшается скорость заднего хода, увеличивается тормозной путь на воде, диаметр циркуляции и другие параметры. В связи с этим, использование гусениц в качестве водоходного движителя можно считать приемлемым только для амфибийных машин, для которых не столь важно иметь хорошие скоростные и маневренные качества на воде.

Гребные винты.

Наиболее распространённым типом специального водоходного движителя на плавающих машинах (БТР-80А, БУМЕРАНГ) это гребные винты. Они по отношению к другим водоходными движителями обладают упрощенной конструкцией, имеют наиболее высокий пропульсивный КПД, среди водоходных движителей амфибийных машин, безотказны в эксплуатации, при условии хорошей защищенности. Количество устанавливаемых гребных винтов на амфибийных машинах не более двух и зависит от общей компоновочной схемы, габаритов корпуса и массы машины, а также мощности двигателя и других факторов. Подбор гребных винтов для машины следует начинать с выбора места их установки. На многих колесных и гусеничных амфибиях, особенно ранних моделей, гребные винты устанавливались по аналогии с судами в одном или двух тоннелях в кормовой части корпуса. Непосредственно за гребными винтами монтировались водяные рули, которые использовались для управления машиной при движении по воде. Установка гребных винтов на многих машинах является стационарной, т.е. в этом случае винты не могут менять своего положения относительно корпуса.

На некоторых машинах последних десятилетий гребные винты могут быть поворотными либо подъемно-поворотными, но в этом случае гребные винты устанавливаются либо за задними колесами вне корпуса, либо в малообъемной нише кормы корпуса. Установка винтов в тоннелях позволяет увеличить их диаметр, повысить эффективность и защищенность при перемещении по суше, как

и во время входа в воду и выхода из воды на берег. Но при этом происходит потеря части водоизмещения корпуса на величину объемов тоннелей. В последние десятилетия на многих гусеничных амфибийных машинах гребные винты стали устанавливать вне корпуса. По одной из схем винты монтируют в пределах габаритной ширины машины вне корпуса за задними колесами.

Это позволяет увеличить межцентровое расстояние между винтами и, следовательно, поворачивающий момент, исключить потери водоизмещения в тоннелях гребных винтов и освободить объемы внутри кормовой части корпуса для размещения там других систем, особенно при кормовом расположении моторной установки. На части машин гребные винты стали компоновать за кормой корпуса так, что при движении по суше они поднимались вверх к корме корпуса, а при движении по воде опускаются в рабочее положение на определенном расстоянии от кормы корпуса. Для изменения положения винтов относительно корпуса они связаны с несколькими силовыми цилиндрами, с помощью которых винты из транспортного положения опускаются вниз для работы на плаву и поднимаются вверх в транспортное положение после выхода машины на сушу. Кроме того, винты могут другими силовыми цилиндрами поворачиваться в горизонтальной плоскости на необходимые углы для управления движением машины по воде, при этом скорость движения несколько падает, вследствие уменьшения величины продольной составляющей суммарной силы тяги винтов.

Такая установка гребных винтов позволила улучшить тяговые характеристики гребных винтов и несколько уменьшить дополнительное сопротивление воды, вызываемое работой гребных винтов вблизи корпуса и элементов ходовой части. Кроме того, снизились потери водоизмещения вследствие исключения тоннелей гребных винтов. На некоторых амфибиях гребные винты устанавливаются на подвижных вертикальных колонках с тем, чтобы диск гребного винта при работе на плаву опускался вниз и полностью или частично располагался ниже плоскости днища корпуса машины.

Это позволяет улучшить взаимодействие винта с корпусом и несколько тяговые характеристики винтов, исключить потери водоизмещения в тоннелях. Недостаток таких схем компоновок винтов – существенное увеличение повреждения при перемещении по мелководью, как и во время входа в воду и выхода из воды на берег, а также сложность конструкции. На некоторых специальных паромно-мостовых машинах гребные винты могут располагаться и в корме, и в носовой части корпуса для улучшения маневренности машин.

Водометы.

Водометный движитель без всяких сомнений считается альтернативой классическим гребным винтам. Сфера использования водометных движителей все время развивается и не сводится только лишь к использованию на маломерных судах, способных работать на мелководье. Водометные движители амфибийных машин, незначительно уступая гребным винтам по пропульсивным показателям, обладают важными преимуществами, которые определили их распространение на некоторых типах амфибийных машин [10]. В сравнении с другим типом движителей водометные движители отличаются некоторыми преимуществами:

- допустимо использование на мелководье;
- пониженная восприимчивость к воздействиям мелководья, течения и волнения на водном участке;
- большое количество вариантов компоновочных решений;
- высокая удельная мощность, гарантирующая осуществления больших тяговых характеристик при минимально возможных массе и габаритах;
- более высокие частоты вращения гребного вала по отношению к винтовым вариантам благодаря более лучшим кавитационным характеристикам;
- наименьшая вероятность повреждений во время перемещения по суше, мелководью, при входе в воду и выходе из воды на берег;

- насосное устройство можно применять как водоотливное устройство большой подачи в целях извлечения попавшей воды внутрь корпуса машин или как пожарный насос.

Из недостатков водометных движителей по отношению к гребным винтам при применении на амфибийных машинах нужно учитывать небольшое ухудшение пропульсивных характеристик, усложненную и дорогую при изготовлении конструкцию, кроме этого существует вероятность засорения водоводов при преодолении загрязненных акваторий.

От многих факторов зависит место расположения водометных движителей и их количество, но основным должна быть простота конструкции, а также гарантия обеспечения требуемых пропульсивных коэффициентов движителей благодаря правильной форме водоводов и большим диаметрам, максимально возможным, рабочих колес. При установке одного водомета он размещается в кормовой части корпуса по продольной оси машины. При использовании двух водометных движителей их следует компоновать так, чтобы обеспечивалось для улучшения управляемости на воде максимальное межцентровое расстояние между ними.

На многих амфибийных машинах, особенно бронированных, водометные движители в большинстве случаев компонуются внутри корпуса с целью их лучшей защищенности от повреждений. Но это сопровождается уменьшением водоизмещения корпуса на объемы водоводов водометов. При этом в корпусах выполняются входные и выходные окна водоводов, что требует введения надежных уплотнений. Размещение водометов внутри корпусов, кроме того, существенно затрудняет при кормовом расположении моторной установки размещение многочисленных систем двигателей и дополнительного оборудования.

Водометные движители, как правило, состоят из водоводов, осевых или центробежных насосов с приводами от двигателей и реверсивно-рулевых устройств, обеспечивающих маневренность машин.

Особенность конструкции водометных движителей амфибийных машин является несколько узлов, которые обычно приводят к усложнению конструкции водометов. К ним относятся узел насосного устройства с одним рабочим или двумя рабочими колесами и узел, с помощью которого мощность двигателя подводится к рабочему колесу водомета. Когда мощность двигателя подводится с боку водовода, требуется введение в насосное устройство дополнительного редуктора с конической парой шестерен. Наиболее сложные по конструкции двухступенчатые насосные устройства. В них оба рабочих колеса могут соединяться с одним валом, но при этом рабочие колеса должны иметь разные шаговые отношения и частоту вращения. В некоторых двухступенчатых водометах каждое рабочее колесо может иметь свой приводной вал, при этом колеса могут иметь разные шаговые отношения и частоту вращения. При этом каждое рабочее колесо должно иметь свой спрямляющий аппарат с подобранным профилем лопаток. Все это делает такие водометы сложными по конструкции и не очень надежными в эксплуатации.

Эти узлы постоянно совершенствуются для повышения надежности и долговечности.

1.2 Основы проектного расчета привода водородных движителей.

Проектный расчет привода водородных движителей исходит из условия ходкости БГАМ на плаву. Среди водородных свойств БГАМ это свойство занимает особое место, наиболее важным параметром которого при определенных обстоятельствах плавания, при затратах требуемой мощности двигателя, является скорость поступательного движения. Оно устанавливает, как время прохождения водной преграды, так и количество транспортируемого груза в единицу времени, а также способность амфибийных машин форсировать реки с довольно большими скоростями течения, надежно работать в условиях волнения и сильных ветровых нагрузок [37,38].

Ходкость определяется водным и воздушным сопротивлениями воды и воздуха, КПД водородных движителей и мощностью двигателя, установленного на

Рисунок 1.2 – Схема сил и моментов, действующих на амфибийную машину в общем случае прямолинейного движения на спокойной воде.

На амфибийную машину водоизмещающего типа в общем случае прямолинейного движения при условии спокойной воды действуют определенные силы и моменты, показанные на схеме (рисунок 1.2):

- сила тяжести G , приложенная в центре тяжести машины;
- сила плавучести (гидростатическая сила) D_n , приложенная в центре величины;
- сила тяги водоходного движителя P ;
- сила, горизонтальная составляющая гидродинамической силы R , водного сопротивления R_x ;
- сила, вертикальная составляющая гидродинамической силы R , гидродинамического поддержания R_z ;
- сила сопротивления воздуха R_w , приложенная в центре парусности надводной части машины;
- сила инерции R_j , приложенная в центре тяжести машины;
- сила тяги на гаке R_r , равная силе сопротивления воды буксируемого плавающей) прицепа;
- момент гидродинамической силы $M_K = Rl$;
- момент силы сопротивления воздуха $M_w = R_{wn}n$;
- момент силы тяги водоходного движителя $M_p = Pm$;
- момент силы тяги на гаке $M_r = R_r r$;
- восстанавливающий момент $M_{вос}$.

В общем случае движения сила тяги водоходного движителя (при неработающем сухопутном движителе) должна быть равна сумме всех сил сопротивления движению.

$$P = R_x + R_w + R_j + R_r$$

В этом же случае соблюдается равенство

$$M_{\text{вос}} = M_R + M_w + M_p + M_r$$

определяющее динамический дифферент машины во время движения, и равенство

$$M_{\text{вод}} = M_d u_{\text{пр}}$$

где M_d – крутящий момент двигателя машины; $M_{\text{вод}}$ – крутящий момент, подводимый к водоходному движителю; $u_{\text{пр}}$ – передаточное число привода от двигателя до водоходного движителя.

Чаще всего сухопутный и водоходный движители имеют параллельный привод (рисунок 1.3). Трансформатор крутящего момента (коробка передач, распределительная коробка) может располагаться по-разному в зависимости от назначения и компоновки машины. [12]

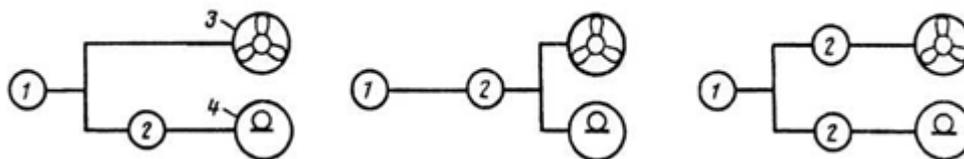


Рисунок 1.3 – Варианты параллельного привода движителей: 1 – двигатель;
2 – трансформатор крутящего момента; 3 – водоходный движитель;
4 – сухопутный движитель

На рисунке 1.4 – а приведена схема компоновки БГАМ с передним размещением трансмиссионного и силового отделений. Схема дает возможность компактно разместить силовую установку 1 и узлы трансмиссии возле отделения управления. Такая схема обеспечивает удобную компоновку в кормовой части

корпуса водоходных движителей 4 (гребные винты, водометы), но их привод достаточно сложен. При, преодолении водной преграды с грузом БГАМ имеют допустимый дифферент на корму, а в случае отсутствия груза во многих случаях появляется дифферент на нос, и в следствии приводит к затоплению носовой части и падению скорости движения. Недостатком этой схемы компоновки является также ухудшение условий обитания в отделении управления (сильный шум, повышенная температура и т.д.) из-за близости к нему силового и трансмиссионного отделений.

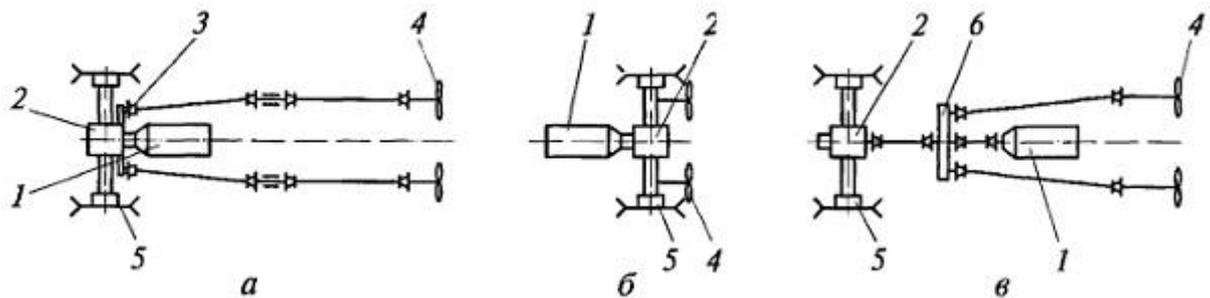


Рисунок 1.4 – Схемы общих компоновок гусеничных машин: а – с передним расположением трансмиссионного и силового отделений; б – с кормовым расположением; в – с разнесенными по длине машины трансмиссионным и силовым отделениями; 1 – силовая установка; 2 – коробка передач; 3 – коробка отбора мощности; 4 – водоходный движитель; 5 – сухопутный движитель; 6 – распределительная коробка

Схема компоновки с кормовым расположением силового и трансмиссионного отделений (рисунок 1.4 – б) не имеет недостатков предыдущей схемы, однако совмещенная компоновка силового и трансмиссионного отделений в кормовой части корпуса, где размещены водоходные движители и их приводы, получается довольно насыщенной, а конструкция приводов управления двигателя и агрегатов трансмиссии усложняется. Эта схема обеспечивает компактные приводы водоходных движителей, но не устраняет изменения дифферента при значительном изменении нагрузки машины. Компоновка с кормовым

расположением силового и трансмиссионного отделений наиболее целесообразна для машин, не перестающая функционировать на воде.

Компоновка с разнесенными по длине машины силовым и трансмиссионным отделениями (рисунок 1.4 – в) предоставляет возможность получения, как и в предыдущих схемах, максимально возможной грузовой платформы и немного снизить изменение дифферента при движении с грузом и без него. Но этой компоновке присущи и недостатки: переднее расположение трансмиссионного отделения ухудшает условия обитания в отделении управления, а размещение силового блока в корме усложняет установку водоходных движителей на машине с требуемыми большими гидравлическими сечениями.

Схема компоновки с силовым отделением, выполненным в середине корпуса и передним размещением трансмиссионного отделения, расположенного под отделением управления, обеспечивает дифферент машины, практически неизменяемый, на корму при движении с грузом и без него, в связи с тем, что силовой блок большой массы размещен вблизи центра масс. Кроме того, это способствует снижению момента инерции амфибийной машины в загруженном состоянии и пустой относительно вертикальной оси, а это положительно влияет на повышение поворотливости машины при преодолении водных преград. Привод водоходных движителей не очень сложен, а сами движители хорошо компонуются.

1.3 Анализ конструкции привода водоходных движителей ПТС, ПТ-76, БМП-3 и др.

Для создания образца техники в современных условиях, требуется изучить историю создания подобных образцов техники, достижения в области науки и техники, в том числе вычислительной и проектирования, а также проанализировать условия, в которых этот образец техники будет эксплуатироваться. Однако значительные успехи в области вычислительной техники и проектирование образцов только облегчили работу в этом направлении. Основной вопрос состоит в том, чтобы, исследуя условия, в которых будет эксплуатироваться данный образец техники, анализируя конструкции ранее созданных машин, используя

достижения науки и техники на этот период времени, создать образец техники, который бы отвечал заданным техническим требованиям. [32, 39]

ПТС (плавающий гусеничный транспортер)

Типичная схема трансмиссии гусеничной амфибийной машины ПТС с параллельным приводом сухопутного и водоходного движителей представлена на рисунке 1.5.

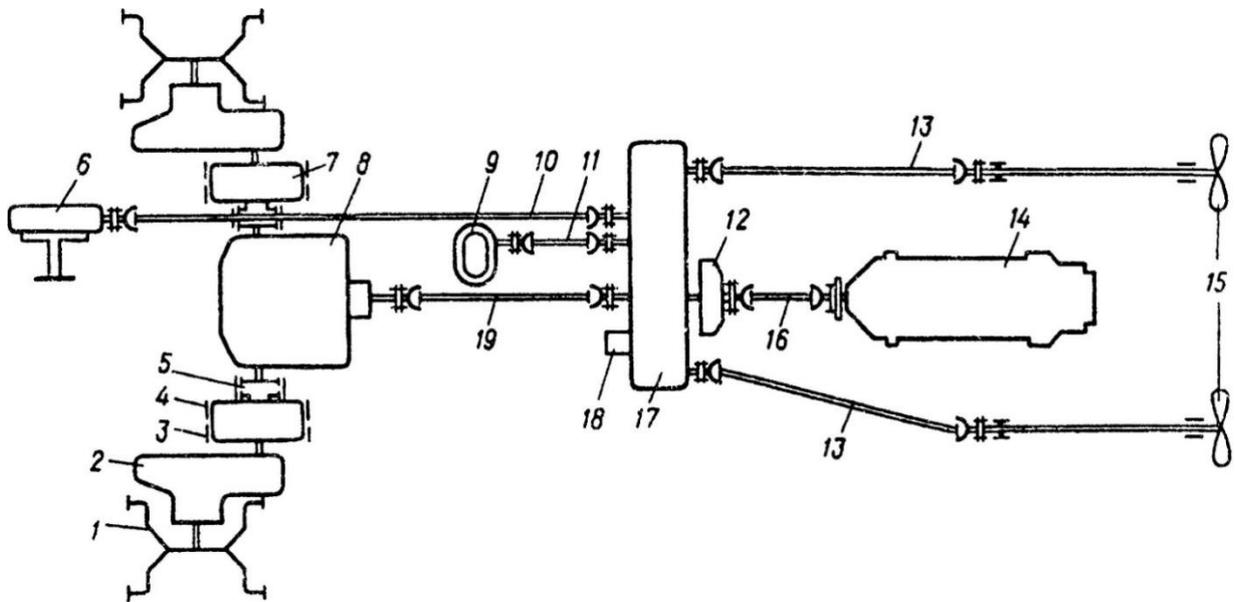


Рисунок 1.5 – Схема трансмиссии гусеничной амфибии ПТС

Привод сухопутного движителя, т. е. передача вращения от двигателя 14 к ведущим колесам 1, осуществляется с помощью карданных передач 16 и 79, главного фрикциона 12, распределительной коробки 17, коробки передач 8, соединительных муфт 5, планетарных механизмов поворота 7 с тормозами 2 и 4 и бортовых передач 2. Привод водоходных движителей (гребных винтов 15) обеспечивается карданными передачами 13 и 16, главным фрикционом 12 и распределительной коробкой 17. Кроме привода движителей, рассматриваемая трансмиссия используется также для привода лебедки 6, большого 9 и малого 18 водооткачивающих насосов. Эти агрегаты имеют связь с распределительной коробкой, в частности через карданные передачи 10 и 11.

Сравнивая схемы трансмиссии обычной и амфибийной гусеничных машин, легко убедиться, что последняя имеет дополнительный редуктор, а именно распределительную коробку 17. Она используется для распределения, передаваемого от двигателя крутящего момента между сухопутным (гусеницы) и водородным (гребные винты) движителями. Как правило, с помощью распределительной коробки можно обеспечить три варианта распределения крутящего момента: только на гусеницы (движение по суше), только на гребные винты (движение по воде), на гусеницы и гребные винты одновременно (вход в воду и выход из нее).

Рассмотрим схему распределительной коробки машины ПТС (рисунок 1.6).

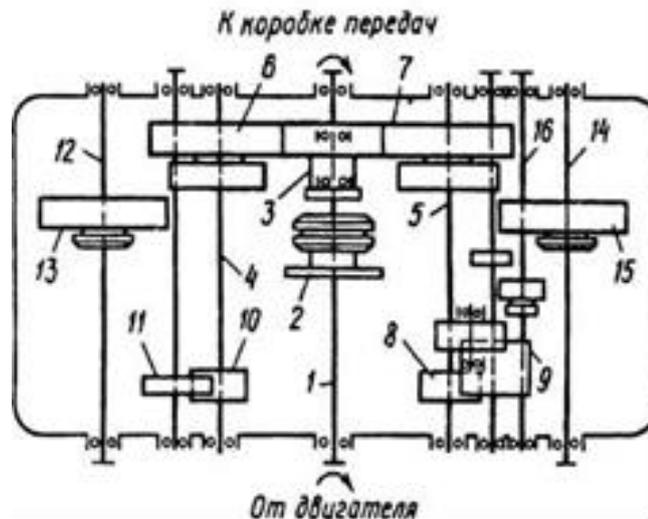


Рисунок 1.6 – Схема распределительной коробки ПТС

На ее главном валу 1 расположены подвижная зубчатая муфта 2 и шестерня 3 на двух шарикоподшипниках. Эта шестерня находится в постоянном зацеплении с блоками шестерен 6 и 7, закрепленными на промежуточных валах 4 и 5. На валу 4 также закреплена шестерня 10, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней 11 привода малого откачивающего насоса. Вдоль валов 12 и 14 привода гребных винтов могут перемещаться по шлицам шестерни 12 и 15. Привод лебедки осуществляется от вала 16.

Во время движения по суше через распределительную коробку крутящий момент передается только к коробке передач. В этом случае муфта 2 отведена назад и не соединяет вал 1 с шестерней 3, поэтому все шестерни в распределительной коробке не вращаются, а вращение от вала двигателя передается только к коробке передач и далее к ведущим колесам гусеничного движителя.

При движении по воде, а также при входе в воду или выходе из нее муфта 2 должна быть переведена в верхнее положение. В этом случае вращение от вала 1 будет передаваться на шестерню J, а, следовательно, и на блоки шестерен б и 7, сидящие на валах 4 и 5. Расположенные на этих же валах шестерни 8 и 10 будут вращать шестерни 9 и 11, приводя в действие водооткачивающие насосы. Если машина движется по воде вперед, шестерни 13 и 15 на валах 12 и 14 переведены в верхнее положение и находятся в зацеплении с малыми зубчатыми венцами блоков 6 и 7. Вращающиеся в одну сторону валы 12 и 14 соединены карданными передачами с гребными винтами, которые в данном случае обеспечивают машине положительную тягу. Для движения задним ходом шестерни 13 и 15 надо перевести в нижнее положение. При этом шестерня 13 войдет в зацепление с шестерней 11 привода малого откачивающего насоса, а шестерня 15 — с шестерней 9 привода большого насоса. Таким образом, валы 12 и 14 получают обратное вращение, и машина будет двигаться по воде задним ходом. Если надо осуществить поворот на плаву с малым радиусом или развернуться, шестерни 13 и 15 перемещают в разные стороны. Например, при повороте направо шестерня 13 находится в верхнем положении, и левый винт создает положительную тягу, а шестерня 15 находится в нижнем положении, поэтому правый винт обеспечивает отрицательную тягу.

ПТ-76

Танк имеет классическую схему общей компоновки с продольным размещением двигателя в корпусе и экипажем из трех человек — механика-водителя, командира и заряжающего. Машина разделена на три части: отделение управления, моторно-трансмиссионное отделение и боевое отделение. В центре отделения управления было оборудовано рабочее место механика-водителя.

Командир танка (он же наводчик) размещался в боевом отделении слева от пушки, заряжающий – справа от нее [33].

Моторное и трансмиссионное отделения (МТО) изолировано от боевого отделения перегородкой и располагаются в задней части корпуса. В нем размещается эжектор системы охлаждения, главный фрикцион, бортовые передачи, бортовые фрикционы, двигатель, тормоза, топливные баки, внутренние редукторы, водометные движители и их приводы, коробка передач, масляный бак, расширительный бачок масляный радиатор, водяной радиатор, маслозакачивающий насос, воздухоочиститель, водооткачивающие насосы, а также механизм защиты двигателя от попадания воды. Торсионные валы и тяги приводов управления проходят по днищу силового отделения (рисунок 1.7).

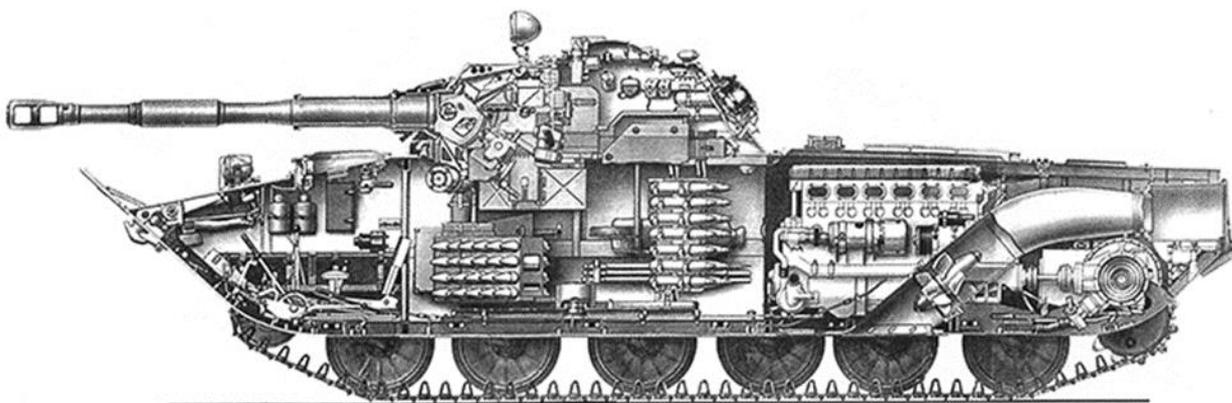


Рисунок 1.7 – Компоновка танка ПТ-76

В МТО танка вдоль продольной оси корпуса установлен шестицилиндровый рядный дизель В-6, имеющий максимальную мощность 176 кВт (240 л.с.).

Силовой передачей танка называется группа объединенных дуг с другом узлов, предназначенная для передачи крутящего момента от двигателя к рабочим колесам водометных движителей и к ведущим колесам. Вместе с тем, силовая передача обеспечивает работу механических водооткачивающих насосов через дополнительный привод.

Коробка передач имеет поперечное расположение валов, постоянное зацепление шестерен и переключение передач зубчатыми муфтами. Диапазон

коробки передач равен 7,28. Конструкция коробки передач была такой же, как в танке Т-34-85. (рисунок 1.8)

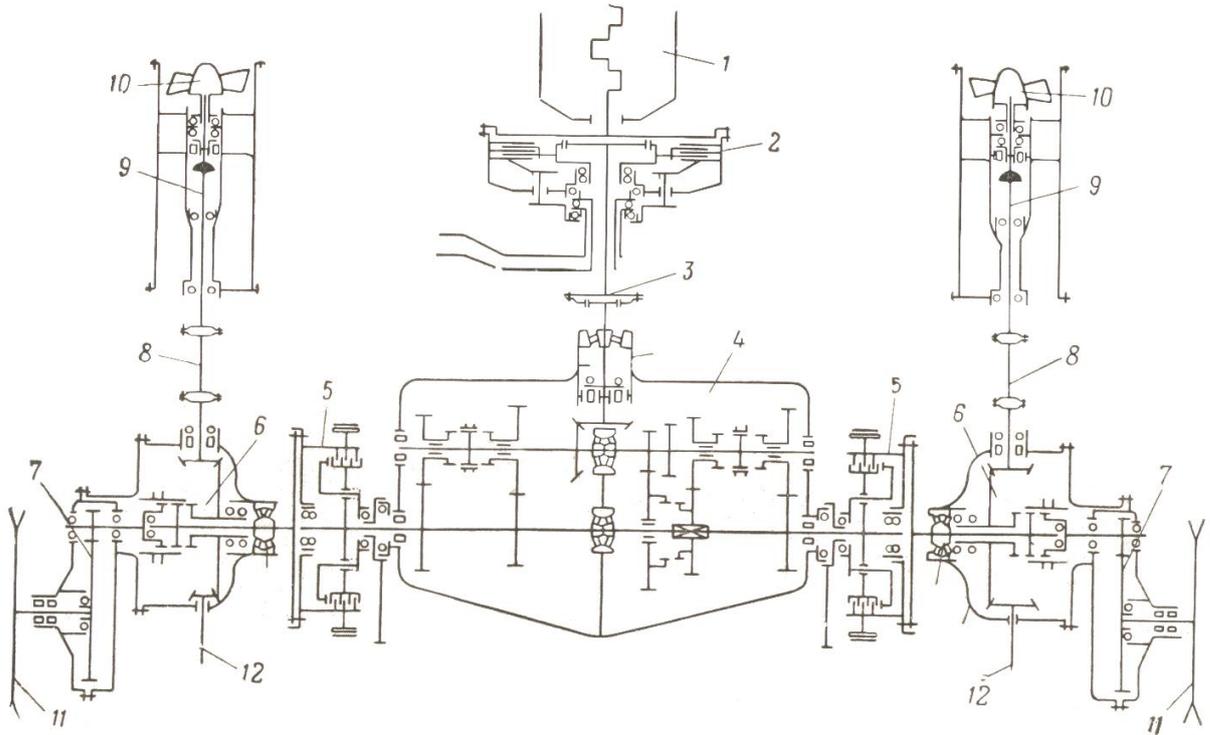


Рисунок 1.8 – Кинематическая схема трансмиссии ПТ-76: 1 – двигатель; 2 – главный фрикцион; 3 – зубчатая муфта; 4 – коробка передач; 5 – бортовой фрикцион; 6 – внутренний редуктор; 7 – бортовая передача; 8 – карданный вал; 9 – привод к насосу водометного движителя; 10 – рабочее колесо водометного движителя; 11 – ведущее колесо; 12 – привод к водооткачивающему насосу

Главный фрикцион предназначен для предохранения от поломки в случае резкого изменения нагрузки на ведущих колесах или на рабочих колесах водометных движителей.

Бортовой фрикцион предназначен для отключения соответствующего ведущего колеса танка от главного вала коробки передач при поворотах танка. Кроме того, бортовые фрикционы могут быть использованы для управления танком на плаву (обеспечивают плавные повороты).

Тормоз предназначен для замедления вращения (торможения) одной из гусениц с целью поворота танка. Включение обоих тормозов обеспечивает

торможение обеих гусениц при остановках и для удержания танка на подъеме и спуске.

При включенных бортовых фрикционах и отпущенных тормозах крутящий момент передается от главного вала коробки передач на ведущие колеса или на рабочие колеса насосов водометных движителей. При этом танк движется прямолинейно.

Между бортовыми фрикционами и бортовыми передачами расположены внутренние редукторы. Они передают крутящий момент к бортовым передачам и к водяным насосам водометных движителей. При этом внутренние редукторы позволяют осуществлять и одновременное и раздельное включение водоходных и сухопутных движителей. Включение движителей осуществляется зубчатой муфтой. Передаточное число внутреннего редуктора при работе гусеничного движителя было равно 1, при работе водоходного движителя – 0,22. Внутренние редукторы размещаются в кормовой части машины между бортовыми фрикционами и бортовыми редукторами. Правый и левый внутренние редукторы невзаимозаменяемые.

Движение на плаву осуществляется посредством двух водометов с одноступенчатыми осевыми пропеллерными насосами (рисунок 1.9). Рабочее колесо насоса диаметром 340 мм имело 5 лопастей, за которыми устанавливаются лопатки спрямляющего аппарата. В режиме швартовов водометные движители создают силу тяги 11-12 кН (1120-1225 кгс). Для удаления забортной воды, попавшей в танк через неплотности или местные поражения корпуса, используются водооткачивающие насосы суммарной производительностью 260 л/мин. Машина имеет высокую остойчивость, что позволяет вести огонь из 76,2-мм пушки на плаву в сторону борта и уверенно плавать во время волнения моря не превышающем 5 баллов.

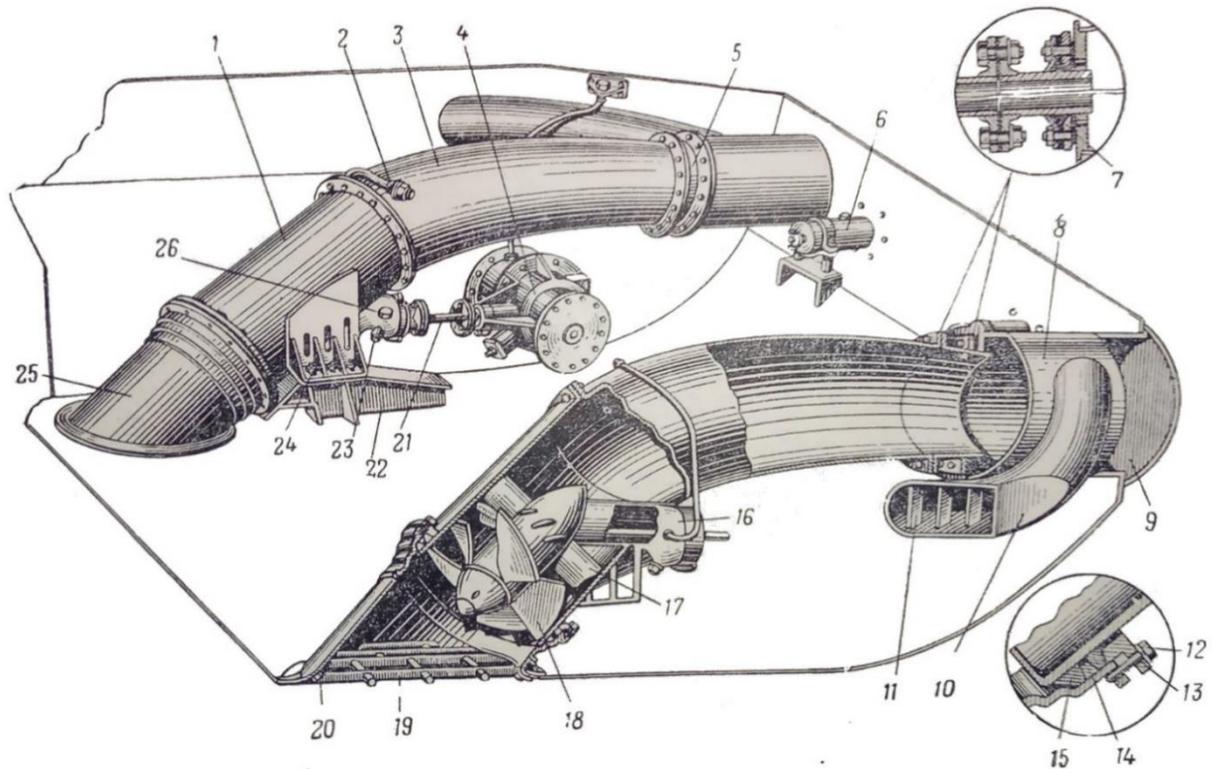


Рисунок 1.9 – Водометный движитель

Включение и выключение водометного; движителя осуществляются с места механика-водителя при помощи рычагов управления внутренних редукторов. Привод водометного движителя состоит из: внутреннего редуктора, муфты переключения, пары конических шестерен, карданный вал и одноступенчатого редуктор на рабочее колесо водяного насоса.

На базе шасси легкого танка ПТ-76 в 1952 году был создан Бронетранспортер БТР-50П.

БМП-3

БМП-3 советская и российская боевая бронированная гусеничная амфибийная машина, предназначенная для транспортировки личного состава по пересеченной местности или, вплавь через водные преграды к передовой, повышения его мобильности, вооружённости и защищённости на поле боя в условиях применения ядерного оружия и совместных действий с танками в бою. Создана курганским Специальным конструкторским бюро машиностроения. БМП-

3 выпускается на ОАО «Курганмашзавод» [9]. На рисунке 1.10 изображен водометный движитель – позиция 19, а моторная перегородка – позиция 20.

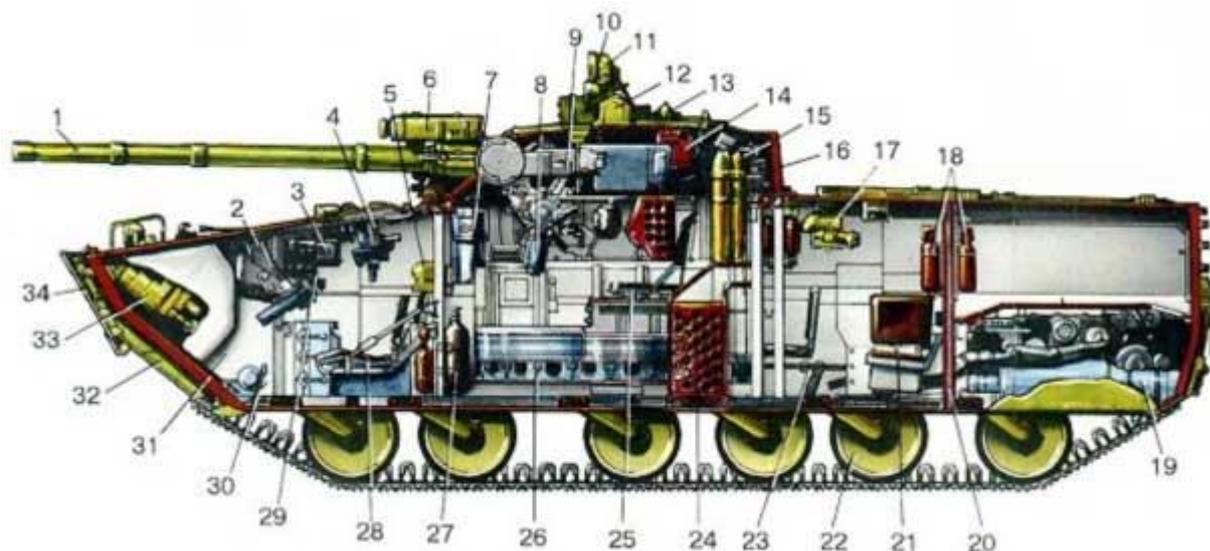


Рисунок 1.10 – Общая компоновочная схема БМП-3 [45]

А.А. Благонравов, главный конструктор и идеолог СКБ КМЗ, во время создания новой БМП, определил для себя задачу более лучшей защищенности лобовой части машины настоящей броней, без использования в качестве защиты моторно-трансмиссионного отделения (МТО). Броня кормы и бортов обязана защищать личный состав от огнестрельного вооружения калибром до 12,7 мм со всех дистанции. Исходя из этих условий был предложен проект с поперечным размещением двигателя в кормовой части машины и расположением сервисных систем в маловажных объемах надгусеничных ниш.

В.А. Зиновьевым вместе с бюро компоновки СКБ предложило разметить двигатель вместе с его системами по продольному направлению оси машины с коридорами для десанта между двигателем и бортами. Ширина этих коридоров была не более 60 см, а это слишком тесно при быстром проходе десанта в полной экипировке. Однако, большинство компоновщиков СКБ поддерживало именно это решение. Ввиду многочисленных споров А.А. Благонравов воспользовался полномочиями главного конструктора, принял решение создания машины с поперечным расположением двигателя. Большинство сотрудников СКБ не

согласилось с данным решением А.А. Благодирова. Для решения разногласий, по инициативе главного конструктора, была создана, поставившая точку в споре, макетная комиссия под председательством представителей заказчика. [40]

Комиссией было рассмотрено оба проекта и учитывая комфортность входа-выхода и расположения десанта, был утверждён проект с поперечным размещением двигателя (рисунок 1.10), предоставляющий лучшее расположение десанта. В таком варианте МТО получилось самое короткое — всего 1200 мм. Данное решение вызвало много споров и создало множество противников.

БМП-3 очень сильно отличалась от отечественных предшественников и иностранных собратьев, идя по пути противоречившим сложившийся на тот момент подход создания БМП. Основным отличием компоновочной схемы 18,7-т БМП-3 от схем БМП-1, БМП-2, М-2А1 (США) и «Мардер» (ФРГ) является кормовое расположение МТО — по «танковой» схеме (рисунок 1.11). БМП-1 и БМП-2 на сильно пересечённой местности сильно раскачиваются и доставляют кучу хлопот своему водителю [9].

Машина разделена на четыре отделения по расположению агрегатов и оборудования внутри: МТО, десантное, управления и боевое. В передней части расположено отделение управления машиной и ограничено топливным баком и бронелистами корпуса спереди и боевым отделением сзади. В средней части расположено боевое отделение машины, а за ним десантное отделение. В кормовой части расположен МТО. Между десантным отделением и МТО располагаются изоляционные перегородки. В МТО располагаются элементы силовой установки и гидромеханической трансмиссии (ГМТ) с сервисными системами.

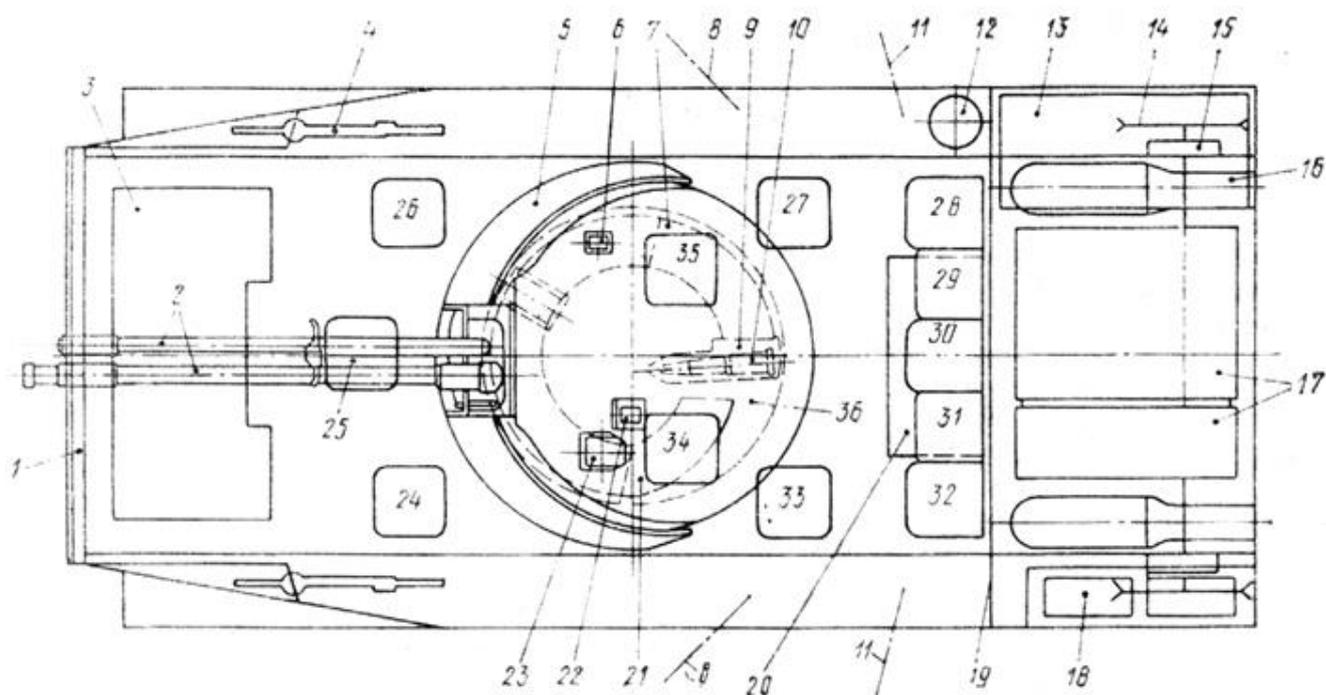


Рисунок 1.11 – Компоновка боевой машины пехоты БМП-3(вид сверху) [19]:

1 – защитный экран корпуса (водоотражательный щиток, бульдозер);
 2 – блок оружия; 3 – топливный бак; 4 – автономная пулеметная установка;
 5 – защитный экран башни; 6 – прицел-дублер командира 7 – магазин правый; 8,
 11 шаровые опоры; 9 – окно выдачи 100-мм боеприпасов из конвейера; 10 –
 неуправляемой 100-мм боеприпас; 12 – воздухозаборное устройство; 13 –
 эжектор, радиаторы; 14 – ведущее колесо; 15 – бортовой редуктор, тормоз; 16 –
 водомет; 17 – силовой блок; 18 – аккумуляторный отсек; 19 – моторная
 перегородка; 20 – укладка для дополнительного боекомплекта; 21 – магазин
 левый; 22 – прицел-дублер оператора-наводчика; 23 – комбинированный прицел
 оператора-наводчика; 24, 26 – сиденья десантников в отделении управления; 25 –
 сиденье водителя; 27, 28, 30, 32, 33 – сиденья десантников в десантном отделении;
 29, 31 – дополнительные посадочные места; 34 – сиденье оператора; 35 – сиденье
 командира

В едином блоке монтируется двигатель и реверсивная трансмиссия [3] содержащая планетарную коробку передач, отбор мощности на ПВД и дифференциальный механизм поворота (ДМП) (рисунок 1.12).

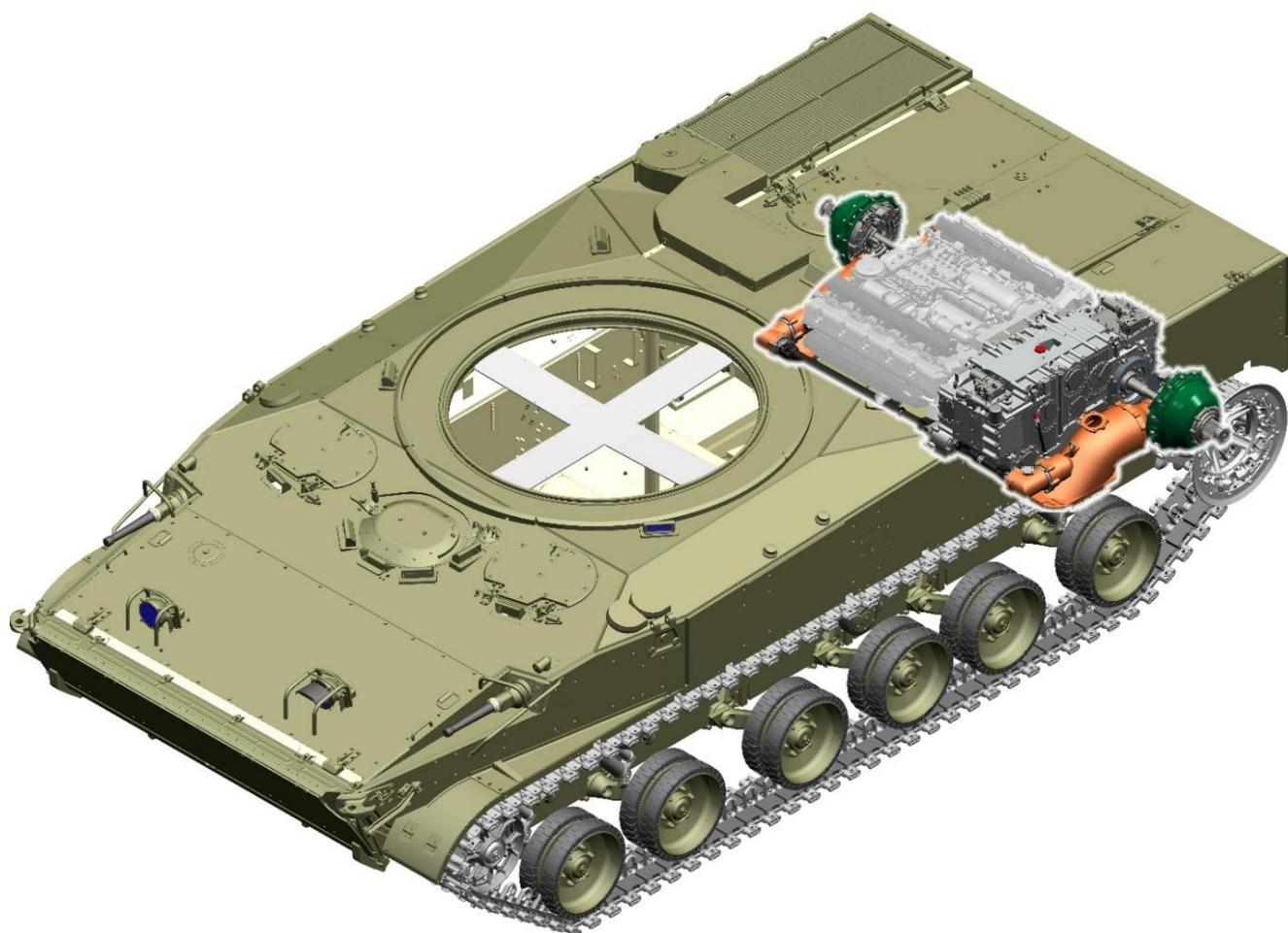


Рисунок 1.12 – Установка силовой передачи в корпусе машины

Двигатель УТД-29 мощностью 500 л.с. позволяет разогнаться до 10 км/час при преодолении водных преград и 70 км/час при движении на суше. Максимальная мощность двигателя в условиях объекта 450 л.с. (331 кВт), крутящий момент 149 кгс.м. Такого рода трансмиссия намного лучше механической (применяемой на БМП-1 и БМП -2) благодаря лучшим тяговым усилиям на гусеницах при смене сопротивления движению и автоматическому бесступенчатому изменению передаточного числа. За счет этого увеличивается средняя скорость движения БГАМ и облегчается управление. На рулевой колонке, используемая водителем для управления трансмиссией, помимо мотоциклетного штурвала установлены рукоятки управления включением водометных движителей и изменением состояния их заслонками.

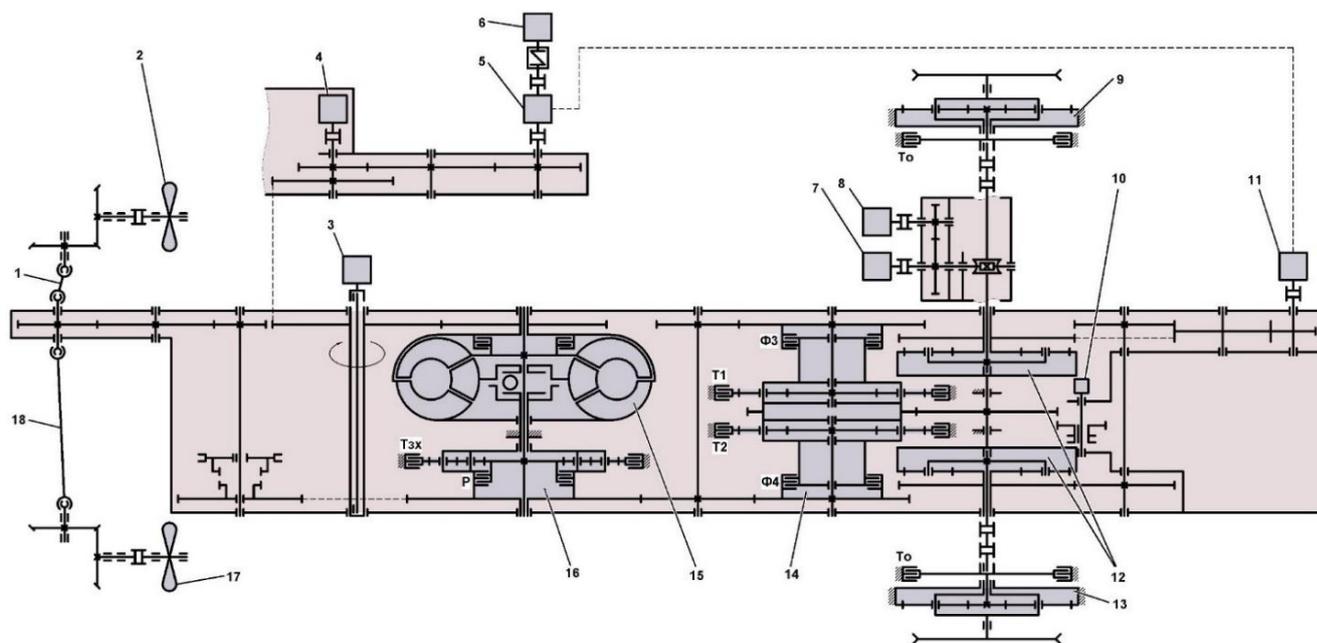


Рисунок 1.13 – Кинематическая схема силовой передачи БМП-3: 1 – Карданный вал привода водометного движителя; 2 – Движитель водометный правый; 3 – Двигатель; 4 – Блок маслонасосов; 5 – Насос гидрообъемной передачи механизма поворота; 6 – Вентилятор отсоса пыли из воздухоочистителя; 7 – Датчик спидометра; 8 – Тахогенератор ТГП-5; 9 – Редуктор бортовой правый; 10 – Насос бортовой; 11 – Мотор гидрообъемной передачи механизма поворота; 12 – Суммирующий ряд; 13 – Редуктор бортовой левой; 14 – Коробка передач; 15 – Гидротрансформатор; 16 – Механизм реверса; 17 – Движитель водометный левый; 18 – Карданный вал привода водометного движителя; Р – Реверс; Ф3 – Фрикцион третьей передачи; Ф4 – Фрикцион четвертой передачи; Т1 – Тормоз первой передачи; Т2 – Тормоз второй передачи; Т_{зх} – Тормоз заднего хода; Т_о – Тормоз остановочный.

Основные агрегаты, требующие механического привода — компрессор, насос гидрообъемного привода механизма поворота, редуктор и вентилятор выброса пыли из воздухоочистителя, — размещаются на силовом блоке. Двигатель и узлы трансмиссии компактно собраны в силовой блок, имеющего малую высоту.

Поперечная расположение V-образного двигателя (с углом развала в 144 градуса) УТД-29 позволила разместить под двигателем грузовой вал привода на ведущие колеса, карданный вал привода водометов, электропомпу, а рядом

силовой установкой — водометы и воздухоочиститель. Остальные системы силовой установки и аккумуляторные батареи занимают объем ниш кормовой части корпуса.

Все это дало возможность получить компактное моторно-трансмиссионное отделение с минимальной длиной и высотой. С двигателем мощностью 375 кВт оно занимает 3 м³, что значительно меньше объема, занимаемого МТО БМП-1, БМП-2 (4,5 м³) при мощности двигателя 220 кВт.

ГМТ передает и изменяет крутящий момент, передаваемый к ведущим колесам и водометным движителям от двигателя с учетом дорожных условий, изменения направления и скорости движения БМП. (рисунок 1.14).

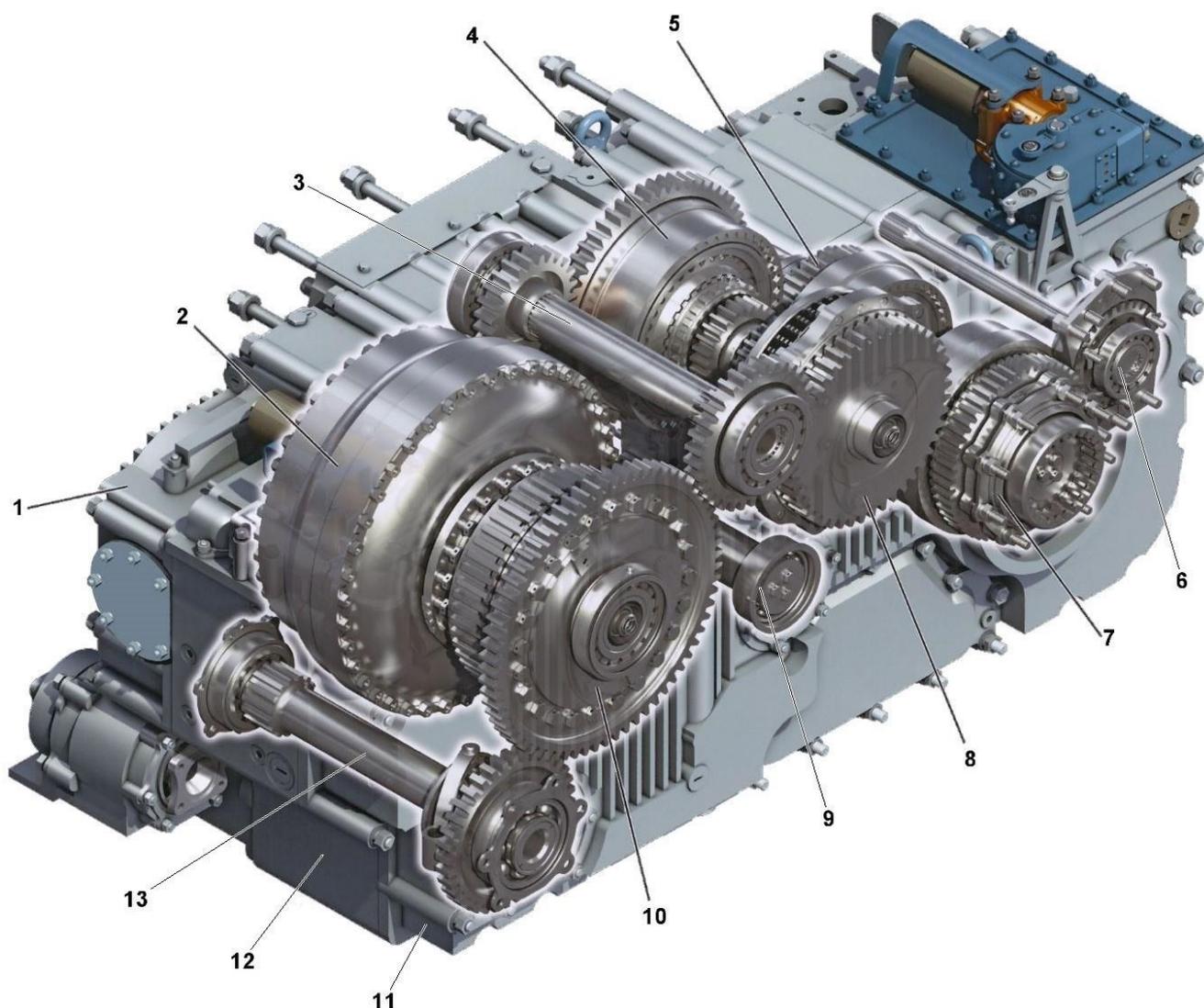


Рисунок 1.14 – Гидромеханическая трансмиссия БМП-3

ГМТ состоит из: 1 – Картер правый; 2 – Гидротрансформатор; 3 – Вал промежуточный; 4 – Фрикцион третьей передачи; 5 – Суммирующий ряд правый; 6 – Механизм дифференциальной связи; 7 – Суммирующий ряд левый; 8 – Фрикцион четвертой передачи; 9 – Вал входной; 10 – Реверс; 11 – Картер левый; 12 – Картер средний; 13 – Вал привода к водометным движителям; 14 – Рым-гайка; 15 – Привод спидометра и тахогенератора; 16 – Привод мотора гидрообъемной передачи; 17 – Привод насоса гидрообъемной передачи; 18 – Сапун; 19 – Щуп; 20 – Тормоз заднего хода; 21 – Привод водометных движителей; 22 – Тормоз второй передачи; 23 – Водило коробки передач; 24 – Тормоз первой передачи.

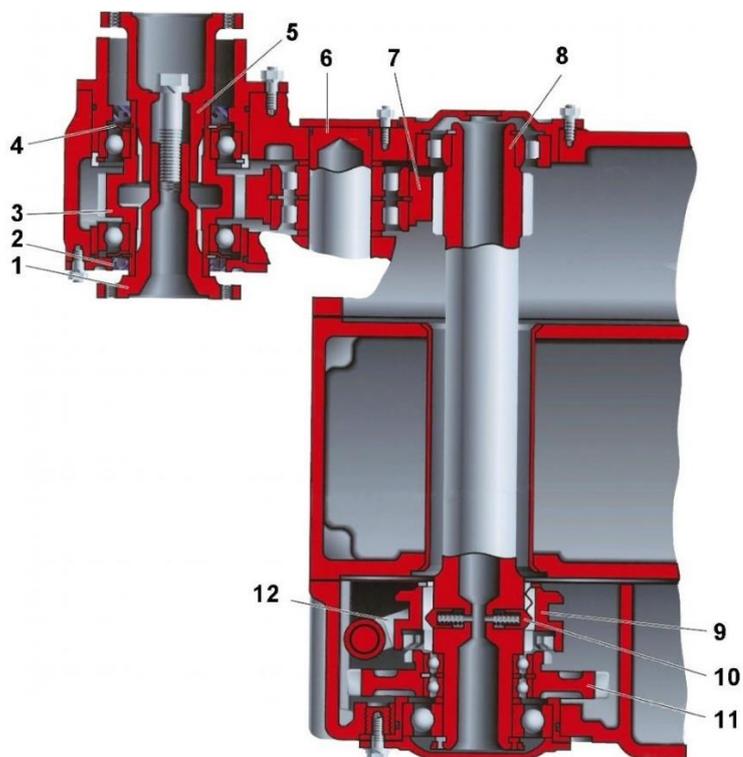


Рисунок 1.15 – Привод на водометные движители в трансмиссии: 1 – Фланец для подсоединения левого карданного вала; 2 – Манжета уплотнения выходного фланца привода водометного движителя; 3 – Шестерня ведомая привода водометного движителя; 4 – Маслоотражательное кольцо; 5 – Фланец для подсоединения правого карданного вала привода; 6 – Ось паразитной шестерни привода водометного движителя; 7 – Паразитная шестерня; 8 – Вал привода водометных движителей; 9 – Муфта включения ; 10 – Фиксатор муфты; 11 – Шестерня ; 12 – Вилка включения.

ГМТ является гидромеханической, реверсивной передачей с присоединенной планетарной коробкой передач, имеющей четыре скорости, ПВД и ДМП с гидрообъемным приводом (рисунки 1.14 – 1.15).

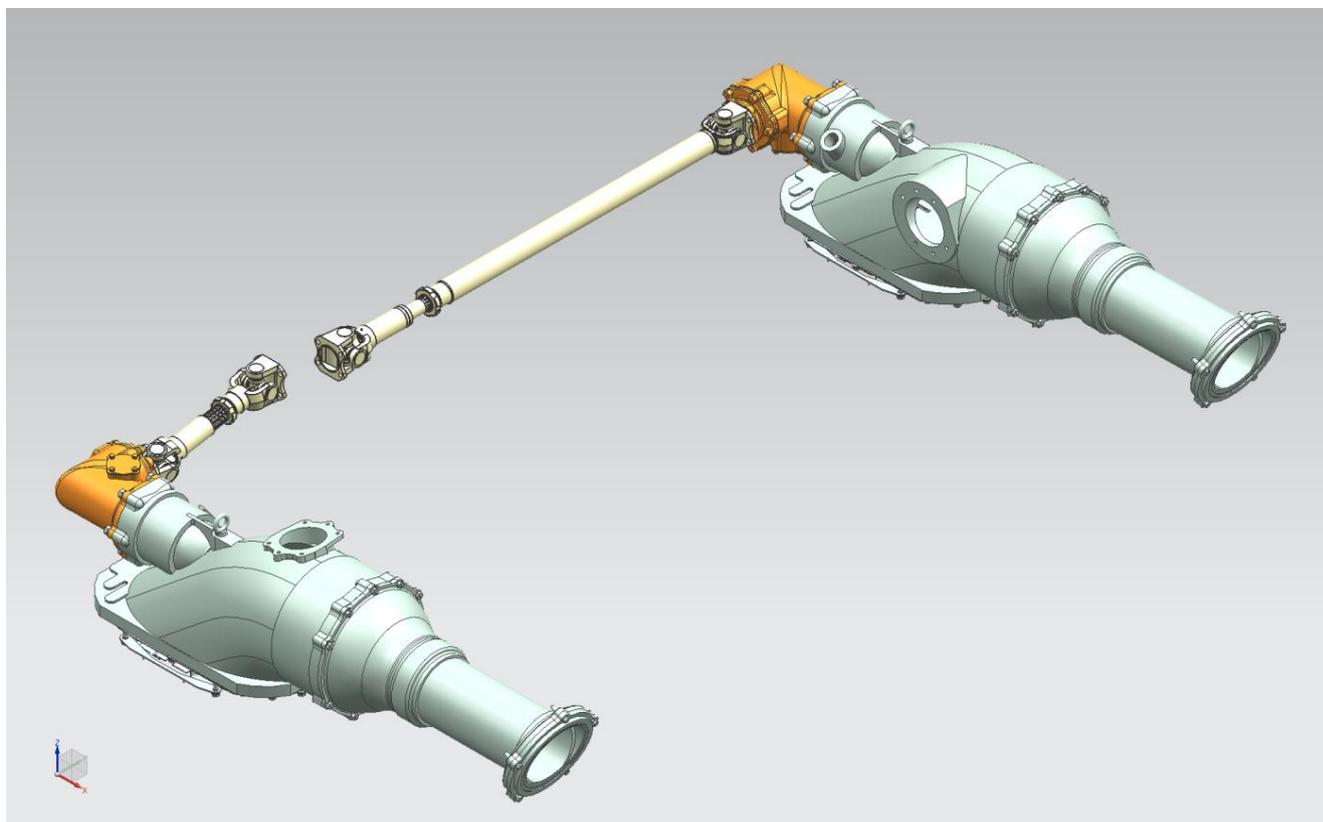


Рисунок 1.16 – Карданные передачи привода водометов

Водоизмещение корпуса обеспечивает плавучесть БМП-3. Два водометных движителя обеспечивают движение БМП на плаву (рисунок 1.16–1.17). За счет изменения положения заслонок водометных движителей реализуется управление движением на плаву. Реверс водометного движителя обеспечивает задний ход со скоростью 2,5 км/ч. При реверсе для увеличения тяги и соответственно скорости заднего хода применяется флюгер – устройство частично перекрывающее заборное отверстие в днище, позволяющее таким образом создавать выходное окно меньших размеров.

Размещение в корме боевой машины бортовых редукторов и ведущих колес дало возможность снизить вероятности их поражения при обстреле и повреждения при наезде на препятствие.

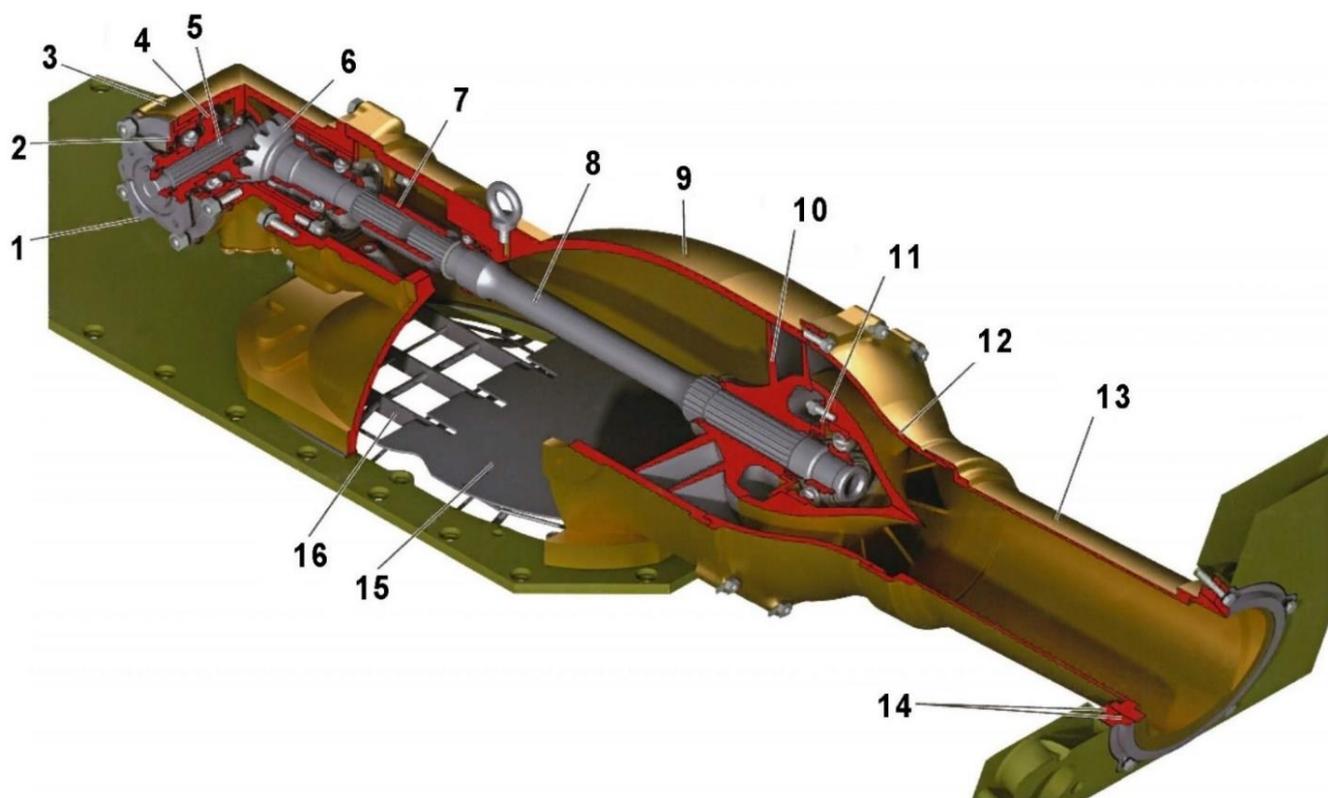


Рисунок 1.17 – Водометный движитель правый: 1 – Входная муфта редуктора; 2 – Крышка с манжетой; 3 – Корпус углового редуктора; 4 – Ведущая коническая шестерня; 5 – Вал конической шестерни; 6 – Ведомая коническая шестерня; 7 – Соединительная муфта валов; 8 – Вал рабочего колеса; 9 – Корпус водометного движителя; 10 – Рабочее колесо, создающее тягу; 11 – Крышка с манжетой; 12 – Сопло формирования струи воды; 13 – Выходной патрубок; 14 – Кольца соединения с кормой машины; 15 – Флюгер, увеличивающий тягу на заднем ходу; 16 – Защитная решетка.

Малый объем МТО и размещение его в кормовой части создали благоприятные условия для компоновки отделения управления, боевого и десантного отделений, позволили разместить экипаж и десант в соответствии с медико-техническими требованиями в наиболее комфортной зоне машины.

ВДВ БТР-МДМ

БГАМ БТР-МД «Ракушка» разработан в целях транспортировки личного состава и десанта, боезапасов, запчастей, горюче смазочных материалов в составе ВДВ и морской пехоты ВМФ. Она предназначена для применения в разных боевых

и спасательных операциях. БГАМ является базовым шасси для выпуска ряда модификаций таких, как командно-штабные, разведывательные, медицинские и др. Задача проведенной модернизации – максимально возможная унификация БГАМ БТР-МД с узлами модернизированной БМД-4М. Главной задачей модернизации БМД-4М была создание шасси с максимальным использованием узлов, агрегатов и систем БМП-3. По итогу модернизации унификация с БМП-3 в части трансмиссии; ходовой части; ПВД и водооткачивающих средств; силового блока; электрооборудования; систем, обслуживающих силовой блок составила порядка 60%. При модернизации претерпели изменения и привод водометных движителей (подробнее во второй главе).

1.4 Виды разрушений привода водометных движителей

Долговечность элементов новейших и перспективных трансмиссий транспортных средств в большинстве случаев ограничивается из-за их недопустимо высокой динамической нагруженностью.

В процессе эксплуатации и испытаний опытных и модернизируемых амфибийных машин установлены новые динамические явления, ограничивающие долговечность элементов.

Очень важным фактором при выборе типа водоходного движителя для машины являются количественная и качественная характеристики водных преград, которые предположительно должна преодолевать машина. Эти же характеристики влияют на конструкцию привода водоходного движителя и его долговечность.

Особые требования надежности и долговечности предъявляются к приводу водоходных движителей БГАМ. В случае отказа одного из узлов исключает возможность движения машины на плаву, что недопустимо в критически важные моменты во время эксплуатации БГАМ специального назначения. Из опыта доводки конструкции опытных образцов машин следует, что долговечность элементов привода ограничена из-за усталостного разрушения деталей, вследствие возбуждения колебаний и резонансов. Колебания вызваны периодическим

изменением кинематических параметров системы, а также асимметричностью упругости соединительных валов привода водомётных движителей, т.е. нелинейностью системы. Долговечность элементов привода ограничена из-за разрушения шлицевых соединений карданных валов, опор угловых редукторов, рабочих колес водометов и других составляющих ПВД. Примеры разрушений на рисунках 1.18...1.23.



Рисунок 1.18 – Разрушение карданной передачи, расположенной между угловым редуктором и водометом



Рисунок 1.19 – Деформация креплений углового редуктора



Рисунок 1.20 – Разрушение рабочих колес водомета



Рисунок 1.21 – Разрушения болта крепления углового редуктора (с лево) и разрушение карданной передачи с право



Рисунок 1.22 – Разрушение карданной передачи между механизмом передач и поворотов и угловым редуктором



Рисунок 1.23 – Общий вид деформированных креплений углового редуктора

Обзор известных методик проектного расчета свидетельствует, что оценке особенностей динамического нагружения ПВД не уделяется требуемого внимания, вследствие возбуждения колебательных процессов, хотя нарушение функционирования за ограниченный срок эксплуатации вызвано усталостным разрушением деталей, вследствие возбуждения вынужденных колебаний, а при периодическом изменении параметров системы параметрических колебательных процессов. Наиболее опасными процессами являются параметрические колебания и резонансы, в связи с происхождением в широких областях частот возмущений с экспоненциально растущими амплитудами динамического момента [26,34].

Дифференциальное уравнение свободных крутильных колебаний имеет вид:

$$J\ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + c\varphi = 0$$

где J – момент инерции ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$), k – коэффициент демпфирования ($\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$), c – крутильная жёсткость ($\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$). [22]

Параметрическим возбуждением колебаний называется колебательный процесс возникающий в результате периодического изменения хотя бы одного из

параметров системы, а сами колебания называются параметрическими. Наибольшие амплитуды колебаний нагрузки наблюдаются при резонансных явлениях в широком диапазоне частот. Так как в нашем случае существует периодически изменяемый параметр в механических приводах водометов амфибийных машин, включающих карданные передачи с шарнирами Гука, обладающих асимметричной характеристикой жесткости, которые являются существенно нелинейной системой и имеют все условия для возбуждения параметрических колебаний и резонансов. Исходя из выше сказанного – динамическая нагруженность привода водометных движителей исследована не полностью.

Исследование динамической нагруженности привода водометных движителей, обоснование направлений уменьшения динамической нагруженности их элементов, соответственно и обеспечению требуемой долговечности этих элементов ведется на основе математического аппарата теории параметрических колебаний, изложенной в работах Тимошенко С.П. [42], Пановко Я.Г. [31], Колесникова К.С. [22] и других.

1.5 Предварительная оценка устойчивости исследуемой системы

Наиболее опасными процессами являются параметрические колебания и резонансы, в связи с происхождением в широких областях частот возмущений с экспоненциально растущими амплитудами колебаний динамического момента. ПВД, при возникновении параметрических колебаний, испытывает опасное циклическое нагружение, которое может вызвать усталостное разрушение элементов ПВД. В связи с этим, первостепенная задача динамического расчета ПВД, в котором возникают параметрические колебания, является выяснение границ области динамической неустойчивости, для того, чтобы во время проведения доводочных работ принять все меры, исключающие параметрические колебания и резонансы. В исследуемой системе циклически меняются параметры, сформированные карданной передачей с асинхронными шарнирами [20, 29].

Соединение угловых редукторов ПВД с трансмиссией осуществляется карданными передачами с асинхронными шарнирами. Во время преодоления БГАМ водных преград момент сопротивления значителен. В данных условиях у зазора конической зубчатой передачи углового редуктора нет возможности раскрыться и амплитуды динамического момента ПВД ограничены. В связи с этим во время анализа параметрических колебаний, формируемых карданными передачами, ПВД рассматривается в качестве линейной системы. Относительно горизонтальной плоскости ось левого карданного вала по вертикали размещена под углом $\gamma_1 = 7^\circ 29'$, а ось правого вала под углом $\gamma_2 = 4^\circ 15'$. (см. таблицу 2.1)

Угловая скорость $\dot{\varphi}_1$ ведомой вилки асинхронного шарнира изменяется периодически от минимального $\dot{\varphi}_1 \cdot \cos \gamma$ до максимального $\dot{\varphi}_1 / \cos \gamma$ два раза за оборот шарнира по отношению к не меняющейся скорости ведущей вилки $\dot{\varphi}_1$, в связи с чем передаточное число такого шарнира является переменным.

Так как вращения передается от ведомой вилки карданной передачи к входному валу углового редуктора ПВД, то их скорость вращения $\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_1 + \Delta\dot{\varphi} \cdot \cos(2\dot{\varphi}_1 \cdot t)$, где $\Delta\dot{\varphi} = \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\cos \gamma} - \dot{\varphi}_1 \cdot \cos \gamma \right) = \dot{\varphi}_1 \cdot \sin^2 \gamma / \cos \gamma$.

В случае, если на движения инерционной массы БГАМ не учитывать влияния колебаний, тогда дифференциальное уравнения относительного движения рассматриваемой системы будет имеет вид

$$J_{\text{пр}} \ddot{\varphi} + c \left(1 + \frac{\Delta\varphi}{\varphi_{\text{ср}}} \sin(2\dot{\varphi}t) \right) \varphi = M_{\text{д}} - M_{\text{с}},$$

Это дифференциальное уравнение соответствует форме уравнения Матье, так как в состав упругого момента входит периодически изменяемый параметр. [31].

Для определения области устойчивости с помощью диаграммы Айнса-Стретта (рисунок 1.24), уравнение Матье приводят к следующей виду и форме параметров:

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 [\mathbf{a} + 2\mathbf{h} \cos(2\tau)] \varphi = 0,$$

где a и h – параметры, от которых зависит поведение решения (устойчивое или неустойчивое). Отношение собственной и возмущающей частот определяет абсциссу $a = \left(\frac{2\omega_0}{p}\right)^2$, $\omega_0^2 = c/J_{np}$, $\rho = 2\dot{\varphi}$, $2\tau = 2\dot{\varphi}$. Функцией $h = \alpha\mu$ является ординатой, где μ – глубина модуляции $\mu = \Delta\varphi/\varphi_{cp}$, $\varphi_{cp} = \frac{M_D - M_C}{c}$.

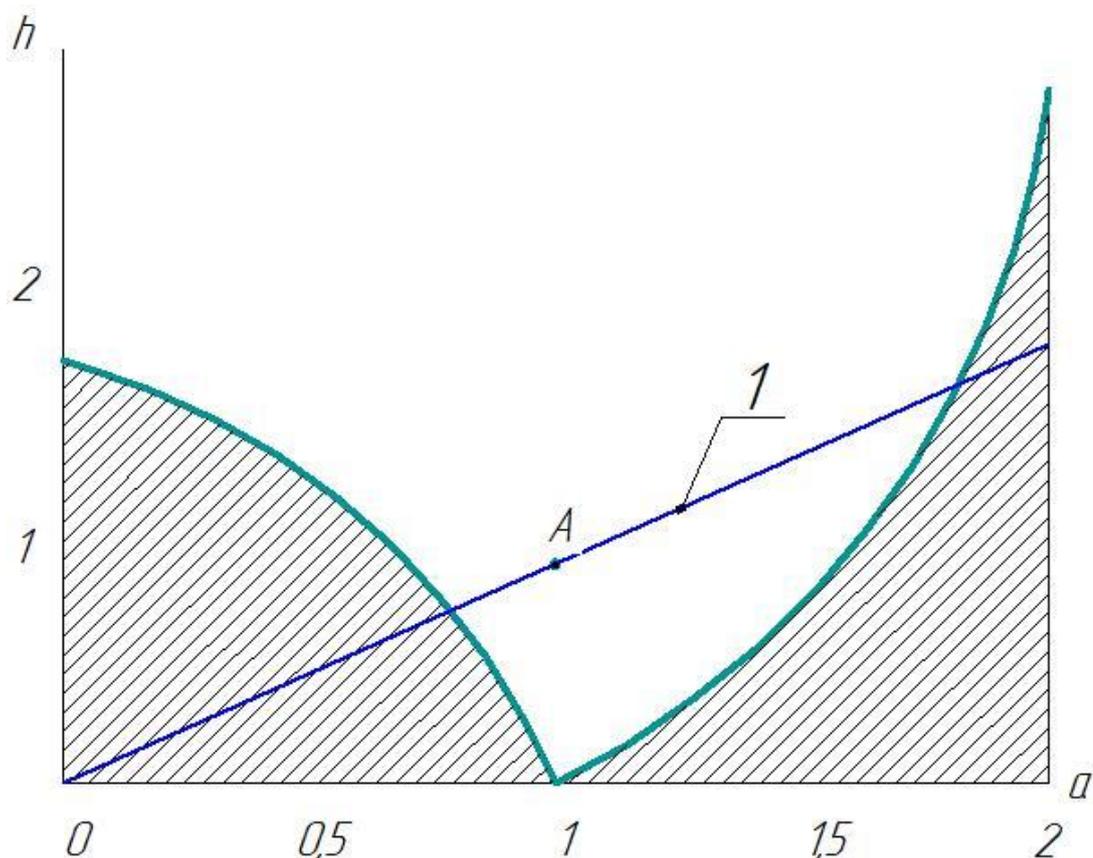


Рисунок 1.24 – Иллюстрация диаграммы Айнса-Стретта, заштрихованные области соответствуют устойчивому состоянию

По размещению $h = a\mu$ проводится исследование устойчивости возбуждаемой параметрическими колебаниями в рассматриваемой системе. Линия на диаграмме отображает функцию с параметрами соответствующими приводу левого борта $\gamma_1 = 7^\circ 29'$, $c = 10680$ Нм/рад. Она поочередно пересекает устойчивую и неустойчивую области. В области неустойчивости возможно возникновение параметрических резонансов. По расположению на диаграмме линии видно, что имеем случай пересечения довольно широкой области неустойчивости. Это говорит о большой вероятности потерять динамическую

устойчивость фактически при любой технической возможной частоте возмущения. Главным и максимально опасным является приведенный на графике резонанс $a = 1$. В данном случае частоты возмущений и собственной имеют равные значения $p = 2\omega_0$.

Приведенное выполняется при условии отсутствия диссипации энергии. Это происходит во время переходных процессов работы ПВД выходом из воды на суше и входом в нее. Во время перемещения по воде работу водометов сопровождает существенная диссипация энергии. в данных условиях параметрические колебания наиболее существенны в режиме первого главного резонанса ($a = 1, p = 2\omega_0$), максимально опасного и мало чувствительного к действиям диссипативных сил.

При достижении частотой критического значения, оно равно

$$p = 2\omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2 \pm \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2}},$$

где Δ – является декрементом затуханий, $\Delta = \frac{2\pi\varepsilon}{\omega_0}$, ε – коэффициент затуханий.

1.6 Задачи исследования

Проведенный анализ современного состояния вопроса по динамической нагруженности ПВД БГАМ позволил обосновать цель исследования и необходимость решения ряда научных задач для ее достижения

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи.

1. Теоретическое исследование системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» на основе разработки математических и имитационных моделей, учитывающих необходимые конструктивные параметры ПВД, влияющие на его динамическую нагруженность.

2. Экспериментальное исследование динамической нагруженности системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» при ходовых испытаниях БГАМ, оценка адекватности математических и имитационных моделей привода водометных движителей.

3. Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования. Обоснование конструкторско-технологических решений, обеспечивающих снижение динамической нагруженности привода водометных движителей.

4. Разработка усовершенствованной методики проектного расчета привода водометных движителей на основе научно-обоснованных конструкторско-технологических решений по снижению динамического нагружения ПВД

Решение выше указанных задач, позволит снизить динамическую нагруженность привода водометных движителей быстроходных гусеничных амфибийных машин и тем самым обеспечить требуемый ресурс, предъявляемый в ТТХ на изделие.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Данная глава диссертации посвящена разработке математической и имитационной моделей привода водометного движителя на примере кинематической схемы БГАМ с использованием программного комплекса LMS Imagine.Lab Amesim. Проанализирована математическая модель привода водометного движителя, осуществлен выбор необходимых для настройки параметров элементов имитационной модели и проведены расчеты динамической нагруженности. В главе представлены общая структурная схема системы «двигатель – трансмиссия – водометный движитель – машина», технические характеристики системы и математическое описание структурной составляющей, результаты компьютерного моделирования процесса движения машины на плаву с учетом характерных нелинейностей системы и анализ результатов. Часть содержания этой главы изложено в публикации журнала IOP Conference Series: Materials Science and Engineering входящего в перечень SCOPUS [62].

2.1 Современные средства инженерного анализа

Эффективное изучение соответствующей математической модели в период, предшествовавший появлению ЭВМ, было затруднительным даже в не слишком сложных случаях [8]. Применение численных методов решения при помощи компьютерного моделирования динамики различных мехатронных систем является актуальным методом решения прикладных математических задач. Компьютерное моделирование является неотъемлемым этапом во время проектирования новых сложных технических систем, агрегатов и объектов. Оно находит решение проблемы разумно и безопасно. Такой инструмент удобен для исследования и анализа. В различных областях науки с помощью имитационного моделирования можно найти идеальное решения и получить четкое представление сложнейших систем [43].

Имитационное моделирование – эксперимент над достоверным цифровым представлением любой системы. В отличие от физического моделирования, такого

как создание экспериментальной модели БГАМ, имитационное моделирование основано на компьютерных технологиях, использующих алгоритмы и уравнения. Имитационную модель можно анализировать в динамике.

Компьютерное моделирование применяется, если проведение экспериментальных исследований на настоящей системе непрактично или невозможно, как правило по причине их продолжительности или стоимости.

Возможность анализировать модель в действии отличает имитационное моделирование от других методов, например, от использования Excel, Mathcad или линейного программирования. Применение имитационного моделирования позволяет изучать процессы и вносить изменения в имитационную модель в ходе работы, что позволяет лучше проанализировать работу системы. Его применение при проведении опытно-конструкторских работ позволяет неоднократно применять имитационную модель в однородных численных экспериментах, а после оценки результатов появиться возможность оптимизации характеристик проектируемого изделия, понижая этим существенные потери времени, трудозатраты и материалы на проведение больших объёмов натуральных экспериментов, испытаний и устранения дефектов на стадии проектирования и разработки изделия [1, 16, 23, 24].

LMS Imagine.Lab Amesim одна из множества программных платформ для моделирования технических объектов и междисциплинарных мехатронных систем.[11, 59, 60]. Amesim обеспечивает анализ и оптимизацию функциональных характеристик разрабатываемых изделий с использованием их достоверных расчетных моделей. Изделие при этом рассматривается как комплекс систем, собранных вместе для обеспечения требуемой функциональности. Системы при этом могут быть как общеинженерными (гидравлические, электрические, механические, воздушные и др.), так и индустриально специализированными (шасси, трансмиссия, системы кондиционирования, системы двигателей (ДВС, ГТД, ЖРД, ТТД), редукторы, коробки передач, системы охлаждения, терморегулирования, жизнеобеспечения и др.). С помощью интерактивного

графического интерфейса возможно в кратчайшие сроки создать модель сложной мехатронной системы. Получаемый эскиз модели понятен на интуитивном уровне и является логической моделью исследуемой системы. Наличие в Amesim множества специализированных библиотек позволяет исключить огромные затраты времени на полномасштабное моделирование. В связи с наличием интерактивного графического интерфейса описанной программной платформы и обширных библиотек компонентов прошедших апробацию по всему миру создание имитационной модели и исследование динамической нагруженности системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина», в пределах диссертационной работы, было выполнено в последней версии платформы Simcenter Amesim.

2.2 Объект исследования. Основные характеристики объекта исследования

БГАМ БТР-МД «Ракушка» разработан в целях транспортировки личного состава и десанта, боезапасов, запчастей, горюче смазочных материалов в составе ВДВ и морской пехоты ВМФ. Она предназначена для применения в разных боевых и спасательных операциях. БГАМ является базовым шасси для выпуска ряда модификаций таких, как командно-штабные, разведывательные, медицинские и др. Бронетранспортёр оснащен двигателем УТД-29, гидромеханической реверсивной коробкой передач, водометными движителями. На рисунке 2.1 приведена кинематическая схема трансмиссии в части ПВД.

Бронетранспортёр ВДВ БТР-МДМ предназначен не только для движения по суше, но также имеет способность преодолевать водные преграды.

Одним из основных эксплуатационных свойств бронетранспортёра является возможность преодолевать водные преграды практически в любых условиях. Водомётные движители обеспечивают подвижность, а также маневренность на плаву, в том числе возможность движения задним ходом. Особые требования надежности и долговечности предъявляются к приводу водоходных движителей БГАМ. В случае отказа одного из узлов исключает возможность движения машины

на плаву, что недопустимо в критически важные моменты во время эксплуатации БГАМ специального назначения [32].

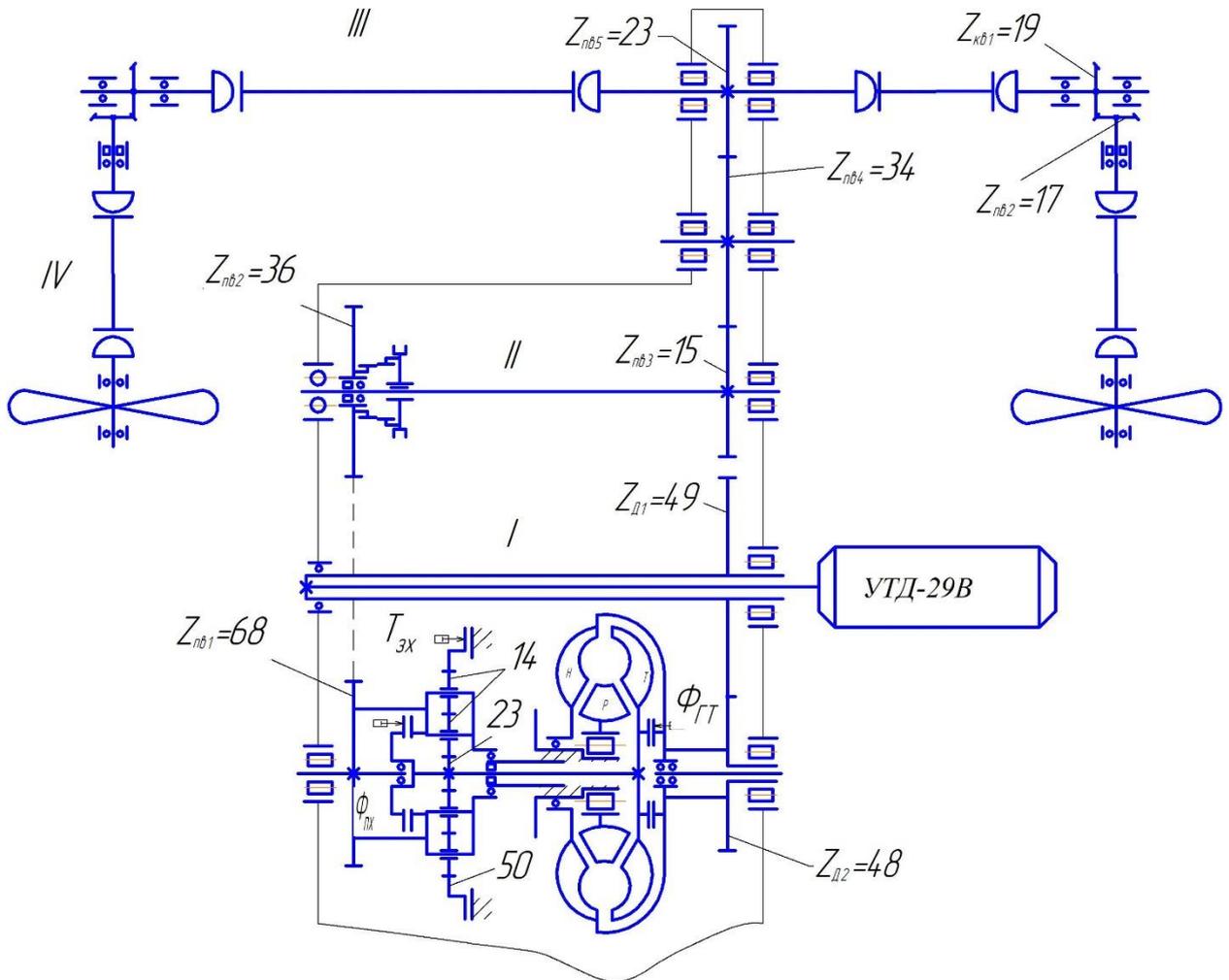


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема ПВД

В приводе водометов применяются осевые четырёхзаходные винты рабочих колёс, которые расположены ниже ватерлинии. Их привод осуществляется от левого и правого выходных валов трансмиссии с помощью карданных передач. Угловая скорость в 1,467 раза больше, чем угловая скорость двигателя. Из условий компоновочного решения трансмиссия смещена по сравнению с осью симметрии бронетранспортера. Вследствие этого углы устанавливаемых валов карданных передач левого и правого бортов неодинаковы

Характеристики двигателя УТД-29В номинальная мощность 331кВт(500 л.с) и крутящий момент 1460 Н*м при 1600 об/мин, Передаточное число углового редуктора конической передачи составляет $U_{ур} = 0,8947$. Суммарное передаточное

число ПВД от двигателя до водомётов, когда гидротрансформатор заблокирован составляет $U_{пр} = 0,711$.

Таблица 2.1 – Угловые значения, определяющие расположение валов карданных передач в пространстве

	Углы левого борта		Углы правого борт	
	Карданный вал 3	Карданный вал 4	Карданный вал 3	Карданный вал 4
Угол γ_1 (по горизонтали)	16°43'	3°42'	16°43'	2°28'
Угол γ_2 (по вертикали)	10°27'	7°29'	10°27'	4°15'

Общий вид привода водометных движителей БГАМ БТР-МДМ представлен на рисунке 2.2.

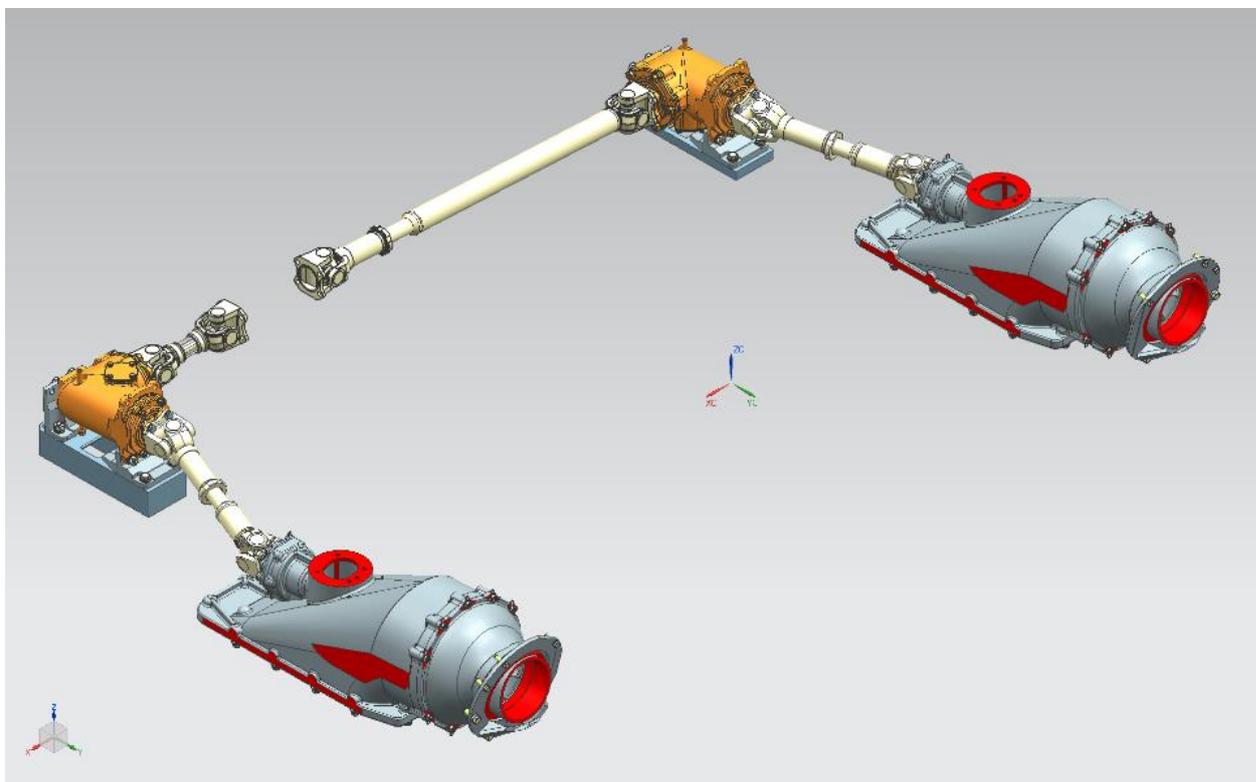


Рисунок 2.2 – 3D модель привода водометных движителей БГАМ БТР-МДМ

2.3 Кинематический и силовой расчет привода водометных движителей

Кинематическая схема привода водометных движителей амфибийной машины представлена на рисунке 2.1

Максимальная мощность двигателя на плаву, кВт (л. с.) $N_{д}=331$ (450)

Частота вращения вала двигателя на режиме максимальной мощности, об/мин $n_N=2600$

Коэффициент полезного действия зубчатых зацеплений:

для внешнего зацепления $\eta_n=0,985$

для внутреннего зацепления $\eta_v=0,99$

для конических зубчатых передач $\eta_k=0,97$

Максимальная мощность на рабочем колесе водомета $N_{рк}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{рк} = 0,5 \cdot N_{д} \cdot \eta_{пр} ,$$

где $\eta_{пр}$ – КПД привода.

Передаточное число ПВД при движении по воде передним ходом $i_{пх}$, определяется по формуле:

$$i_{пх} = \frac{Z_{д2}}{Z_{д1}} \cdot \frac{Z_{пв2}}{Z_{пв1}} \cdot \frac{Z_{пв4}}{Z_{вп3}} \cdot \frac{Z_{пв5}}{Z_{пв4}} \cdot \frac{Z_{кв2}}{Z_{кв1}},$$

$$i_{пх} = \frac{48}{49} \cdot \frac{36}{68} \cdot \frac{34}{15} \cdot \frac{23}{34} \cdot \frac{17}{19} = 0,71149$$

Передаточное число ПВД при движении по воде задним ходом $i_{зх}$, определяется по формуле:

$$i_{зх} = \frac{Z_{д2}}{Z_{д1}} \cdot \left| 1 - \frac{Z_{э}}{Z_c} \right| \cdot \frac{Z_{пв2}}{Z_{пв1}} \cdot \frac{Z_{пв4}}{Z_{вп3}} \cdot \frac{Z_{пв5}}{Z_{пв4}} \cdot \frac{Z_{кв2}}{Z_{кв1}},$$

$$i_{зх} = \frac{48}{49} \cdot \left| 1 - \frac{50}{23} \right| \cdot \frac{36}{68} \cdot \frac{34}{15} \cdot \frac{23}{34} \cdot \frac{17}{19} = 0,83523$$

КПД привода водометов при движении передним ходом $\eta_{\text{пх}}$, определяется по формуле:

$$\eta_{\text{пх}} = \eta_{\text{н}}^4 \cdot \eta_{\text{к}}$$

$$\eta_{\text{пх}} = 0,985^4 \cdot 0,97 = 0,913$$

КПД привода водометов при движении задним ходом $\eta_{\text{зх}}$, определяется по формуле:

$$\eta_{\text{зх}} = \eta_{\text{н}}^4 \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{сэ}}^h,$$

где $\eta_{\text{сэ}}^h$ – КПД планетарного ряда при передаче мощности от солнечной шестерни к эпициклу при остановленном водиле.

КПД планетарного ряда при передаче мощности от солнечной шестерни к эпициклу при остановленном водиле $\eta_{\text{сэ}}^h$, определяется по формуле:

$$\eta_{\text{сэ}}^h = \eta_{\text{н}}^2 \cdot \eta_{\text{в}} = 0,985^2 \cdot 0,99 = 0,961$$

$$\eta_{\text{зх}} = 0,985^4 \cdot 0,97 \cdot 0,961 = 0,877$$

Результаты кинематического расчета представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Частоты вращения элементов привода водометов

Вал	Частота вращения, об/мин	
	Передний ход	Задний ход
Вал I	2600,0	2600,0
Солнечная шестерня	2654,1	2654,1
Водило	2654,1	2260,9
Эпицикл	1220,9	0,0
Сателлит	4360,3	4360,3
Вал II	5013,4	4270,7
Вал шестерни Zпв4	2211,8	1884,1
Вал III	3269,6	2785,2
Вал IV	3654,27	3112,9

Крутящий момент на ведущей шестерне ($Z_{д1}$) M_I , Н·м, определяется по формуле

$$M_I = \frac{30000 \cdot N_D}{\pi \cdot \eta_N},$$

где N_D – максимальная мощность двигателя на плаву, кВт;

n_N – частота вращения вала двигателя на режиме максимальной мощности, об/мин.

$$M_I = \frac{30000 \cdot 331}{\pi \cdot 2600} = 1216,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета крутящих моментов, нагружающих элементы привода водометов представлены в таблице.

Таблица 2.3 – Крутящие моменты на элементах привода водометов

Вал	Крутящий момент, Н·м	
	Передний ход	Задний ход
Вал I	1216,3	1216,3
Солнечная шестерня	1191,4	1191,4
Водило	1191,4	1398,7
Эпицикл	2590	0
Сателлит	725,2	725,2
Вал II	630,7	740,5
Вал шестерни Zпв4	1429,8	1678,5
Вал III	967,2/2	1135,45/2
Вал IV	865,4/2	1015,9/2

Заключение

В результате расчета определены напряжения в зубчатых колесах, валах, шлицевых соединениях при действии максимальной кратковременной нагрузки. Расчетные напряжения не превышают допустимых значений.

Нагрузки на опоры валов и зубчатых передач ниже допустимых значений, минимальный коэффициент запаса по статической грузоподъемности 1,21.

2.4 Разработка математической и имитационной моделей рассматриваемой динамической системы

Для определения путей снижения динамической нагруженности, возникающей в процессе передвижения БГАМ на плаву, в соответствии с кинематической схемой (рисунок 2.1) была разработана расчетная динамическая модель, приведенная на рисунке 2.3, а значения составляющих модель инерционных и упругих звеньев приведены в таблице 2,4, отражающая динамические связи рассматриваемой системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина». При разработке расчетной схемы использованы подходы, сформулированные ранее в работах Альгина В.Б., Гришкевича А.И., Нарбута А.Н., Цитовича И.С. и др. [16, 25, 46, 47]

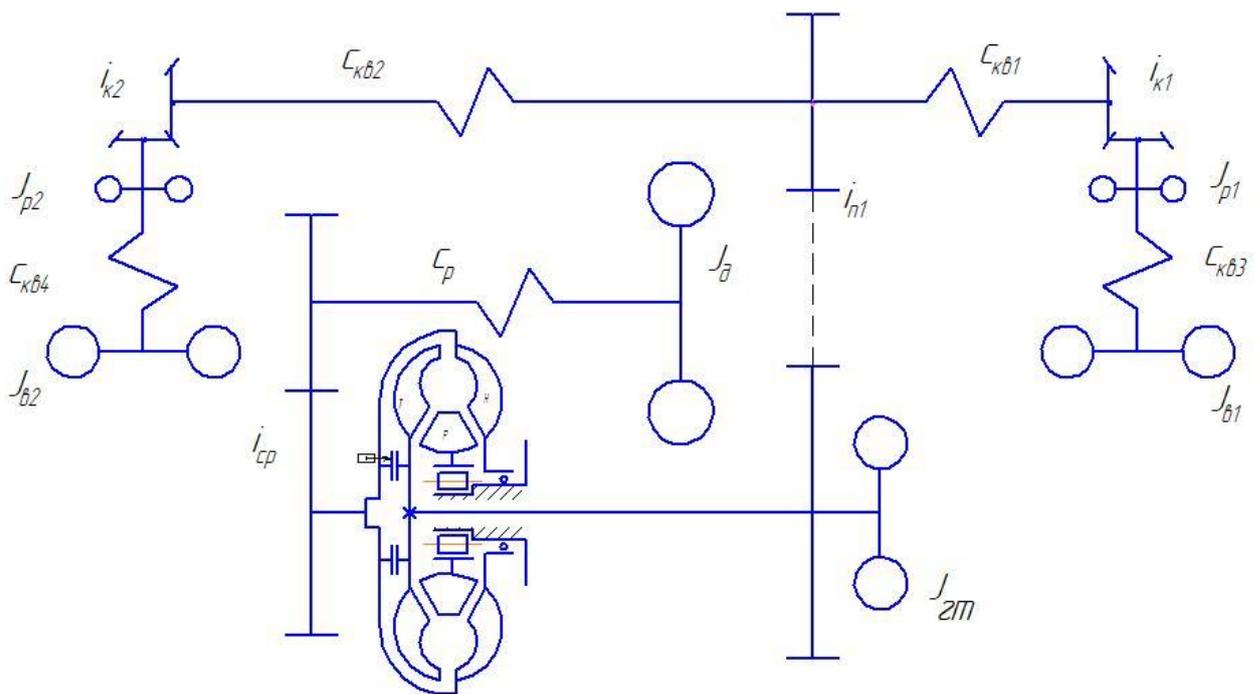


Рисунок 2.3 – Расчетная динамической модель привода водометных движителей

Трансмиссия как подсистема переменной структуры включает двигатель, имеющий приведенный момент инерции (ПМИ) J_d и движущий момент M_d . При этом ПМИ J_d включает приведенные массы подвижных деталей двигателя; ПМИ гидротрансформатора равен J_t ; ПМИ коробки передач и механизма реверса J_r ; ПМИ угловых редукторов J_{p1} и J_{p2} ; ПМИ рабочих колес $J_{в1}$ и $J_{в2}$.

Представленная динамическая расчетная схема позволяет составить соответствующую математическую модель, позволяющую имитировать систему «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» в процессе включения-выключения механизма реверса и исследовать ее поведение в зависимости от различных исходных данных.

Таблица 2.4 – Значения параметров динамической модели ПВД

	Параметры	Значения
1	J_D , ПМИ двигателя, кгм ²	1,129
2	J_T , ПМИ гидротрансформатора, кгм ²	1,435
3	J_p , ПМИ механизма реверса, кгм ²	1,2
4	ПМИ угловых редукторов, кгм ² : J_{p1} , Левый J_{p2} , Правый	0,0065 0,007
5	$J_{в1}$ и $J_{в2}$, ПМИ рабочего колеса водомета, кгм ²	0,08
6	Крутильные жёсткости соединительных валов, Нм/рад. c_p , соединительный вал двигателя и трансмиссии левый привод: $c_{кв1}$, вал 1 $c_{кв3}$, вал 2 правый привод: $c_{кв2}$, вал 1 $c_{кв4}$, вал 2	144520,1 10680 8906,4 8130,1 8906,4

Исходя из динамической модели (рисунок 2.3), на установившихся режимах работы, составлена система дифференциальных уравнений (2.1) [43].

$$\left\{ \begin{array}{l}
 J_d \ddot{\varphi}_d = M_d - c_p(\varphi_d - \varphi_{тр}) - b_p(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_{тр}) \\
 J_{тр} \ddot{\varphi}_{тр} = c_p(\varphi_d - \varphi_{тр}) + b_p(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_{тр}) - c_{кв1}(\varphi_{тр} - \varphi_{кв1}) - \\
 - b_{кв1}(\dot{\varphi}_{тр} - \dot{\varphi}_{кв1}) - c_{кв2}(\varphi_{тр} - \varphi_{кв2}) - b_{кв2}(\dot{\varphi}_{тр} - \dot{\varphi}_{кв2}) \\
 J_{р1} \ddot{\varphi}_{р1} = c_{кв1}(\varphi_{тр} - \varphi_{кв1}) + b_{тр}(\dot{\varphi}_{тр} - \dot{\varphi}_{кв1}) - \\
 - c_{кв3}(\varphi_{р1} - \varphi_{в1}) - b_{кв3}(\dot{\varphi}_{р1} - \dot{\varphi}_{в1}) \\
 J_{р2} \ddot{\varphi}_{р2} = c_{кв2}(\varphi_{тр} - \varphi_{кв2}) + b_{тр}(\dot{\varphi}_{тр} - \dot{\varphi}_{кв2}) - \\
 - c_{кв4}(\varphi_{р2} - \varphi_{в2}) - b_{кв4}(\dot{\varphi}_{р2} - \dot{\varphi}_{в2}) \\
 J_{в1} \ddot{\varphi}_{в1} = c_{кв3}(\varphi_{р1} - \varphi_{в1}) + b_{кв3}(\dot{\varphi}_{р1} - \dot{\varphi}_{в1}) - M_{соп1} \\
 J_{в2} \ddot{\varphi}_{в2} = c_{кв4}(\varphi_{р2} - \varphi_{в2}) + b_{кв4}(\dot{\varphi}_{р2} - \dot{\varphi}_{в2}) - M_{соп2} \\
 \dot{\varphi}_{кв} = \dot{\varphi}_0 + \Delta\dot{\varphi} \cdot \cos(2\dot{\varphi}_0 \cdot t), \text{ где } \Delta\dot{\varphi} = \left(\frac{\dot{\varphi}_0}{\cos\gamma} - \dot{\varphi}_0 \cos\gamma \right) = \frac{\dot{\varphi}_0 \sin^2\gamma}{\cos\gamma} \\
 \gamma = \arctg \sqrt{(tg^2\gamma_1 + tg^2\gamma_2)}
 \end{array} \right. \quad (2.1)$$

Взаимосвязь всех элементов, их входных и выходных характеристик отражается в динамической модели, состоящей из математических моделей элементов трансмиссии, включая ПВД. Такого типа модель существенно усложняет алгоритм вычислений, тем не менее возможности современных ПЭВМ и прикладного программного обеспечения предоставляют возможность создать программу вычислений, способную без какого-либо структурного разделения исследуемого объекта, находить решение системы дифференциальных уравнений. [2] Динамическая нагруженность, на установившихся режимах работы, определяется на основе имитационного моделирования функциональной математической модели динамики. Последовательное изучение конкретных переходных режимов, наиболее характерных при работе ПВД, осуществляется математическим моделированием динамических процессов системы **двигатель – трансмиссия – привод водометов – водометный движитель** при помощи ПЭВМ в специальной программной платформе Simcenter Amesim, который предназначен для функционального моделирования различных технических устройств [11]. Блок-схема имитационной модели приведена на рисунке 2.4.

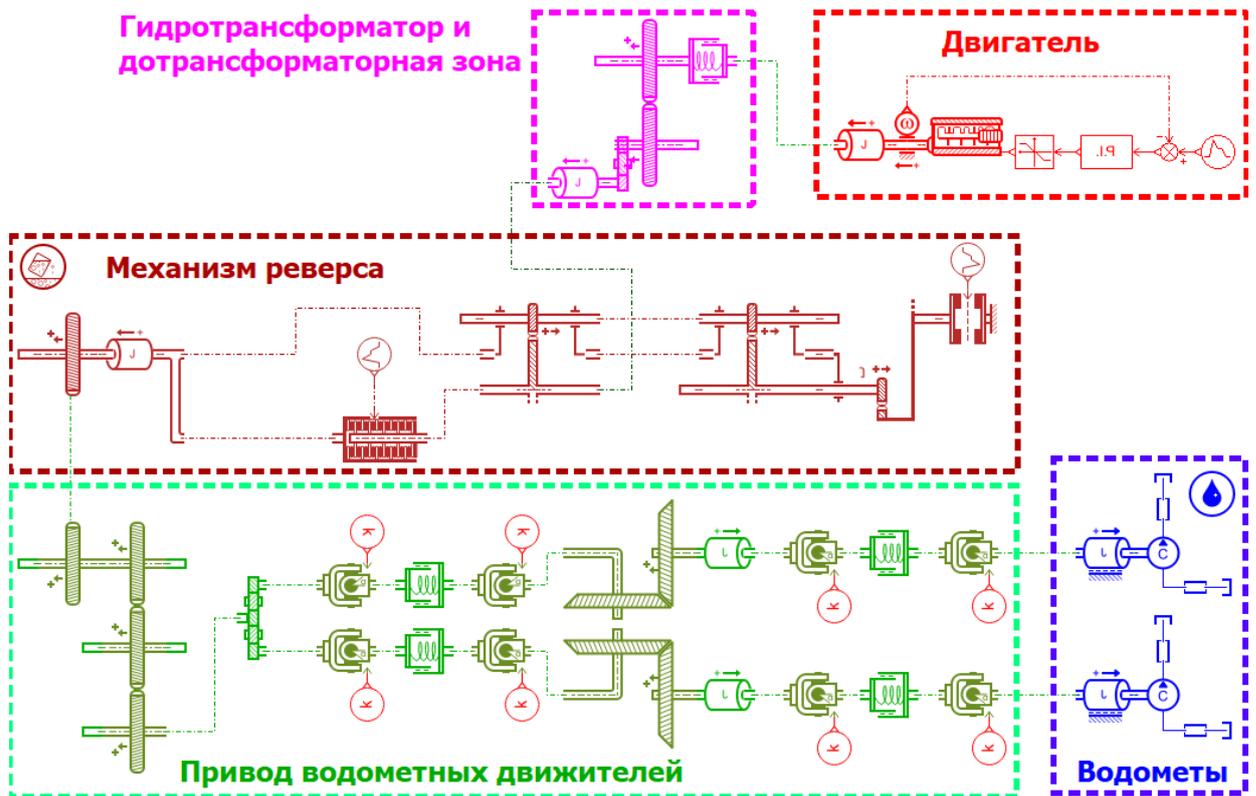


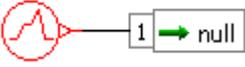
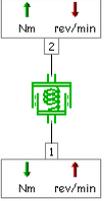
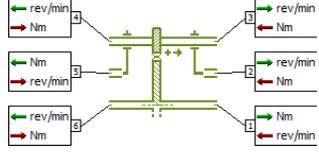
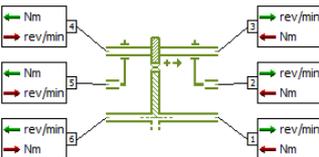
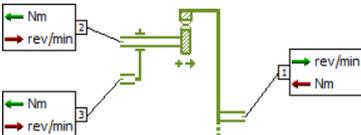
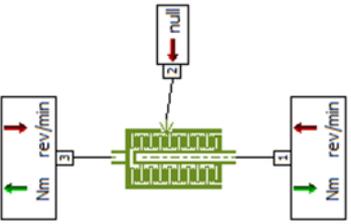
Рисунок 2.4 – Имитационная модель привода водометных движителей

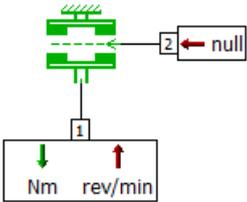
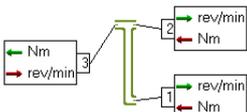
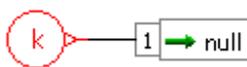
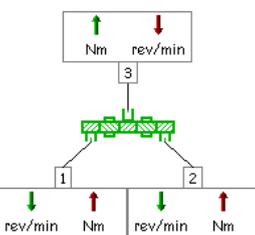
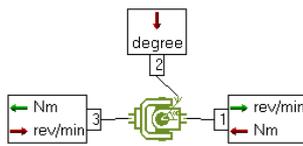
В таблице 2.5 представлено подробное описание элементов имитационной модели

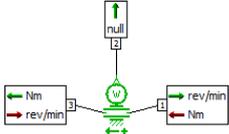
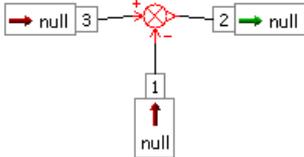
Таблица 2.5 – Описание элементов имитационной модели

Подмодель	Описание	Параметры
1	2	3
<p>TROP2A</p> 	<p>Подмодель используется для определения характеристик масла для подмоделей библиотеки Powertrain.</p>	<p>Задаются параметры кинематическая вязкость, абсолютная вязкость, плотность, объемный модуль</p>
<p>TREN00A</p> 	<p>Подмодель двигателя. Входной сигнал на порте 2 преобразуется в крутящий момент, применяемый на порте 1. Файл данных используется для определения</p>	<p>Задается файл данных, содержащий характеристики двигателя, который дает для значений частоты вращения двигателя [об/мин] соответствующий</p>

1	2	3
	<p>максимального крутящего момента как функции скорости вращения двигателя.</p>	<p>максимальный крутящий момент.</p>
<p>RN001</p>	<p>Подмодель идеального роторно-механического передаточного числа. Он умножает скорость вращения на оборотах в минуту на входе 2 передаточное число, введенное пользователем, чтобы вычислить выходную скорость на выходе 1, предполагая 100% механическую эффективность.</p>	<p>Задается параметр «gear ratio» – передаточное число</p>
<p>RL02</p>	<p>Динамическая подмодель вращающейся нагрузки под действием двух внешних крутящих моментов в Нм,</p>	<p>Задается параметр – момент инерции, кгм²</p>
<p>T000</p>	<p>Подмодель источника нулевого крутящего момента.</p>	<p>Без параметров</p>
<p>TRGT01C</p>	<p>Подмодель зубчатого колеса</p>	<p>Задается параметр – working pitch radius, мм</p>

1	2	3
<p>UD00</p> 	<p>Подмодель рабочего цикла с безразмерным выходом.</p>	<p>Задается график подающихся сигналов.</p>
<p>RSD00</p> 	<p>Подмодель пружинного демпфера для поворотного вала.</p>	<p>Задается параметр жесткости вала – stiffness, Нм/рад</p>
<p>RL02</p> 	<p>Динамическая подмодель вращающейся нагрузки под действием двух внешних крутящих моментов в Нм</p>	<p>Задается параметр – момент инерции, кгм²</p>
<p>TRPS00B</p> 	<p>Подмодель солнечной шестерни, сателлитов 1-го ряда и водила механизма реверса</p>	<p>Задается параметр солнечной шестерни и сателлитов – working pitch radius, мм</p>
<p>TRPS00G</p> 	<p>Подмодель 2-ух рядов сателлитов и водила механизма реверса</p>	<p>Задается параметр сателлитов – working pitch radius, мм</p>
<p>TRPR00C</p> 	<p>Подмодель коронной шестерни, сателлитов 2-го ряда и водила механизма реверса</p>	<p>Задается параметр коронной шестерни и сателлитов 2-го ряда – working pitch radius, мм</p>
<p>TRDCB01</p> 	<p>Подмодель фрикциона переднего хода механизма реверса</p>	<p>Задаются параметры максимального динамического момента трения для одной</p>

1	2	3
		поверхности контакта и количество контактных поверхностей сцепления
<p>MECFR1R0A</p> 	Подмодель тормоза эпицикла механизма реверса для включения заднего хода	Задается параметр максимального динамического момента трения для одной поверхности контакта
<p>TRLI0C</p> 	Подмодель соединяющая выходы с солнечной шестерни и водила	Передача крутящего момента с водила или солнечной шестерни механизма реверса
<p>CONS00</p> 	Подмодель для генерации постоянного значения.	Задается параметр k. Является реальным и его можно изменить в приложениях реального времени
<p>RCON00</p> 	Подмодель последнего вала трансмиссии разделяющего крутящий момент между приводами водометов	
<p>TRVDUJ02</p> 	Подмодель карданного шарнира	Задается параметр через порт 2 и интерпретируется как угол между двумя соединенными валами в градусах.

1	2	3
<p>MECRL0</p> 	Подмодель водомета	Задаются параметры момента инерции водомета и момента сопротивления
<p>MECRSS0A</p> 	Подмодель датчика угловой скорости	Используется для передачи данных в систему контроля оборотов двигателя
<p>JUN3M</p> 	Подмодель 3-х портового вычитающего соединения. Выходной сигнал с порта 2 – это разница между входными сигналами на портах 1 и 3.	На порт 1 подается сигнал с датчика угловой скорости, а на порт 3 из заданного изначально графика
<p>PID001</p> 	Подмодель ПИД контроллера из контура управления оборотами двигателя	
<p>SAT0</p> 	Подмодель управления диапазоном оборотов двигателя, выходной сигнал будет ограничен этим диапазоном.	Задаются минимальное и максимальное значения оборотов двигателя

2.5 Анализ динамической нагруженности привода водоходных движителей

Построенная имитационная модель позволяет детерминировать:

– параметры динамической нагруженности узлов ПВД, используемых для оценки их долговечности и формировании спектров динамической нагруженности соответствующих элементов;

– используемые, при оценке качества переходных режимов работы, процессы изменения во времени частот ускорений и вращения отдельных звеньев ПВД и трансмиссии.

Перечисленные выше параметры определяются во время конкретных переходных процессах: разгон водометных движителей на воде и на суше; вход в воду и выход машины на берег; изменение состояния механизма реверса; на установившихся режимах движения машины на плаву с постоянной скоростью [17, 18, 35, 41].

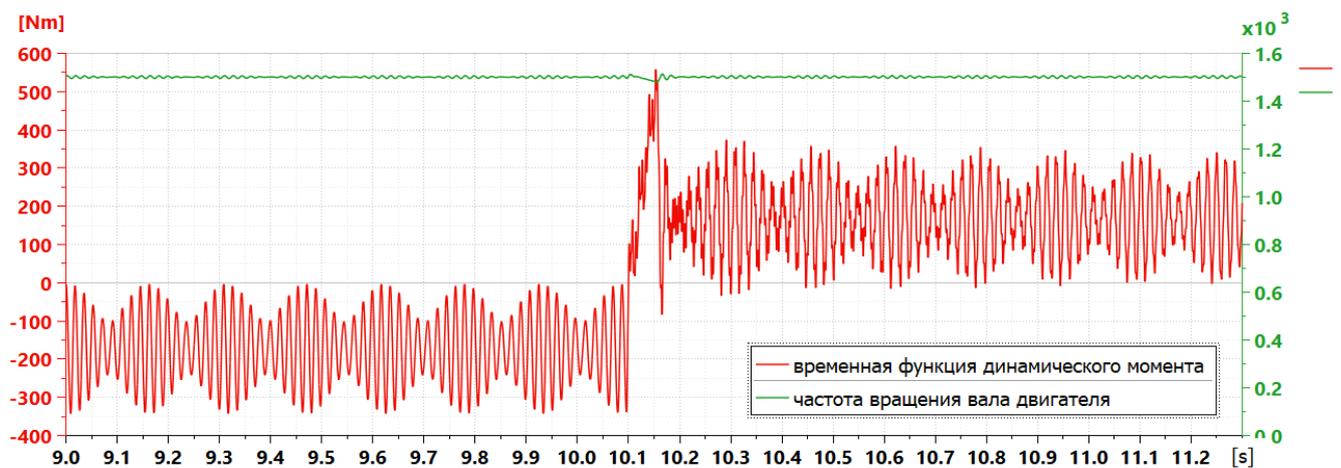


Рисунок 2.5 – Результаты расчета временной функции динамических моментов на карданных валах ПВД на установившемся режиме и в процессе изменения состояния механизма реверса

Из результатов имитационного моделирования следует, что на установившемся режиме в ПВД существует возможность возникновения особой формы колебательного процесса – биений. Частота колебаний ПВД соответствует двойной частоте вращения приводного вала, а именно «карданной» частоте. Коэффициент динамичности повышается до 1.9 ... 3,0 только в процессе изменения состояния механизма реверса.

Корректность допущений, принятых при имитационном моделировании, как и идентификация некоторых параметров системы, определялись во время проведения экспериментального исследования при движении БГАМ на плаву.

Дискретно изменялась частота вращения вала двигателя, на установившемся режиме работы, в пределах от минимальных 800 до $2360 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

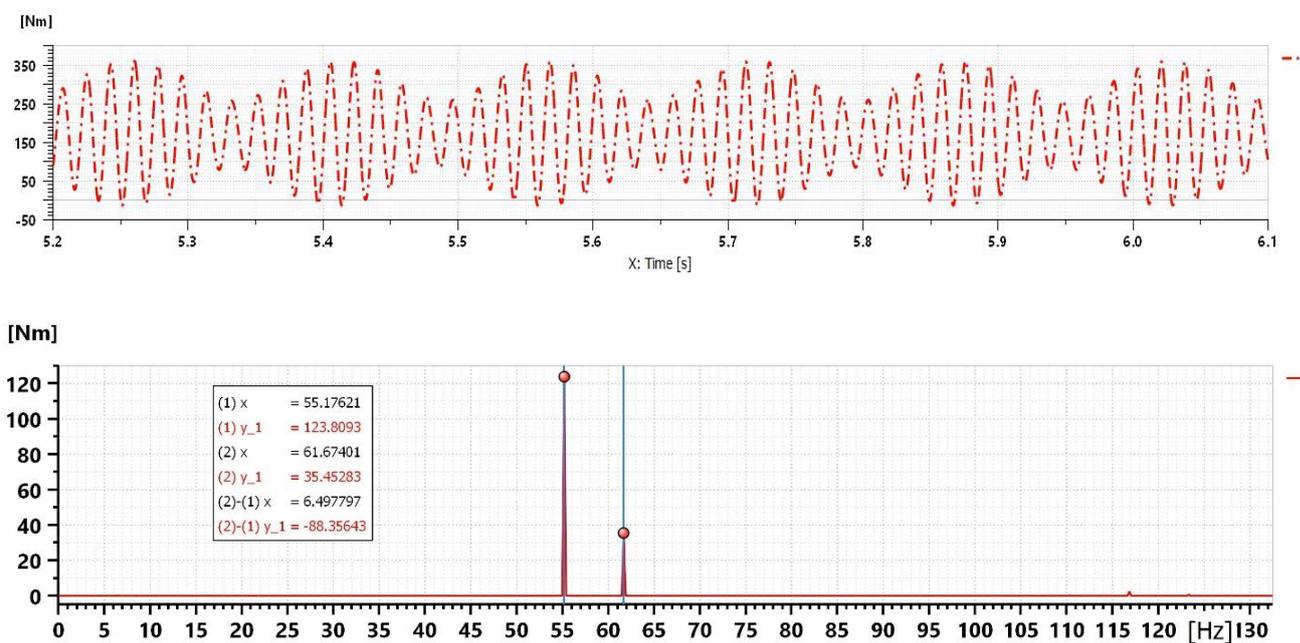


Рисунок 2.6 – График спектральной плотности процесса и осциллограмма динамического момента ПВД в процессе работы на установившихся режимах

Анализ данных полученных при имитационном моделировании свидетельствует о том, что в приводе водометов, в результате сложения периодических составляющих момента, имеющих близкие частоты, присутствует колебательный процесс, носящий характер «биений». Это определяется передаточным отношением конической передачи углового редуктора (17/19), из-за чего, на всех скоростных режимах, периодические составляющие частот двух валов соответствующего борта различаются на 11,7 %.

Оценка устойчивости колебательных процессов рассматриваемой системы проведена по диаграмме Найквиста (рисунок 2.7), что в свою очередь подтвердило, что в системе существует возможность возникновения параметрических колебаний – резонансов.

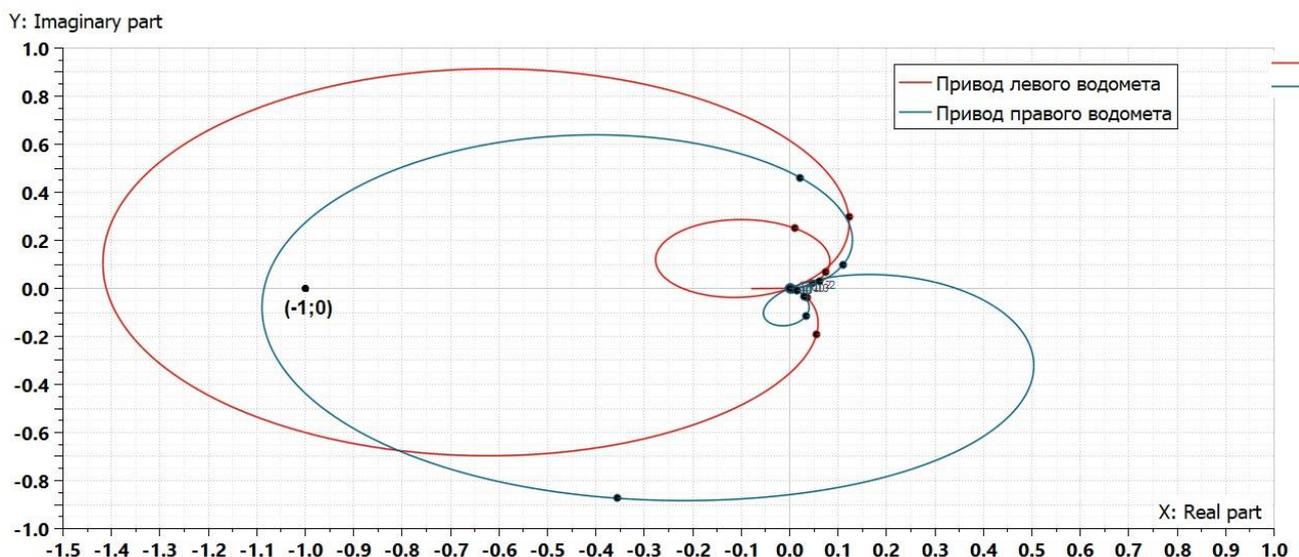


Рисунок 2.7 - Оценка устойчивости модулируемой системы по диаграмме Найквиста - **система неустойчива**

В результате имитационного моделирования получена зависимость динамического момента в ПВД от частоты вращения вала двигателя.

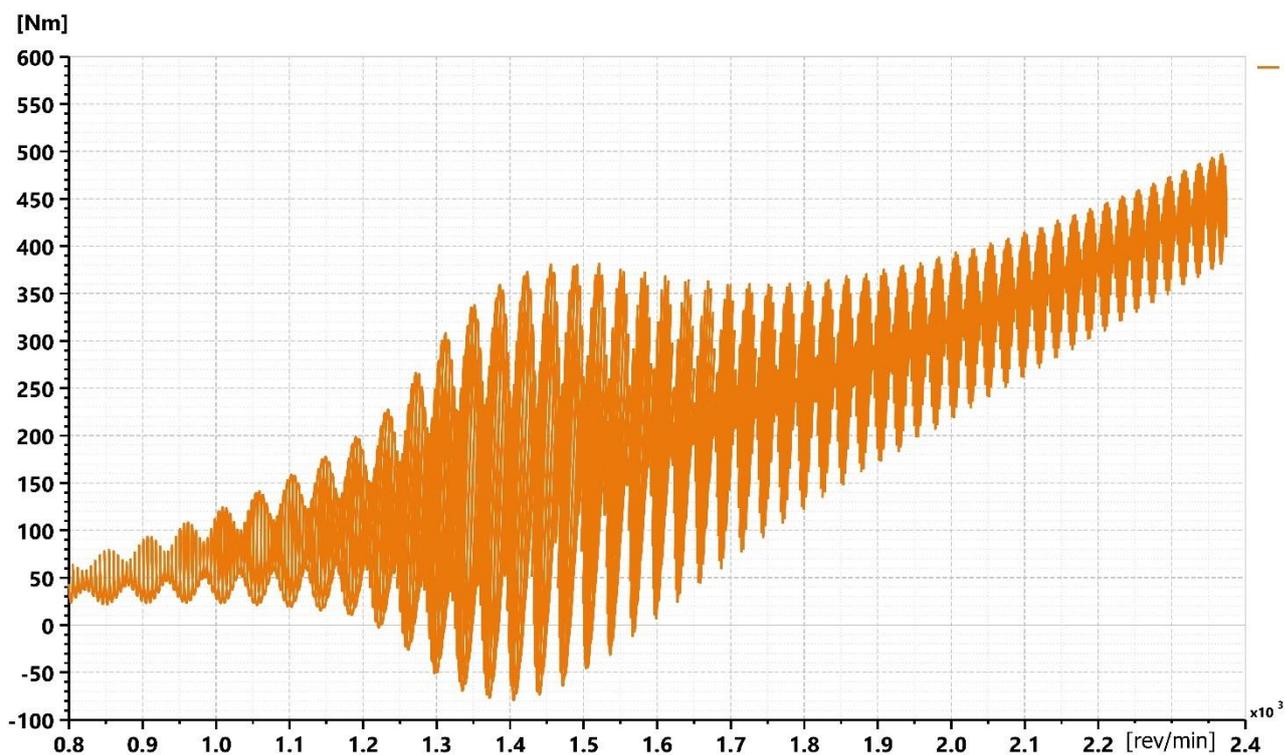


Рисунок 2.8 - График зависимости динамического момента привода водометных движителей от частоты вращения вала двигателя

В ходе имитационного моделирования была получена зависимость нормальной силы в зубчатом зацеплении углового редуктора привода водометных

двигателей от частоты вращения вала двигателя. Эти данные были использованы при анализе напряженно деформированного состояния корпуса углового редуктора.

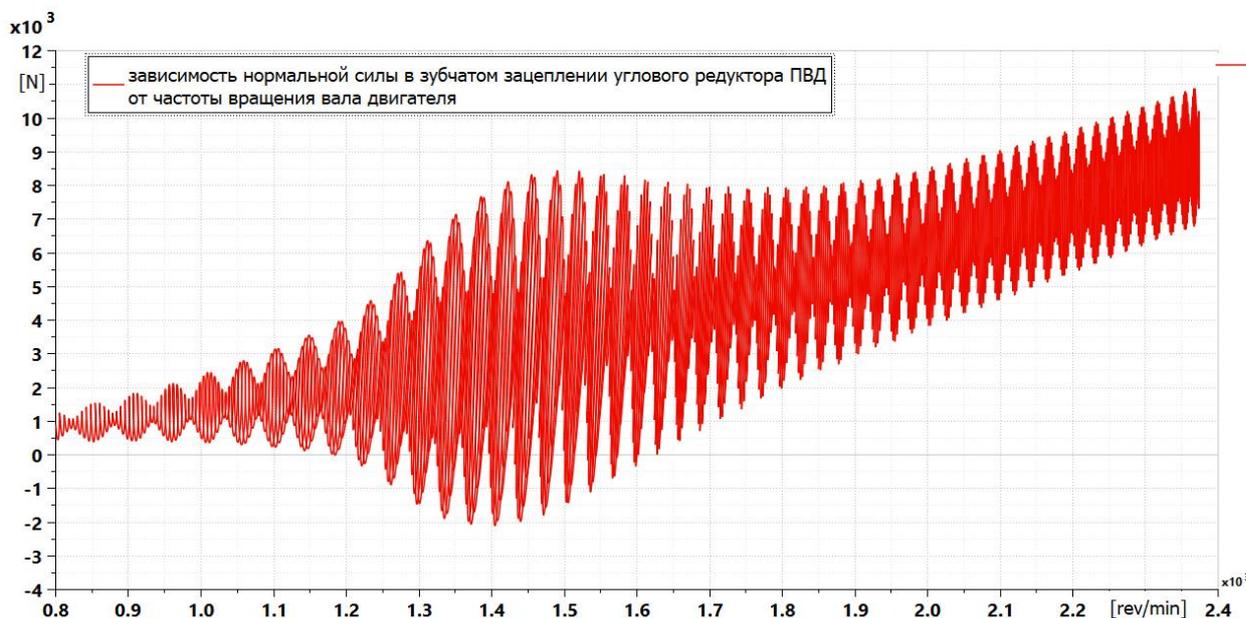


Рисунок 2.9 - График зависимости нормальной силы в зубчатом зацеплении углового редуктора привода водометных движителей от частоты вращения вала двигателя

2.6 Анализ напряженно деформированного состояния опор углового редуктора

Расчет прочности корпуса углового редуктора привода водометных движителей 960М-27-1

Данный расчет проводится в связи с поломкой корпуса редуктора (проушин крепления к кормовому кронштейну).

Материал корпуса 960М-27-1 – сплав алюминиевый АК9ч ГОСТ 1583-93, вид термической обработки Т6, 70НВ:

- предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 225$ МПа.

Коэффициент запаса прочности равен $n = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma}$

Рассмотрены три случая:

- редуктор опирается на две опоры;
- ослабление крепления передней опоры с возможностью хода 0,1 мм;
- полное ослабление крепления передней опоры.

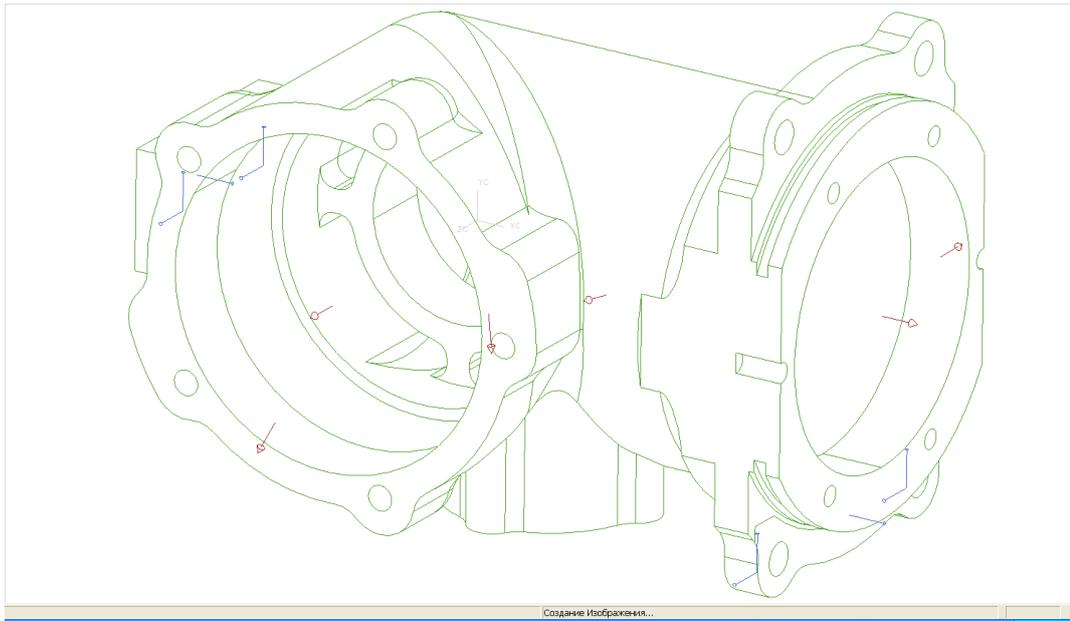


Рисунок 2.10 – Схема нагружения

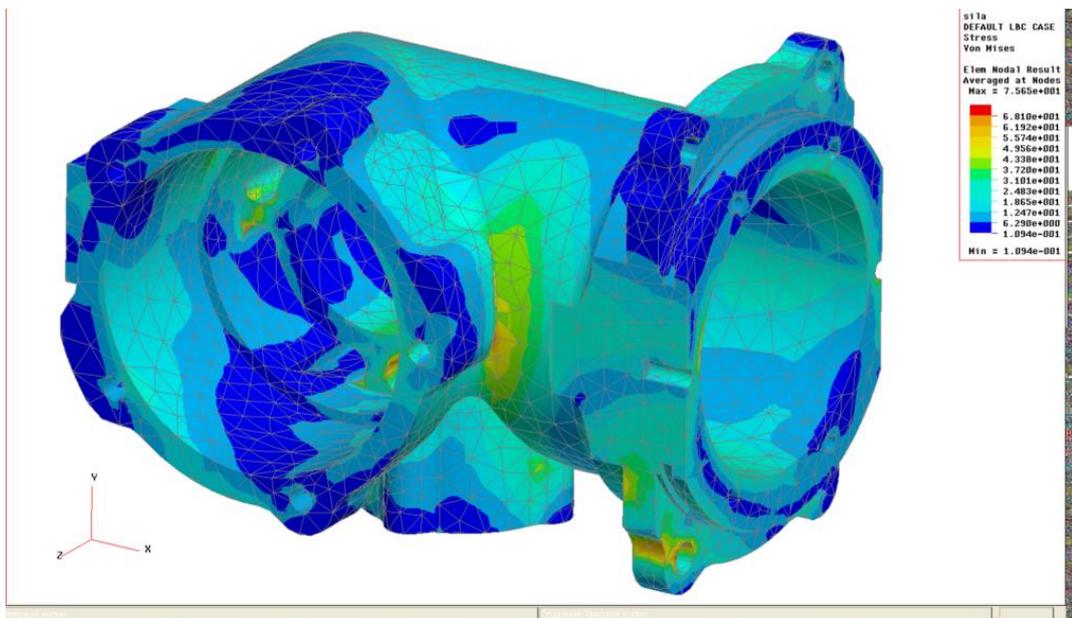


Рисунок 2.11 – Распределение напряжений при опоре на два кронштейна

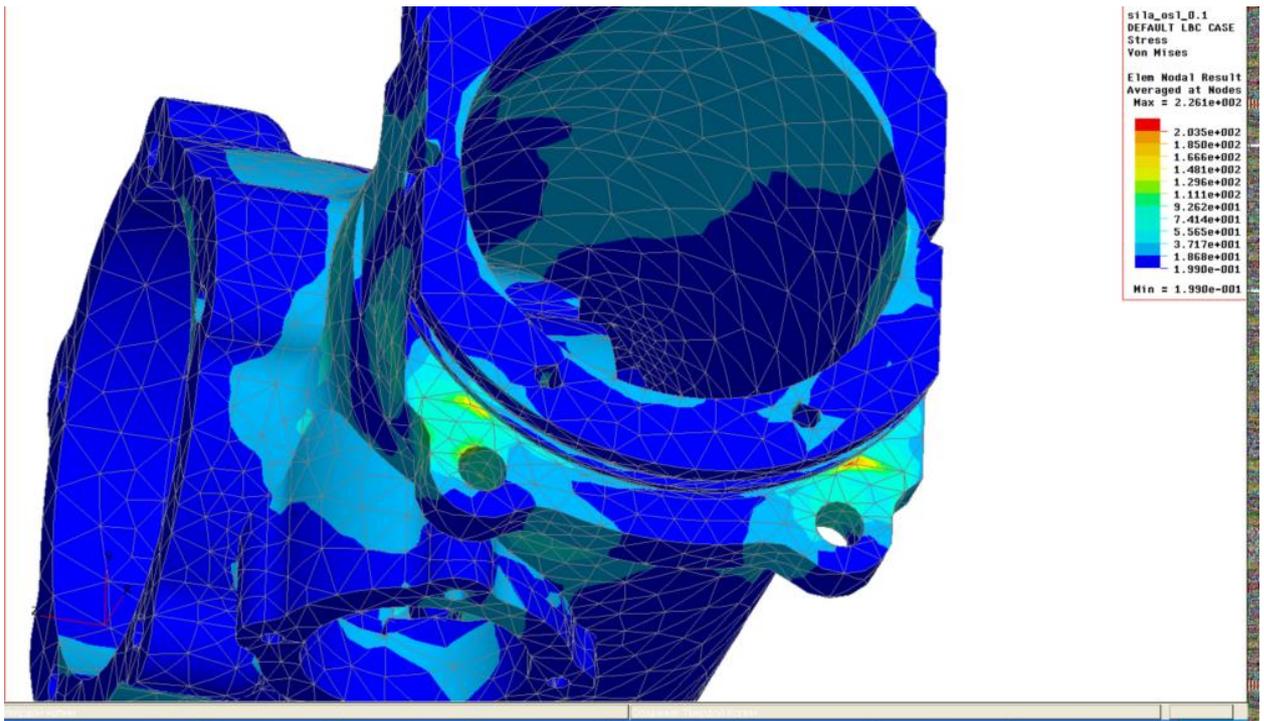


Рисунок 2.12 – Распределение напряжений при ослаблении крепления передней опоры с возможностью хода 0,1 мм

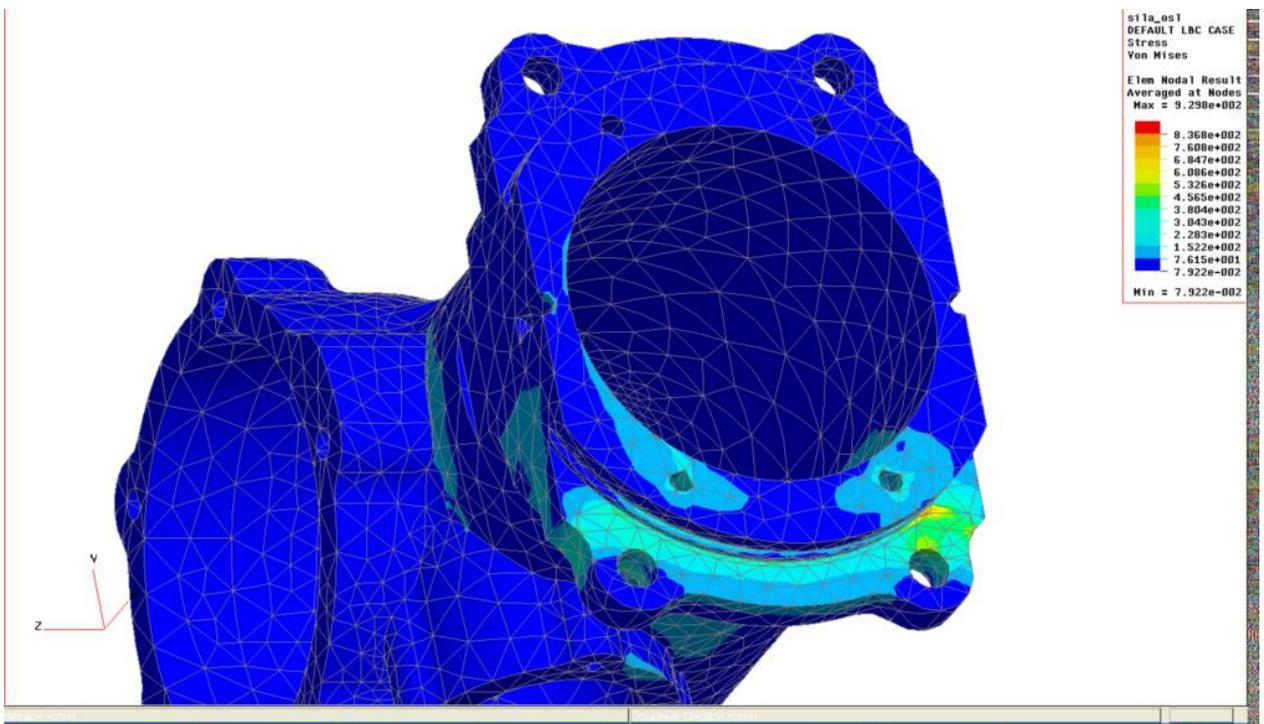


Рисунок 2.13 – Распределение напряжений при полном ослаблении крепления передней опоры

Таблица 2.6 – Результаты расчета корпуса углового редуктора от рабочих нагрузок, полученных при имитационном моделировании

Параметр	Величина		
	Крепление на два кронштейна (рисунок 5)	Ослабление крепления передней опоры с возможностью хода 0,1 мм	Полное ослабление крепления передней опоры
Максимальные действующие напряжения, МПа	76	226	930
Коэффициент запаса	2,96	0,98	0,24

Таким образом при надежном креплении прочность корпуса обеспечена (коэффициент запаса прочности 2,96). Однако при ослаблении креплений передней опоры с возможностью хода 0,1 мм коэффициент запаса прочности становится ниже требуемого (коэффициент запаса прочности 0,98). Ослабление крепления опоры углового редуктора может возникнуть лишь в единственном случае – в результате постоянного воздействия динамического момента и колебаний в виде биений или вибраций может произойти эффект самоослабления болтовых соединений. В результате ослабления затяжки гаек передней опоры происходит резкое увеличение напряжений, а при полном ослаблении затяжки (нет опоры) уже становится 0,24.

2.7 Анализ вибронегруженности болтового соединения

В содержание этого раздела изложено в публикации журнала IOP Conference Series: Materials Science and Engineering входящего в перечень SCOPUS [62].

Болтовые соединения широко используются в различных технических приложениях, где они динамически нагружены частотами вибрации, распределенными по широкому спектру, с такими же общими эффектами. При

динамической нагрузке болтовые соединения могут ослабнуть из-за потери зажимного давления в соединениях. Это колебательное ослабление иногда может вызвать серьезные проблемы, а в некоторых случаях может привести к фатальным последствиям, если оно останется незамеченным. [66]

В результате высокой динамической нагруженности всех элементов привода водомета проявляется эффект вибрационного ослабления резьбовых соединений – самопроизвольное ослабление резьбового соединения. При ослаблении затяжки гаек передней опоры кронштейна крепления углового редуктора происходит резкое увеличение напряжений. Проблеме вибрационного ослабления резьбового соединения в отечественной и зарубежной литературе уделяется меньше всего внимания. Но в последнее время данная проблема приобретает большую актуальность, особенно за рубежом [51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 64, 65, 66].

Данный эффект описан Блехманом ИИ. Им выведено условие отсутствия проскальзывания тела, оно же и является условием отсутствия самопроизвольного ослабления болтового соединения [7].

$$N > mA\omega^2 / f$$

где m – масса; A – амплитуда колебаний виброперемещения; ω – частота колебаний, f – приведенный коэффициент трения покоя в резьбе, N – усилие от предварительной затяжки.

Самопроизвольное ослабление (самоотвинчивание) — это частный случай эффекта вибрационного перемещения [6, 7], т.е. возникновение под действием вибрации подвижности номинально неподвижных деталей машин. Основное условие возникновения эффекта вибрационного перемещения – наличие асимметрии системы, в нашем случае присутствие силовой асимметрии (рисунок 2.14).

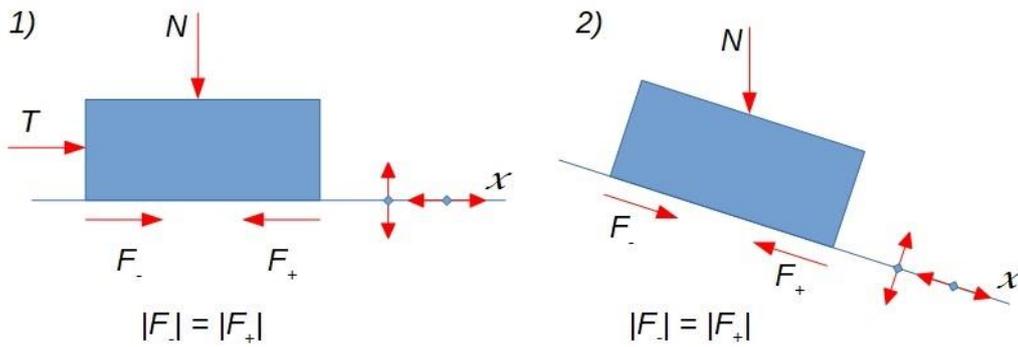


Рисунок 2.14 – Асимметрия системы для возникновения вибрационного перемещения

Силовая асимметрия может быть обусловлена либо действием постоянной силы T (рисунок 2.14 вариант 1), либо наклоном плоскости по отношению к горизонту (рисунок 2.14 вариант 2), что в сущности не отличается от первого варианта. При поперечной вибрации плоскости, в обоих случаях, тело в течении одного полупериода колебаний либо отрывается от плоскости, либо сила прижатия к ней уменьшается. В результате сила T может сдвинуть тело вдоль оси x , несмотря на то, что при отсутствии параметрических колебаний тело оставалось неподвижным [6, 7].

Из анализа напряженно деформированного состояния, с учетом полученного максимального значения нормальной силы в зубчатом зацеплении углового редуктора, следует, что наибольшее значение виброперемещения на корпусе углового редуктора наблюдается по оси y (в поперечном направлении). Максимальное значение виброперемещения на частоте, соответствующей двойной частоте приводного вала, с учетом полученного максимального динамического момента, составляет 2,22 мм.

$$N = 21,38\text{кН} < 23,37\text{кН} = \frac{mA\omega^2}{f}$$

Условие отсутствия самопроизвольного ослабления резьбового соединения неверно, следовательно существует возможность возникновения эффекта самоослабления резьбового соединения.

2.8 Выводы

1. Предложенные в работе имитационная модель и пакеты компьютерных программ предоставляют возможность исследования динамики существенно нелинейных систем, устанавливать закономерности формирования резонансных режимов, подтвержденных экспериментальными исследованиями;

2. Установлена одна из главных причин ограничения долговечности и высокой динамической нагруженности элементов ПВД являются параметрические колебания, резонансы и биения, вызванные сложением периодических составляющих моментов, имеющих близкие частоты. На основе установленных закономерностей определены области устойчивости и направления вариации параметров.

3. Выявлено, что динамический момент на валах привода водометных движителей существенно превышает расчетные значения. В приводе возникают колебания в виде биений.

4. Исходя из диаграммы Найквиста система находится в неустойчивом состоянии. Существует возможность возникновения резонансов.

5. В случае ослабления крепления передней опоры с возможностью хода 0,1 мм коэффициент запаса прочности снижается с 2,96 до 0,98.

6. Максимальное значение виброперемещения на корпусе углового редуктора наблюдается по оси y (в поперечном направлении). Максимальное значение виброперемещения на частоте, соответствующей двойной частоте приводного вала, с учетом полученного максимального динамического момента, составляет 2,2 мм.

7. Условие отсутствия самопроизвольного ослабления резьбового соединения неверно. $N=21,38 < 23,37 \text{ кН} = (mA\omega^2)/f$
следовательно существует возможность возникновения эффекта самоослабления резьбового соединения

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ АМФИБИЙНОЙ МАШИНЫ

В разделе приводятся цель и задачи экспериментального исследования, основные характеристики объекта исследования, а также основные результаты и их анализ, опубликованные в журнале Web of MATEC. [50]

Предметом исследования является процесс работы привода водометных движителей быстроходной гусеничной амфибийной машины, а цель состоит в экспериментальном определении динамической нагрузки привода водометных движителей во время конкретных переходных процессах: разгон водометных движителей на воде и на суше; вход в воду и выход машины на берег при параллельном включении гусеничного и водометных движителей; изменение состояния механизма реверса; на установившихся режимах движения машины на плаву с постоянной скоростью [15, 28].

3.1 Объект, задачи, цель экспериментального исследования

Объект экспериментального исследования на плаву является привод водометного движителя многоцелевого бронетранспортера ВДВ БТР-МДМ «Ракушка-М» (рисунок 3.1), оснащенный дизельным двигателем УТД-29В и гидромеханической трансмиссией, приводы водомета, включающие карданные валы и угловой редуктор. Изделие БТР-МДМ, прошедшее предварительные испытания в объеме 4252 км пробега и 331 моточасов с бездефектной наработкой на плаву – 73 часа. Водометные движители предназначены для обеспечения движения машины на плаву со скоростью 10 км/ч. На машину установлены два водометных движителя, размещенные на днище вдоль правого и левого бортов корпуса.

Целью исследования является проведения экспериментальных исследований стендового и на плаву, для определения адекватности имитационной модели привода водометного движителя и идентификации параметров системы.



Рисунок 3.1 – Общий вид объект экспериментального исследования – ВДВ БТР-МДМ «Ракушка-М»

Таблица 3.1 – Параметры объекта экспериментального исследования

Параметры	Значение
Масса , кг	13 500
Мощность двигателя, кВт	331
Удельная мощность, кВт/т	22.3
Скорость движения по шоссе, км/ч	71
Скорость движения на плаву, км/ч	10
Число осей опорных катков	5 шт.

Все виды испытаний образца проводились на полигоне и на территории ПАО «Курганмашзавод».

Для достижения цели решаются следующие задачи [27,28]:

1. Определение вибронгруженности привода водометных движителей при стендовом испытании;
2. Определение температурного режима угловых редукторов привода водометных движителей при стендовом испытании;

3. Исследование динамической нагруженности привода водомета изделия БТР-МДМ на установившихся и переходных режимах работы.

4. Определение приведенного момента инерции привода водометных движителей;

5. Определение параметров нелинейной упруго-диссипативной характеристики;

6. Исследование динамической нагруженности привода водометных движителей БТР-МДМ на стационарных режимах и при переходных процессах при пуске, разгоне и останове двигателя на режиме нейтрали в трансмиссии, при начале, остановке и реверсе движения на плаву.

В процессе первого стендового исследования динамической нагруженности привода водометных движителей измерялись виброускорения различных вариантов установки привода водометного движителя и температурный режим при работе угловых редукторов на продолжительном отрезке времени. Характеристика измеряемых параметров и технических средств измерения приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Характеристика измеряемых параметров и технических средств измерения при стендовых испытаниях

Измеряемые параметры	Диапазон изменения	Максимальная частота процесса	Средства измерения, тип датчика, технические характеристики
СКЗ амплитуд вибраций	0...100, м/с ²	100 Гц	АЦП L-Card E 14-440, регистратор на базе PC-notebook GETAC
Температура углового редуктора	-40...+300, 0,1°С	1 мин	Термометр контактный ТК-5.06
Частота вращения входного вала	0...3000, об/мин	50 Гц	Цифровой тахометр, частота опроса не менее 3 кГц

Исследование вибронгруженности привода водометных движителей проводился на сборочном участке опытного производства ОАО «Курганмашзавод»

без установленного силового блока. Приводным двигателем служил двигатель постоянного тока ЭДМ-46В, который был установлен на корпусе с помощью кронштейна и полностью имитировал установку приводного кардана на изделии. Общий вид стенда испытаний привода водомета отображён на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Общий вид стенда испытаний привода водомета

Двигатель разгонялся с помощью регулируемого источника постоянного тока 0...+30В, 0...150А.

Датчики вибрационных ускорений были установлены на верхней крышке углового редуктора. Ориентация измерительных осей датчиков производилась по трем взаимно перпендикулярным направлениям: X-продольному, Y-поперечному, Z-вертикальному относительно главных осей образца. Общий вид установки датчиков виброускорений на угловом редукторе отображён на рисунке 3.3.

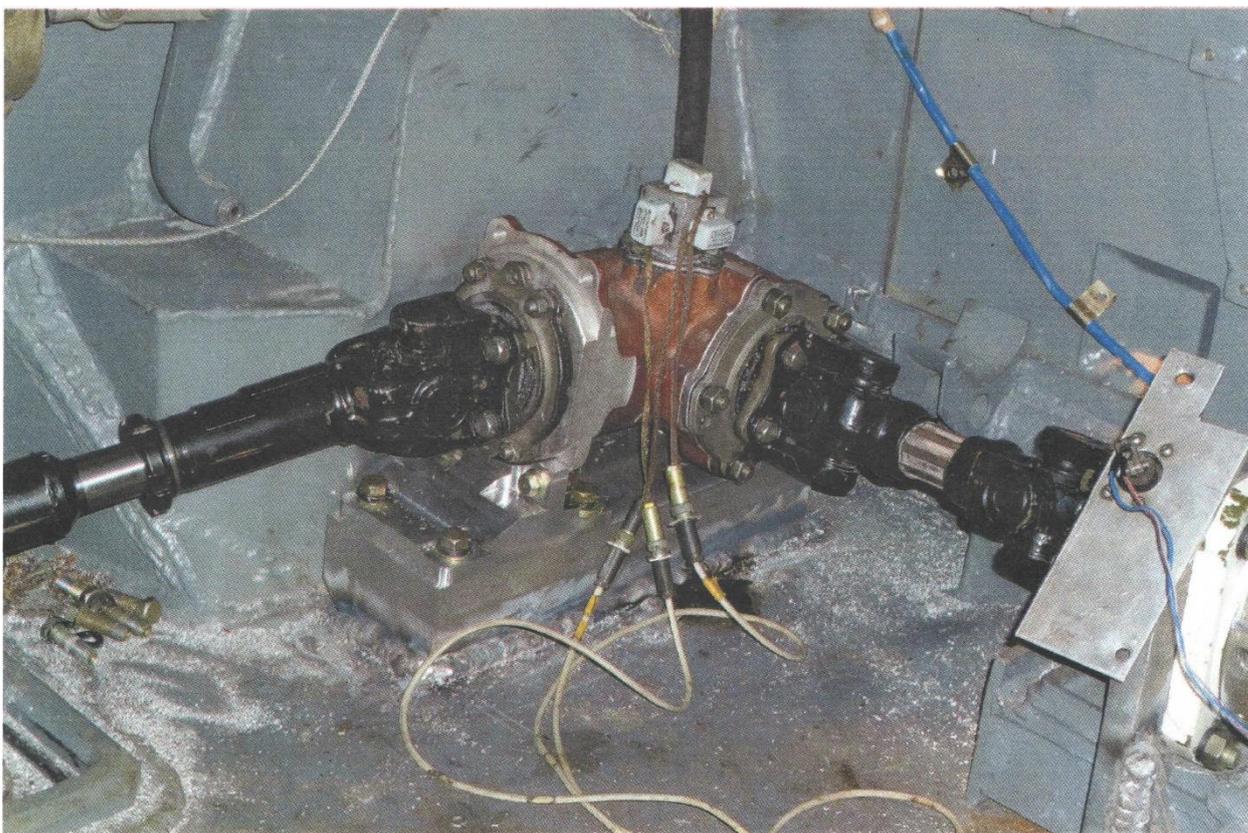


Рисунок 3.3 – Общий вид установки датчиков виброускорений на угловом редукторе.

Измерение температуры осуществлялось термодатчиком, с закрепленным зондом (примагниченным) на корпусе углового редуктора.

В процессе второго экспериментального исследования динамической нагруженности привода водометных движителей на плаву измерялись крутящий момент на карданном валу между угловым редуктором и трансмиссией и частота вращения вала двигателя. Характеристика измеряемых параметров и технических средств измерения приведены в таблице 3.3.

Испытания образца на плаву проведены на водоеме полигона ПАО «Курганмашзавод» при температуре окружающего воздуха +15...+30 С.

Работы выполнены в объеме 100 часов плава с проведением осмотра составных частей привода через каждые 50 часов.

Таблица 3.3 Характеристика измеряемых параметров и технических средств измерения при исследованиях на плаву

Изменяемые параметры	Диапазон изменения	Максимальная частота процесса	Средства измерения, тип датчика, технические характеристики
Крутящий момент на карданных валах между угловыми редукторами и трансмиссией	0...600 Нм	100 Гц	Тензометрический мост КФ 5Р2-5-200 В12, Тензоусилитель телеметрический ТТ01, тензометрические левый и правый карданные валы, АЦП L-Card Е 14-440, регистратор на базе РС-notebook GETАС (возможная частота опроса ограничивается максимальной частотой работы 14-ти битового АЦП – 400 кГц)
Частота вращения входного вала	0...3000 об/мин	50 Гц	Цифровой тахометр, частота опроса не менее 3 кГц

Схема установки датчиков приведена на рисунке 3.4.

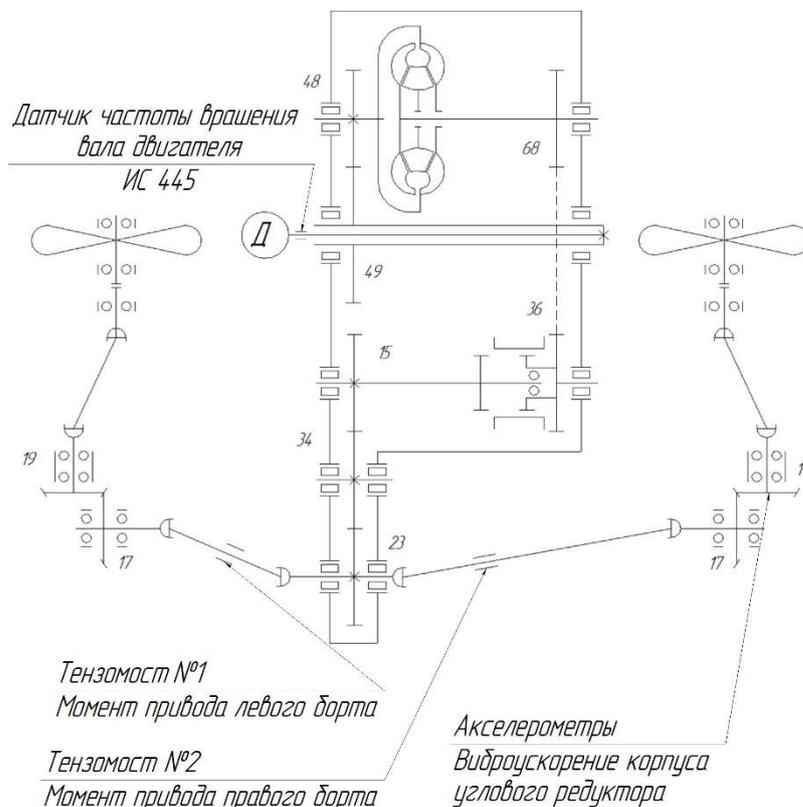


Рисунок 3.4 – Схема установки датчиков

Испытания проводились в соответствии с основными положениями типовой методики испытаний на плаву ПМ-796118 «БТТ Машины плавающие гусеничные и колесные» при работе привода водомета в следующих режимах:

1. разгон водометов на суше при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2600 об/мин;
2. работа привода водометов на фиксированных частотах вращения двигателя в пределах от минимальных 800 до 1600 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$ и обратно с шагом 200 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$. Эксперимент проводился в ванной при опускании изделия в воду ниже уровня эжектора (не допуская попадания воды);
3. вход-выход изделия в воду и выход (одновременная работа водометов и гусеничного движителя);
4. работа привода водометов на фиксированных частотах вращения двигателя в диапазоне от минимально допустимых на плаву (1300...1400 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$) до максимально возможных (2300...2400 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$) и обратно с шагом 200 об/мин;
5. поворот изделия на плаву влево и вправо (маневр «змейка»);
6. включение-выключение механизма реверса на плаву для определения собственных частот системы и демпфирующих свойств привода;
7. разгон водометов на воде при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 до 2600 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$;

Эксперименты на приведенных выше режимах выполняются при двух состояниях гидротрансформатора – заблокированном и разблокированном в соответствии с программой управления гидротрансформатором. Пункты 3 – 7 проводились на водоеме полигона ПАО «Курганмашзавод».

При всех видах испытаний регистрировались моменты на тензометрических карданных валах и обороты двигателя.

При определении уровня нагруженности динамической системы без присоединенной массы воды, возможности возникновения резонансных режимов и определения приведенного момента инерции динамической системы осуществлялся разгон водометов на суше при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 до 2600 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$

В процессе экспериментального исследования проводятся измерения частоты вращения вала двигателя и динамических моментов на карданных валах каждого борта. Дискретно изменяется частота вращения вала двигателя, на установившемся режиме работы, в пределах от минимальных до максимальных с шагом 200 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$. Строятся график спектральной плотности процесса и осциллограмма динамического момента ПВД в процессе работы на установившихся режимах.

3.2 Комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры

Экспериментальное определение крутящих моментов на деталях привода водометных движителей подразумевает автоматизацию ресурсоемких операций сбора и обработки экспериментальных данных по принципу целенаправленного повышения главных технических показателей систем информационно-измерительного оборудования. В связи с поставленными в диссертационном исследовании задачами, для проведения измерений был использован комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры, состоящий из IBM-совместимого ЭВМ в исполнении ноутбук GETAC, многоканальной системы регистрации данных, усилительных ячеек – нормирующих преобразователей низкого уровня и источника питания стабилизированный для питания системы регистрации данных, усилителей, тензомостов и датчиков. Структурная схема комплекса информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры приведена на рисунке 3.5.

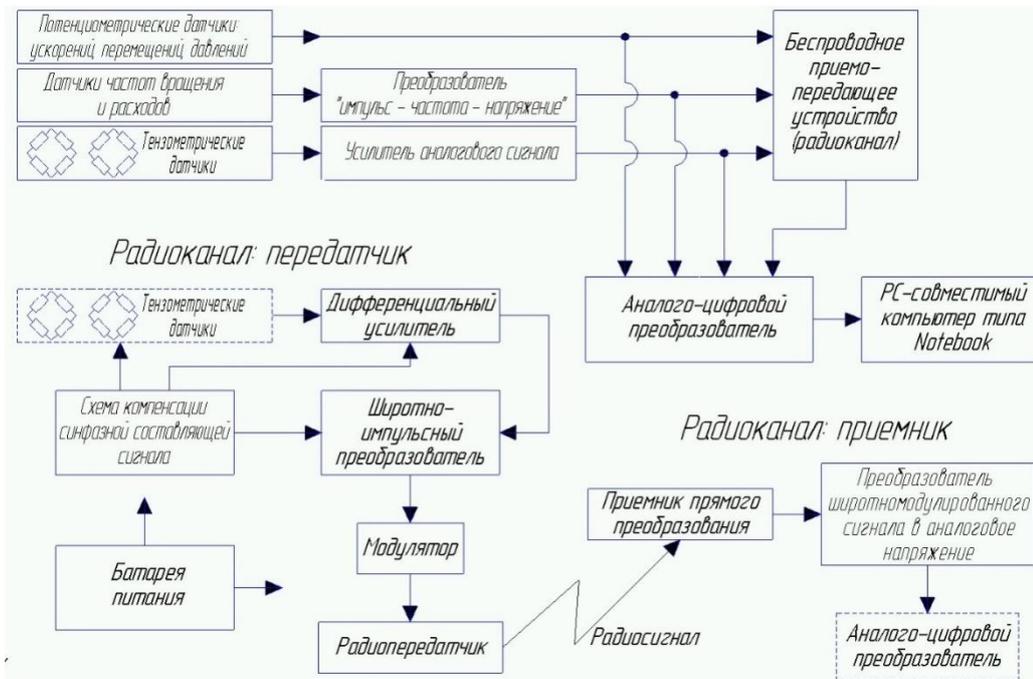
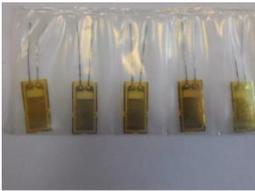


Рисунок 3.5 – Структурная схема комплекса информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры.

Система регистрации данных выполнена на основе 14-ти разрядного аналого-цифрового преобразователя (A/D) L-Card E 14-440 и позволяет измерять входное напряжение по восьми каналам в диапазоне от $\pm 10\text{В}$ с весовым значением младшего разряда $20\text{ В}/16384=1,22\text{ мВ}$. Обмен данными системы регистрации данных и ПЭВМ ведется через USB. Модуль E14-440 это современное универсальное программно-аппаратное устройство для использования с последовательным интерфейсом USB (Rev.1.1) и предназначенный для построения многоканальной измерительной системы. Модуль в составе IBM-совместимых ПК позволяет совершать ввод, вывод и обработку аналоговой и цифровой информации. Модуль E14-440 внесен в Государственный реестр средств измерений. Кроме того, модуль E14-440 обходится без внешнего питания, только за счёт питания, подаваемого через USB шину. При этом управление системой регистрации данных производится с помощью данных программного обеспечения Power Graph Professional 3.3.9.

В соответствии со структурной схемой комплекса информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры в таблице 3.4 приведены элементы, входящие в его состав, их назначение и общий вид.

Таблица 3.4 – Состав регистрационно-измерительной аппаратуры

№	Оборудование		Назначение
	Наименование	Изображение	
1	2	3	4
1	АЦП L-Card E 14-440	 A small white rectangular electronic device with a cable and two connectors.	Регистрация измеряемых параметров
2	Тензометрический датчик КФ5Р2-5-200-В12	 Five small yellow rectangular sensors with white wires.	Измерение деформации карданных валов
3	Тензоусилитель и передатчик Т01-1	 Two black rectangular electronic modules with wires.	Усиление, преобразование и бесконтактная передача на приемник сигнала с тензорезисторов
4	Приемник Т01-2	 A metal receiver unit with a cylindrical component and a black circular sensor.	Прием сигнала с передатчика и передача на регистратор АЦП L-Card E 14-440
5	Аккумуляторная батарея Т01-5 (5.5 В, 1100 мА*ч)	 Two black rectangular battery packs with wires.	Стабилизированный источник питания
6	Индуктивный датчик частоты вращения ИС445	 A cylindrical metal inductive sensor with a threaded end.	Определение частоты вращения грузовых валов

1	2	3	4
7	Преобразователь частота–напряжение		Преобразователь импульсных сигналов в напряжение
8	Усилитель напряжения для тензомоста LP-04		Усиление напряжения сигнала
9	Акселерометр АТ1105-20А		Измерение линейных ускорений.
10	Двигатель постоянного тока ЭДМ-46В		Источник оборотов привода
11	Термометр контактный ТК-5.06		Измерение температуры рабочей угловых редукторов
12	Ноутбук GETAC		Обработка данных

В процессе экспериментального исследования объекта значения регистрируемых параметров, приведены в таблице 3.5

Таблица 3.5 – Регистрируемые параметры

№ п/п	Параметр	Условное обозначение	Единица измерения	границы измерений
1	Время	t	с	0...14400
2	Крутящий момент	M	Н·м	±1000
3	Частота вращения вала двигателя	n_d	об/мин	0...2600
4	Виброускорения по трем осям на корпусе углового редуктора.	a	м/с ²	0...500

Для снижения уровня наводок входные цепи системы регистрации данных должны быть защищены диодами и шунтированы резисторами. На первый канал системы регистрации данных, при получении временных отметок, подается сигнал от таймера, разработанного ради этих задач и установленного в корпус одновременно с платой системы регистрации данных.

В процессе исследования сигналы от датчиков подаются прямо на вход системы регистрации данных. От тензомостов подаются сигналы низкого уровня на систему регистрации данных после предварительной нормализации уровня.

В качестве первичных преобразователей при регистрации крутящих моментов передаваемого карданными валами использовались тензометрические датчики типа КФ 5Р2-5-200-В12, наклеенные и распаянные по схеме полного моста [48], на карданные валы, соединяющие угловые редукторы и трансмиссию.

Для обеспечения передачи данных о крутящем моменте с тензодатчиков, совершающих более сложные движения в пространстве – карданного вала, на устройство сбора данных через тензоусилитель традиционно используются контактные устройства. Невзирая на их простоту, они имеют целый ряд

недостатков, ограничивающих и затрудняющих возможность их использования, в виду больших угловых скоростей вращения карданного вала.

Так как весьма затруднительно передавать сигнал с постоянно вращающегося карданного вала на неподвижные части корпуса машины, при экспериментальном исследовании применялся тензоусилитель телеметрический ТТ01 Белорусской фирмы «ГИЛКОМ» (см. Рисунок 3.6).

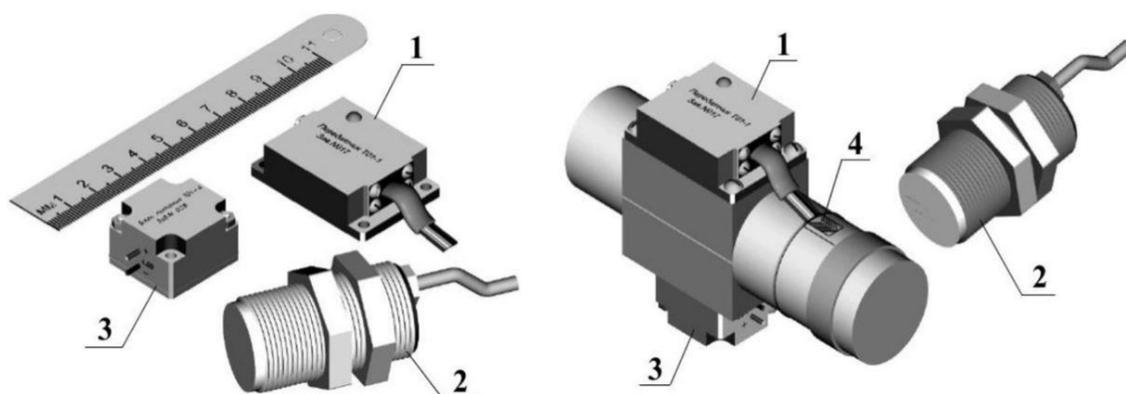


Рисунок 3.6 – Тензоусилитель телеметрический ТТ01: 1 – передатчик Т01-1; 2 – приёмник Т01-2; 3 аккумуляторная батарея Т01-5; 4 – тензомост.

Особенность работы тензоусилителя основана на трансформации сигнала тензомоста в частотно-модулированные импульсы и их посылка через электростатическую связь (конденсатор) с объекта, совершающего вращательное движение (карданного вала) на неподвижный (корпус машины).

При передаче сигналов с тензодатчиков посредством электрической связи, образованной антеннами передатчика и приемника, для повышения помехоустойчивости, использован общий проводник передающей и принимающей частей через массу автомобиля.

Вблизи передающей антенны установлен приемник Т01-2 на специально изготовленном кронштейне и закрепленном на корпусе машины. Для надежной передачи сигнала с вращающегося вала необходимо отрегулировать зазор между передающей антенной и приемником осуществляется с помощью гаек, навинченных на корпусе приемного устройства.

Для обеспечения бесперебойной работоспособности тензомоста, тензоусилителя и передатчика Т01-1 применяется литий-ионная аккумуляторная батарея Т01-5 со встроенным стабилизатором напряжения питания 5,5 [В] емкостью 1100 [мАч].

Для блока питания требуется входное напряжение 12В или 24В. ПЭВМ запитано от сети БТР-МДМ.

Особенностью данной системы регистрации данных является возможность использования коммутирующих устройств – радиоканалов, обеспечивающих передачу информации об упругих деформациях или крутящем моменте вала или других элементов, совершающих вращательное или более сложное движение в пространстве (карданного вала) на устройство сбора данных.

Для измерения оборотов двигателя используется датчик ИС445. Снимаемый с этого датчика импульсный сигнал после преобразования в блоке «импульс-частота-напряжение» передается на АЦП.

Помимо сказанного выше, используемый комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры позволяет не только измерять параметры динамических процессов на стационарных и переходных режимах функционирования ПВД БГАМ, но и осуществлять статистическую обработку и спектральный анализ результатов с применением современных методик.

В связи с возможностью появления в бортовой сети транспортной машины импульсных напряжений, для питания измерительного комплекса дополнительно использовался внешний автомобильный аккумулятор (+12 [В] емкостью 1900 [мАч]), не связанный с электрической сетью машины

Комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры аттестован в установленном порядке.

3.3 Результаты стендового экспериментального исследования виброн нагруженности углового редуктора привода водометных движителей.

Результаты замеров виброускорений различных вариантов установки углового редуктора привода водомета приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Результаты замеров виброускорений

№ п/п	Вариант привода	Обороты двигателя об/мин	СКЗ амплитуд вибраций, м/с ²		
			X	Y	Z
1	2	3	4	5	6
1	Согласно КД (с правильной установкой приводного кардана)	2124	27	48	26
2	Согласно КД (с разворотом приводного кардана на 45°)	2124	25	50	33
3	Согласно КД (с разворотом приводного кардана на 90°)	2197	25	50	33
4	Угловой редуктор наклонен на 9° (с правильной установкой приводного кардана)	2050	29	48	21
5	Угловой редуктор наклонен на 9° (с разворотом приводного кардана на 45°)	2050	29	49	21
6	Угловой редуктор наклонен на 9° (с разворотом приводного кардана на 45° и на 140° кардана привода водомета)	2197	28	45	22
7	Угловой редуктор наклонен на 9° (с правильной установкой приводного кардана и демонтированным карданом привода водомета)	2197	20	54	45
8	Угловой редуктор наклонен на 9° (с правильной установкой приводного кардана и на 140° кардана привода водомета)	2197	31	50	23
9	Угловой редуктор установлен на опору,	2343	18	36	23

1	2	3	4	5	6
	приваренную к днищу (с правильной установкой приводного кардана)				
10	Угловой редуктор установлен на опору, приваренную к днищу, кардан водомета отсоединен (с разворотом приводного кардана на 45°)	2196	16	39	27
11	Угловой редуктор установлен на опору, приваренную к днищу, кардан водомета отсоединен (с разворотом приводного кардана на 90°)	2268	16	38	26
12	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой (с правильной установкой приводного кардана)	2416	18	39	34
13	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой ослаблено крепление болтов на 1/3 (с правильной установкой приводного кардана)	2343	18	43	16
14	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой и резиновыми шайбами под болты (с правильной установкой приводного кардана)	2197	20	37	17
15	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой и резиновыми шайбами под болты (с правильной установкой приводного кардана, болты подтянуты)	2268	20	35	16

1	2	3	4	5	6
16	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой и резиновыми шайбами под болты (с правильной установкой приводного кардана, болты подтянуты 2 раза)	2268	20	34 •	16
17	Угловой редуктор установлен на опору с подложенной резиновой прокладкой и резиновыми шайбами под болты (с правильной установкой приводного кардана, болты подтянуты). Выходной кардан отцеплен	2124	20	37	20
18	Аналогично п. 17	3000	33	55	24

Результаты замеров рабочих температур угловых редукторов привода водометного движителя приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Результаты замеров рабочих температур угловых редукторов

Время работы, мин	Температура, 0С	
	Редуктор левого борта	Редуктор правого борта
3	51	50
4	58	50
5	61	53
6	65	55
7	68	57
8	78	66
9	80	64
10	84	68
11	88	76
12	91	83
13	95	88
14	96	90
15	98	84
16	99,6	89
17	100	89
18	101	92
19	101	92

Время работы, мин	Температура, 0С	
	Редуктор левого борта	Редуктор правого борта
20	100	92
21	101	92
22	102	91
23	102	91
28	113	95
29	113	94
35	114	94
36	115	92
45	119	97
50	116	98
55	116	91
1ч. 40 мин	111	93

В ходе проведенных исследований было определено:

- Наибольшие значения виброускорений при работе привода водомета отмечены по оси Y для любых вариантов установки редуктора и карданов;
- При установке углового редуктора на опору, приваренную к днищу, без резиновых амортизаторов значения виброускорений принимают наименьшие значения см.п.9 таблицы 3.6 (X – 18м/с² , Y – 36 м/с² , Z – 23 м/с²); с подложенной резиновой прокладкой и резиновыми шайбами под болты, амплитуда виброускорений ещё незначительно ниже см.п.16 таблицы 3.6 (X – 20 м/с² , Y-34 м/с², Z- 16 м/с²);
- Кардан привода от редуктора к водомету (выходной кардан) не оказывает существенного влияния на величину вибрации углового редуктора.

На основании вышеизложенного, принято решение:

Продолжить проверку работоспособности привода водометных движителей на машине ПИ при креплении углового редуктора на пластину, приваренную к днищу машины при эксплуатационных испытаниях изделия ВДВ БТР-МДМ с замером динамической нагруженности привода водометных движителей и виброускорений углового редуктора.

3.4 Результаты исследований динамической нагруженности привода водометного движителя на плаву

Корректность допущений, принятых при имитационном моделировании, как и идентификация некоторых параметров системы, определялись во время проведения экспериментального исследования при движении БГАМ на плаву.

При определении уровня нагруженности динамической системы без присоединенной массы воды, возможности возникновения резонансных режимов и определения приведенного момента инерции динамической системы осуществлялся разгон водометов на суше при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2600 об/мин. Установлено, что максимальная величина моментов на валах привода водометов не превышает 2,9 кгм, амплитуда переменной составляющей не превышает 0,8...1,0 кгм, резонансных режимов не выявлено. Величина приведенного момента инерции системы без присоединенных масс воды составляет 0,156 кгм².

Динамическая нагруженность при переходных процессах входа и выхода из воды незначительна (см. приложение ПЗ рисунок 4).

Динамическая нагруженность привода водометов при повороте изделия на плаву влево и вправо (маневр «змейка») характеризуется повышением передаваемого момента на водомет отстающего борта до 10%, что также не превышает допустимые значения (см. приложение ПЗ рисунок 5).

При определении уровня нагруженности динамической системы с присоединенной массой воды и определении приведенного момента инерции динамической системы, а так же виброускорения корпуса углового редуктора с присоединенной массой воды осуществлялся разгон водометов на воде при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2400 об/мин. Установлено, что величина заброса моментов на валах привода водометов не превышает установившихся значений для соответствующих оборотов двигателя из-за существенного демпфирования колебаний. Величина приведенного момента

инерции системы с присоединенной массой воды определялась по уравнению:

$J_{\text{пр}} = \frac{\Delta M \cdot t_{\text{пр}}}{\Delta \omega}$, где ΔM - разность моментов динамического и статического; $t_{\text{пр}}$ - время

разгона; $\Delta \omega = \Delta \omega_{\text{д}} \cdot U_{\text{пр}}$ - скорость вращения водомета, $\Delta \omega_{\text{д}}$ - скорость вращения вала двигателя, $U_{\text{пр}}$ - передаточное привода водометных движителей. При

движении на плаву $J_{\text{пр}} = 0,16 \text{ кгм}^2$. Пиковое значение виброускорения углового редуктора составляет 271 м/с^2 .

Собственная частота системы и демпфирующие свойства привода определены экспериментально в процессе включения-выключения механизма реверса на плаву. Фрагмент осциллограммы, характеризующей изменение динамического момента в данном процессе приведен на рисунке 3.7.

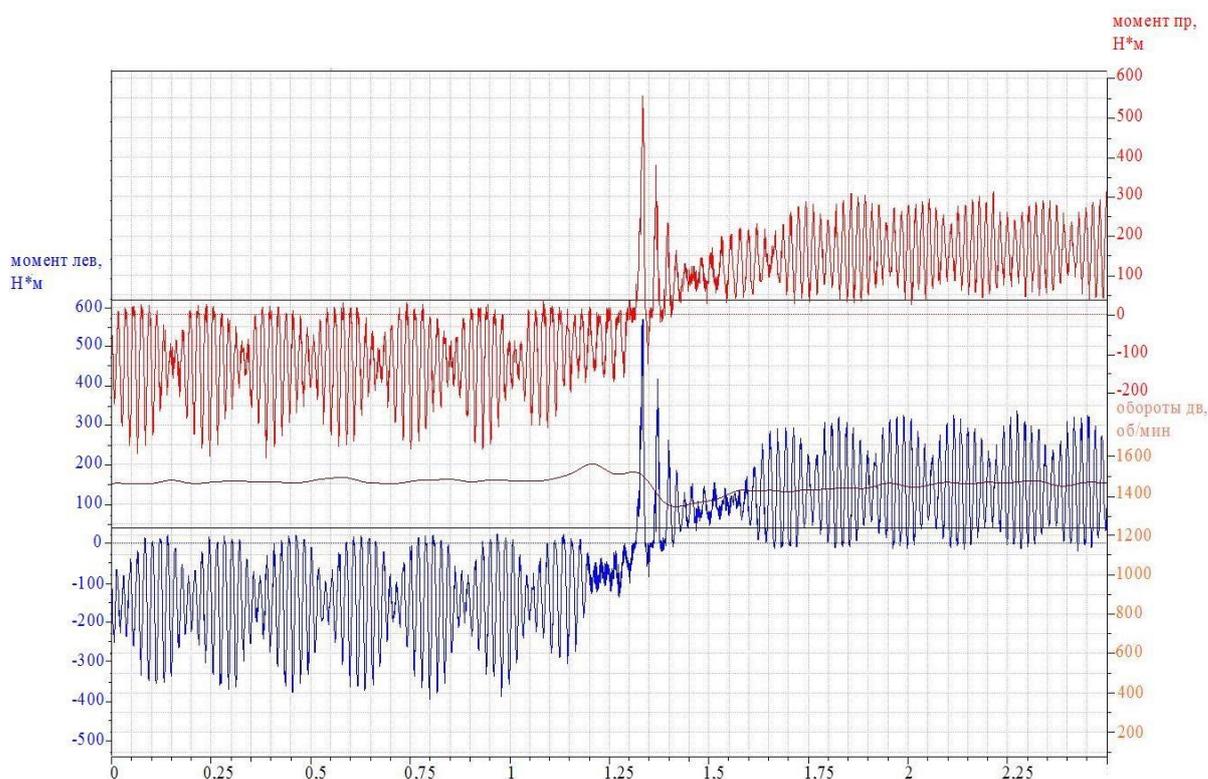


Рисунок 3.7 – Фрагмент осциллограммы характеризующей изменения динамических моментов на карданных валах ПВД на установившемся режиме и в процессе изменения состояния механизма реверса

Обработка осциллограммы показала, что собственная частота приведенной динамической системы составляет $24...26 \text{ Гц}$., а коэффициент затухания, характеризующий демпфирующие свойства, составляет $10...12 \text{ Нм} \cdot \text{с}^2 / \text{рад}$.

Анализ результатов экспериментального исследования динамической нагруженности при переходных процессах показывает, что коэффициент динамичности повышается до 1,9 ...2,5 только в процессе изменения состояния механизма реверса, на всех остальных режимах не превышает 1,1 ...1,2 (см. рисунок 3.7).

Дискретно изменялась частота вращения вала двигателя, на установившемся режиме работы, в пределах от минимальных 800 до $2370 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ с шагом 200 об/мин.

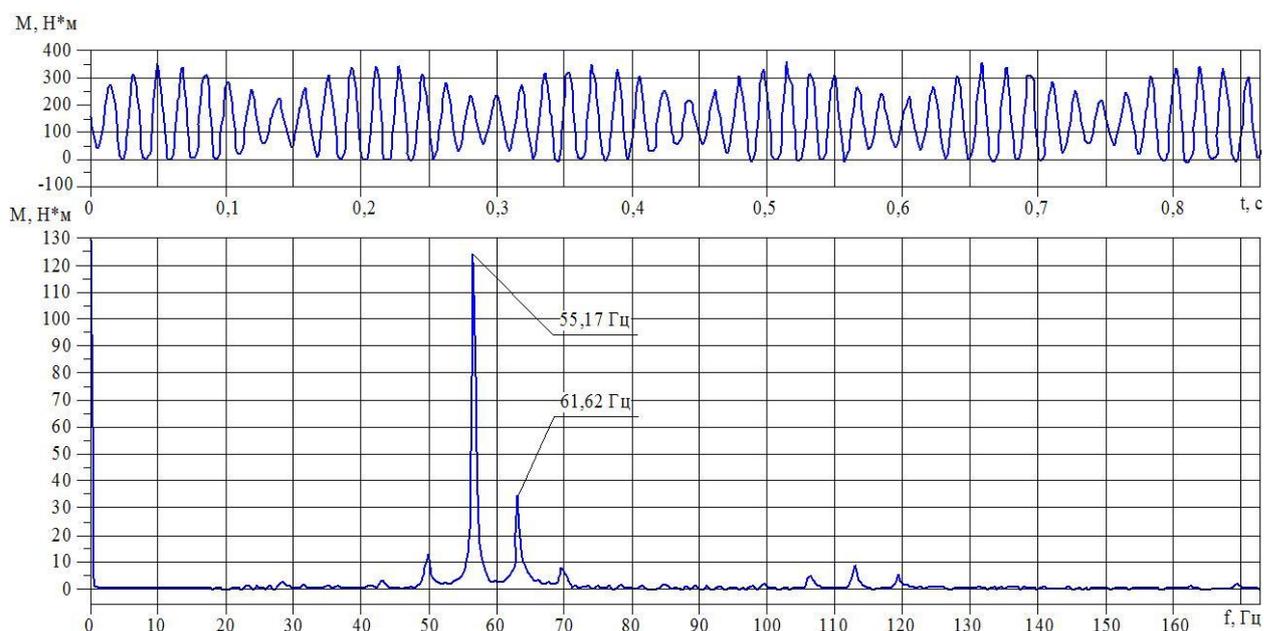


Рисунок 3.8 – График амплитудно-частотной характеристики и осциллограмма динамического момента ПВД в процессе работы на установившихся режимах

Анализ экспериментальных данных полученных при испытании свидетельствует о том, что в приводе водометов, в результате сложения периодических составляющих момента, имеющих близкие частоты, присутствует колебательный процесс, носящий характер «биений». Это определяется передаточным отношением конической передачи углового редуктора (17/19), из-за чего, на всех скоростных режимах, периодические составляющие частот двух валов соответствующего борта различаются на 11,7 %. То обстоятельство, что датчиком момента, установленном на одном валу, фиксируется периодическая составляющая момента, формируемая другим валом, говорит о необходимости принятия во

внимание взаимного пространственного положения шарниров карданной передачи в ПВД в математической модели.

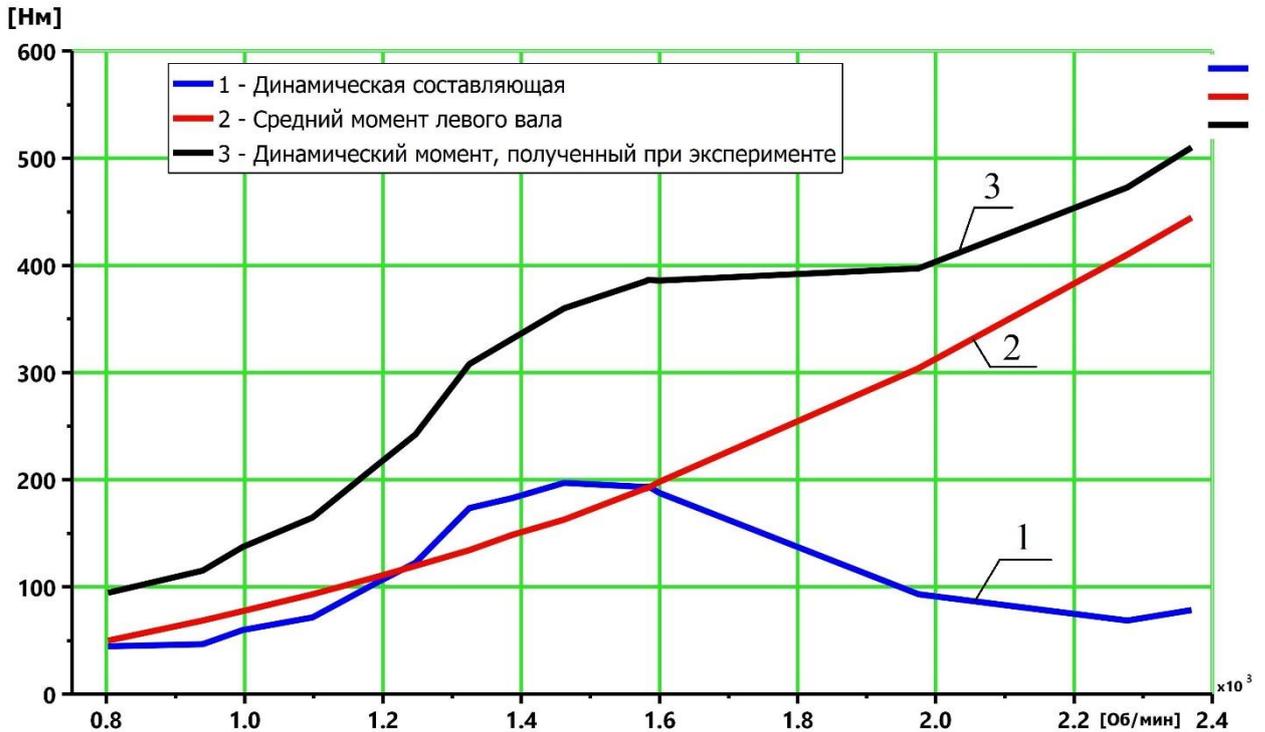


Рисунок 3.9 – График амплитудно-оборотной характеристики динамического момента ПВД

Анализ данных показывает, при изменении частоты вращения вала двигателя в пределах от минимальных 800 до 2370 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$, квадратичную зависимость возрастания средней величины моментов: на правом карданном от 41,4 до 370 Н*м; а на левом карданном валу (линия 2 на рисунке 3.9) от 50,9 до 440 Н*м т.е. величины средних моментов в 1,19 раз на левом выше чем на правом валу, при максимальных оборотах на валу двигателя. При этом, формирование динамического момента происходит колебательным процессом, имеющим частоту равную удвоенной карданной. При вращении вала двигателя с частотой 1300 ... 1500 об/мин значения динамической составляющей максимальны и составляют 230 Н*м (линия 1 на рисунке 3.9). В соответствии с линией 3 на рисунке 3.9 происходит изменение максимального значения динамического момента и является суммой амплитуды переменной составляющей и среднего момента. Из характера изменений динамического момента и анализа его частотных и амплитудных

характеристик на протяжении всего скоростного диапазона работы двигателя подтверждает факт возникновения в системе, ограничивающих долговечность элементов, параметрических колебаний.

Наиболее опасными процессами являются параметрические колебания и резонансы, в связи с происхождением в широких областях частот возмущений с экспоненциально растущими амплитудами динамического момента. ПВД, в условиях параметрических колебаний, подвергается воздействиям опасных циклических нагрузений, которые могут привести к усталостным разрушениям элементов привода. В связи с чем главной задачей динамического расчета ПВД, в котором происходят возбуждения параметрических резонансов, является нахождение областей динамической устойчивости для того, чтобы во время проведения доводочных работ принять все возможные меры для устранения параметрических резонансов.

3.5 Выводы

В результате выполненных экспериментальных исследований установлено следующее:

Во всем скоростном диапазоне работы двигателя момент на карданных валах привода водометов не превышает значения 530 Нм. при допустимом значении нагружающего момента, не вызывающем остаточных деформаций 1500 Нм (по данным завода изготовителя).

Для повышения долговечности всех элементов и сокращения амплитуды колебаний динамического момента, существующего в ПВД, имеющим пространственно расположенные карданные передачи, целесообразно выполнить расчет требуемых углов относительного разворота вилок карданных шарниров обоих валов привода каждого борта. Ввести эти значения в технические требования КД и обеспечить выполнение при монтаже передач.

Установлено, что включение режима блокировки ГТ не оказывает существенного влияния на динамическую нагруженность привода водометов на всех режимах их работы.

Нагруженность валов привода определяется статической составляющей и динамической, вызванной периодическими колебаниями с частотой равной двукратной частоте вращения карданов. Максимальная амплитуда переменной составляющей равна 220...250 Нм при частоте колебаний от 50 до 65 Гц при средней величине момента 150 Нм. При максимальной величине среднего момента на оборотах 2370 об/мин переменная составляющая составляет 120...150 Нм. За 50 часов работы привода на оборотах вала двигателя 1400 об/мин число дополнительных, не учитываемых в расчетах циклов нагружения, составляет более 11 млн. Эти параметры являются исходными данными для выполнения дополнительного расчета для оценки долговечности карданных передач.

Установленные значения параметров приведенной динамической системы, такие как приведенный момент инерции водомета с учетом присоединенной массы воды, а также собственная частота системы могут быть использованы при выполнении уточненного расчета динамической нагруженности ПВД.

Экспериментальные значения приведенных моментов инерции определялись при резком изменении частоты вращения вала двигателя по уравнению: $J_{пр} = \frac{\Delta M \cdot t_p}{\Delta \omega}$, где ΔM - разность моментов динамического и статического; t_p - время разгона; $\Delta \omega = \Delta \omega_d \cdot U_{пр}$ - скорость вращения водомета, $\Delta \omega_d$ - скорость вращения вала двигателя, $U_{пр}$ - передаточное ПВД. При движении на суше $J_{пр} = 0,16$ кгм², а на плаву с учетом присоединенных масс воды $J_{пр} = 0,16 \dots 0,17$ кгм².

Наибольшее значение виброускорения на корпусе углового редуктора наблюдается по оси у (в поперечном направлении). Максимальное пиковое значение виброускорения на частоте, соответствующей двойной частоте водомета составляет 271 м/с².

ГЛАВА 4. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО И ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЙ

В разделе проводится сравнение результатов экспериментального и теоретического исследований, оценка корректности допущений, принятых при создании имитационной модели, валидация и корректировка, по итогам экспериментальных испытаний, имитационной модели.

На основе анализа сходимости результатов проводится прогнозирование динамической нагруженности при разных вариантах параметров, гарантирующих системе «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» динамическую устойчивость, и обоснование путей её снижения.

Обосновываются пути решения выявленной при экспериментальном исследовании причины разрушения ПВД. В результате высокой динамической нагруженности происходит ослабление болтовых соединений – самоотвинчивание креплений угловых редукторов ПВД.

4.1 Анализ сходимости результатов теоретического и экспериментальных исследований

Для оценки адекватности математической модели использовались экспериментальные данные параметров динамической нагруженности ПВД при его ходовых испытаниях на плаву. Для установления тождественности совпадения измеряемых параметров по экспериментальным данным выполнялась градуировка и тарировка измерительных каналов (Приложение П4) [14].

Для получения данных при эксперименте с доверительной вероятностью не хуже $P_{\delta} = 0,95$ определено минимальное возможное число измерений фиксируемых параметров в процессе испытаний на установившихся режимах ПВД БГАМ при ходовых испытаниях на плаву в составе БТР-МДМ.

Для этого определялось среднеквадратическое отклонение

$$D = \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - (\bar{y}))^2}{n-1},$$

где \bar{y} – математическое ожидание значения параметра в конкретный момент времени,

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

где y_i – значение параметра в i -м замере; n – количество пробных опытов, $n=7$.

Число дополнительных повторов опытов рассчитываем по формуле:

$$n_{\min} = \frac{\sigma(\bar{x}) \alpha_{CT}}{y\Delta}$$

где α_{CT} – коэффициент Стьюдента, при количестве измерений $n = 3$ и доверительной вероятности $P_D = 0,95$, $\alpha_{CT} = 2,57$.

Принимаем $n_{\min} = 3$, для обеспечения требуемой точности эксперимента.

Степень совпадения результатов во время проведения повторных испытаний определяет воспроизводимость результатов. При ходовых испытаниях на плаву результаты испытаний должны отличаться не более чем на 10 %.

Составляющая погрешности результата измерений вычисляется соответственно положениям ГОСТ 8.207-76 [13] согласно формуле:

$$\Delta_c = k \sqrt{\Delta_d^2 + \Delta_0^2 + \Delta_k^2}$$

где Δ_c – суммарная кинематическая погрешность результатов измерений;

k – коэффициент зависимости отдельных неисключённых систематических погрешностей от выбранной доверительной вероятности;

Δ_d – разница между измеренной датчиком величиной и действительным значением этой величины;

Δ_o – абсолютная ошибка обработки для данной доверительной вероятности;

Δ_k – абсолютная ошибка измерительного комплекса;

В виду доверительной вероятности $P_d = 0,95$ коэффициент k принимаем равным 1,1.

На практике необходимость измерений параметров вызывается тем, что они не имеют постоянной величины, а изменяются по функции зависимости от другой величины. Для оценки адекватности имитационной модели необходимо было определить принадлежность двух зависимостей амплитуды динамического момента от оборотов двигателя, полученных в результате имитационного моделирования и при эксперименте на объекте, к одной генеральной совокупности всех объектов. Обе этих зависимости являются математическими ожиданиями случайного процесса: одна получена экспериментальным путем, а вторая получена в результате имитационного моделирования. Оценивалось изменение амплитуды динамического момента при резонансных режимах работы ПВД, при 1300-1600 об/мин вращения вала двигателя, когда динамическая составляющая имеет максимальные значения. Принадлежность обеих кривых одной и той же генеральной совокупности при малом объеме выборки была оценена по критерию Колмогорова-Смирнова. В связи с этим вычислялась расчетная величина критерия Колмогорова-Смирнова λ_o и сравнивалось с критическим значением, определенным по таблице: $\lambda_t = 1,315$ при $m = 30$ и $P_d = 0,95$.

$$\lambda_o = \max \left| \bar{F}_i(x) - \hat{F}_i(x) \right| \sqrt{m}$$

где $\hat{F}_i(x), \bar{F}_i(x)$ – значение нормированных зависимостей имитационной и экспериментальной параметра в i -м сечении.

Имитационная $\hat{F}i(x)$ и экспериментальная $\bar{F}i(x)$ зависимости амплитуды нормировались следующим образом

$$F_i(x) = y_i \cdot \Delta t / \sum_{i=0}^t y_i \cdot \Delta t$$

где y_i – средняя величина параметра в i -ом сечении; Δt – ширина сечения.

В случае выполнения условия $\lambda_o < \lambda_t$ принималась гипотеза о правильности теоретического описывания исследуемого параметра.

Как показали расчеты, полученные в результате имитационного моделирования исследуемого процесса, находятся в границах доверительного интервала $P_\delta=0,95$ и достаточно точно повторяют характер кривых изменения амплитуды динамического момента в ПВД, полученных в результате экспериментального исследования. Погрешность имитационного моделирования в приведенном случае не более 5%.

Зная ошибку исследования, можно установить годность модели, ее правильность. Эта проверка осуществлялась при помощи критерия Фишера. При чем модель считается правильной, если только выполняется условие

$$F_p < F$$

где F – справочное значение критерия Фишера; F_p – его расчетное значение

$$F_p = \frac{\sigma_{ag}^2}{\sigma_y^2}$$

где σ_{ag} – оценка дисперсии адекватности

$$\sigma_{ag}^2 = \frac{1}{N - B} \sum_{j=1}^N (Y_j^e - Y_j^p)^2$$

где B – количество коэффициентов искомого уравнения; N – количество экспериментов; Y_j^e, Y_j^p – значения функций, полученных соответственно экспериментальным в результате j -го исследования и имитационным путем.

Данная процедура статистического оценивания была выполнена для регистрируемых параметров на установившихся режимах ПВД БГАМ.

Реальный динамический процесс в многомассовой системе с большим числом степеней свободы является случайным, носит высокочастотный характер и сопровождается резонансными режимами. В связи с этим для регистрации изменения параметров во времени использовался комплекс информационно-измерительной аппаратуры, построенный на аналого-цифровом преобразователе L-Card E14-440. Это позволило наблюдать, регистрировать и в дальнейшем обрабатывать с частотой опроса датчиков на порядки превышающей частоту исследуемого процесса. Использование программного обеспечения PowerGraph Professional v3.39 позволяет производить статистическую обработку сигнала и строить функциональную зависимость в виде спектральной плотности. В связи с этим, качество случайных процессов определялось по амплитудным значениям спектральной плотности случайного процесса на соответствующих частотах. При проведении эксперимента с использованием данного комплекса программно-аппаратного обеспечения достоверность результатов теоретического и экспериментального исследования, их сходимость анализировалась по амплитуде и частоте исследуемых процессов.

Количественное и качественное сравнение проводилось по частотам и амплитудам колебаний момента ПВД БГАМ (рисунок 2.6, 2.8, 3.8, 3.9). Расхождения, наблюдаемое по амплитуде колебаний момента в ПВД при резонансных режимах не более 5%, что зависит от отклонения начальных условий имитационного моделирования.

4.2 Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования

Определение динамической нагруженности ПВД (крутящего момента на карданных валах) при имитационном моделировании и экспериментальном исследовании на плаву проводилось на следующих режимах:

1. разгон водометов на суше при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2600 об/мин;
2. работа привода водометов на фиксированных частотах вращения двигателя в диапазоне от минимально устойчивых (800 об/мин) до 1600 об/мин и обратно с шагом 200 об/мин. Эксперимент проводился в ванной при опускании изделия в воду ниже уровня эжектора (не допуская попадания воды);
3. вход-выход изделия в воду и выход (одновременная работа водометов и гусеничного движителя);
4. работа привода водометов на фиксированных частотах вращения двигателя в диапазоне от минимально допустимых на плаву (1300...1400 об/мин) до максимально возможных (2300...2400 об/мин) и обратно с шагом 200 об/мин;
5. поворот изделия на плаву влево и вправо (маневр «змейка»);
6. включение-выключение механизма реверса на плаву для определения собственных частот системы и демпфирующих свойств привода;
7. разгон водометов на воде при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2400 об/мин;

Наиболее характерные фрагменты осциллограмм изображены на рисунках 3.8, 3.9. На рисунке 3.7 показаны параметры, характеризующие динамическую нагруженность ПВД на карданных валах при работе на установившемся режиме и режиме изменения состояния механизма реверса на плаву.

По итогам обработки численные значения характеристик динамического момента – амплитуда момента и частоты колебаний не всегда соответствуют расчётным значениям. При имитационном моделировании коэффициент

динамичности в режиме включения механизма реверса достигает 1,9...3,0 , а при экспериментальном исследовании всего 1.9...2,5.

Подробная оценка экспериментальных данных показала, что в расчётной схеме не учтены инерционные массы отбора мощности, присоединенные к силовому блоку и трансмиссии БГАМ. Необходимо отметить, что существующее незначительное отличие характеристик в пределах 5%, полученных экспериментальным и расчётным методом вызвано большей сложностью реальных процессов чем тех, что принимаются при расчёте. Причиной этого, в частности, может быть неконкретность состояния фрикционной передачи и тормоза в механизме реверса, а также проявление нелинейностей динамической системы. Результаты сопоставления экспериментальных и теоретических данных констатируют удовлетворительную сходимость (рисунки 4.1, 4.2 - по амплитудам и частотам динамического момента). Проведение испытаний на плаву показали, что комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры соответствует предъявленным требованиям и обеспечивает требуемую надёжность функционирования.

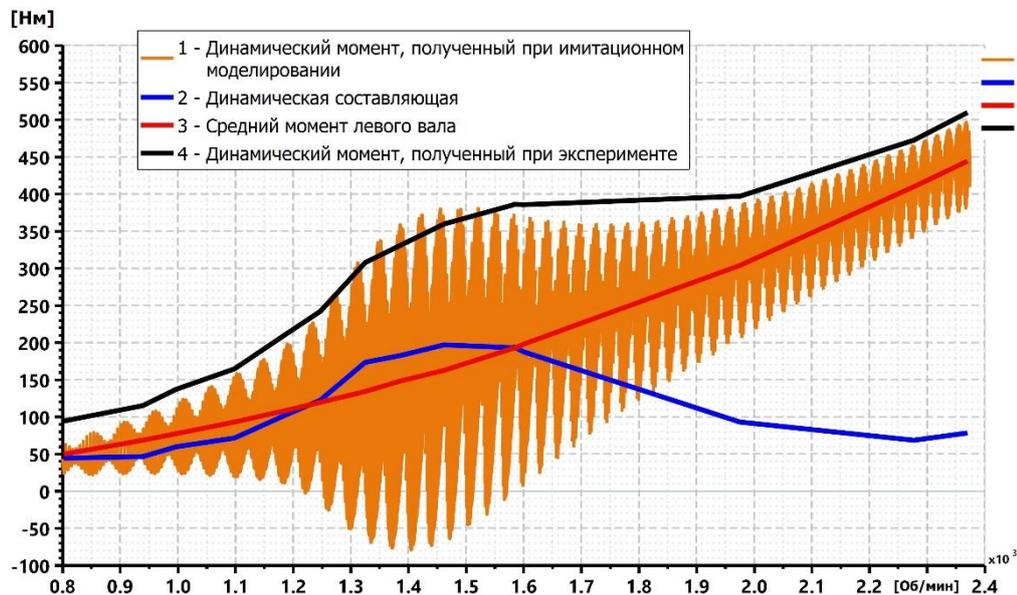


Рисунок 4.1 – Сопоставление зависимости динамического момента в ПВД от частоты вращения вала двигателя. 1 – средний момент левого вала; 2 – средний момент правого вала; 3 – динамическая составляющая; 4 – динамический момент; 5 – динамический момент, полученный при эксперименте.

Как видим, по итогам выполненных работ выяснена динамическая нагруженность в рабочем интервале частот вращения вала двигателя на установившихся режимах и осуществлено исправление имитационной модели. Сопоставительный анализ частот колебаний и амплитуд динамического момента констатирует корректность результатов моделирования.

Из данных, полученных во время исследования, следует, что в процессе движения БГАМ на плаву возникают колебательные процессы - биения, формируемые карданными передачами с асинхронными шарнирами.

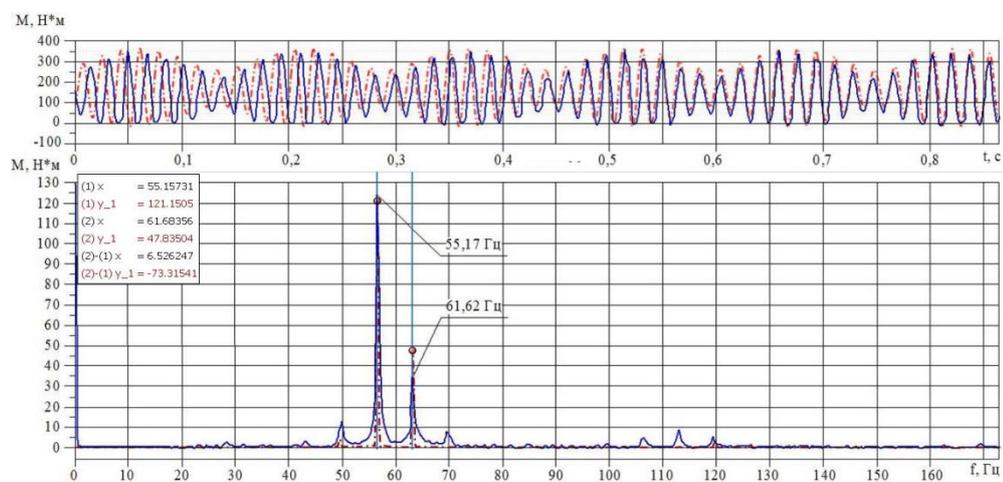


Рисунок 4.2 – Сопоставление графиков амплитудно-частотной характеристики и осциллограммы динамического момента привода водометных движителей в процессе работы на установившихся режимах: сплошная линия - результаты экспериментального исследования; штрих пунктир - результаты имитационного моделирования.

Полученный результат доказывает актуальность работы.

Проведённые экспериментальные исследования динамической нагруженности механической системы «двигатель – трансмиссия — водометный движитель — машина» и статистическая обработка результатов свидетельствуют об адекватности разработанной имитационной модели, воспроизводящей физические процессы, проходящие на резонансных режимах и правильность основных допущений.

4.3 Анализ прочности углового редуктора привода водометов и элементов крепления редуктора

4.3.1 Расчет прочности кронштейна крепления редуктора привода водомета

Данный расчет проводится в связи с поломкой кронштейна 960М-27-35.

Материал кронштейна 960М-27-35 – сплав алюминиевый **АК9ч** ГОСТ 1583-93, вид термической обработки Т6, 70НВ

- предел прочности $\sigma_B=225$ МПа

Материал кронштейна 960М-27-35 (усиленного) – сплав АБТ

- предел прочности $\sigma_B=390$ МПа .

Коэффициент запаса прочности равен

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma}$$

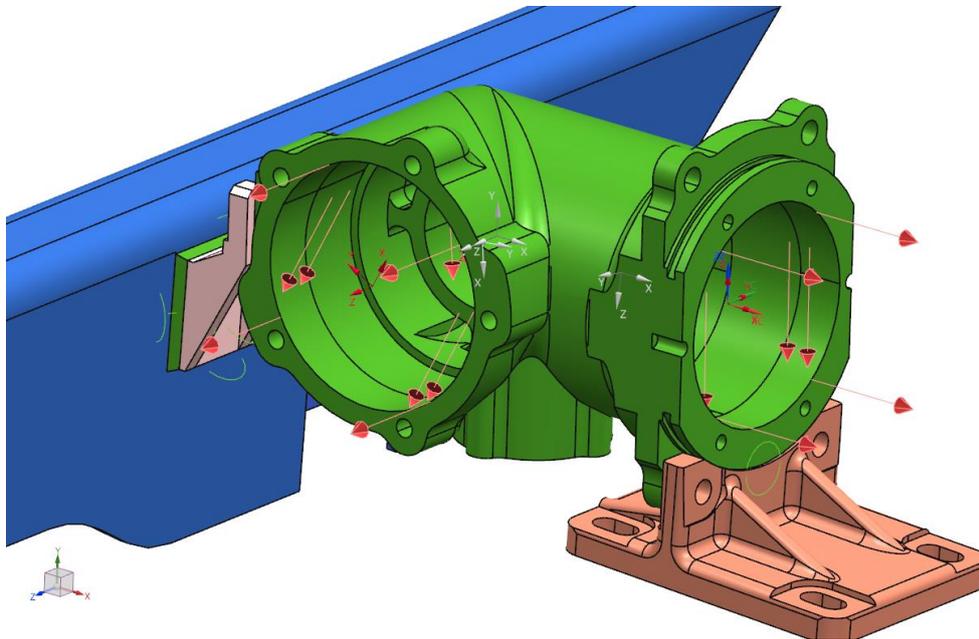


Рисунок 4.3 – Схема нагружения

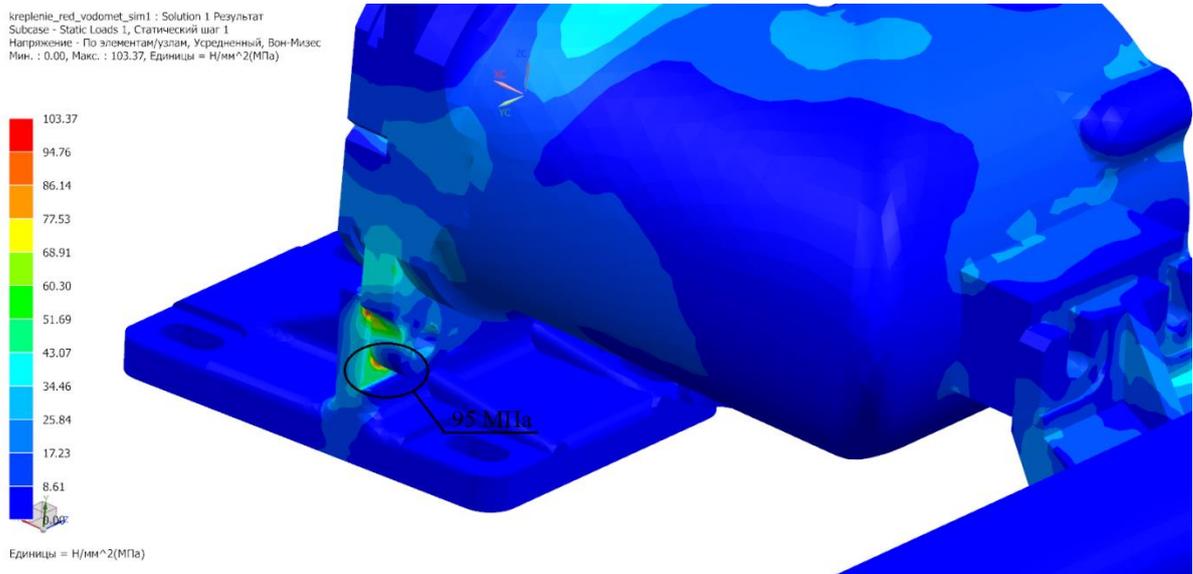


Рисунок 4.4 – Распределение напряжений для кронштейна по КД

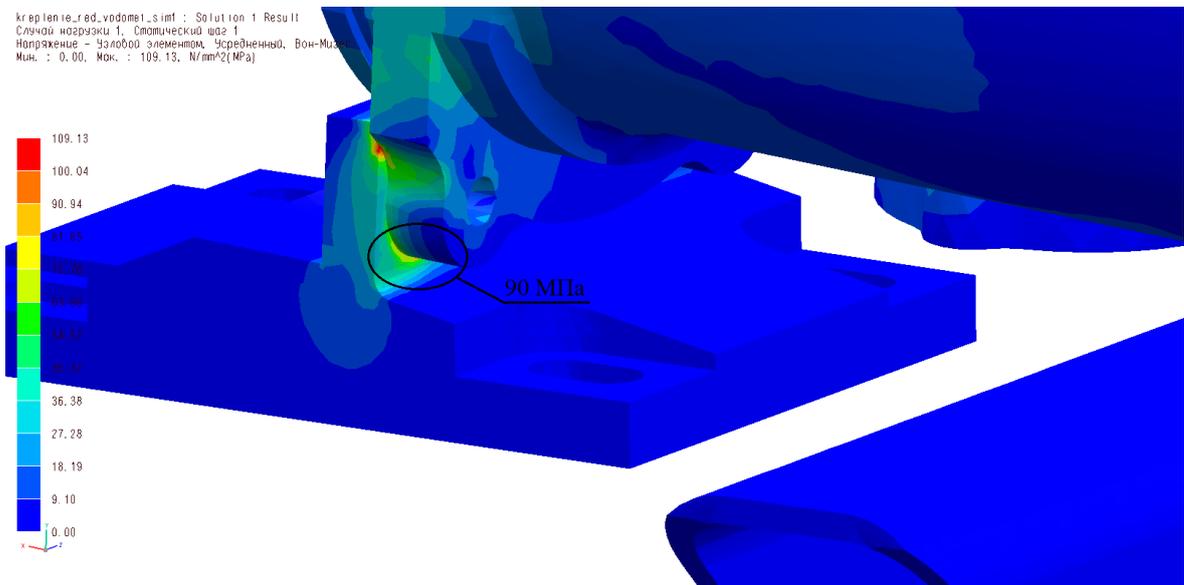


Рисунок 4.5 – Распределение напряжений для усиленного кронштейна

Таблица 4.1 – Результаты расчета корпуса редуктора от рабочих нагрузок

	960М-27-35	960М-27-35 (усиленный)
Действующие напряжения, МПа	95	90
Коэффициент запаса прочности	2,37	4,33

Для уменьшения деформаций от нежесткого крепления переднего кронштейна на балке моторной перегородки изменена конструкция.

Материал обоих кронштейнов – сплав АБТ

- предел прочности $\sigma_B=390$ МПа .

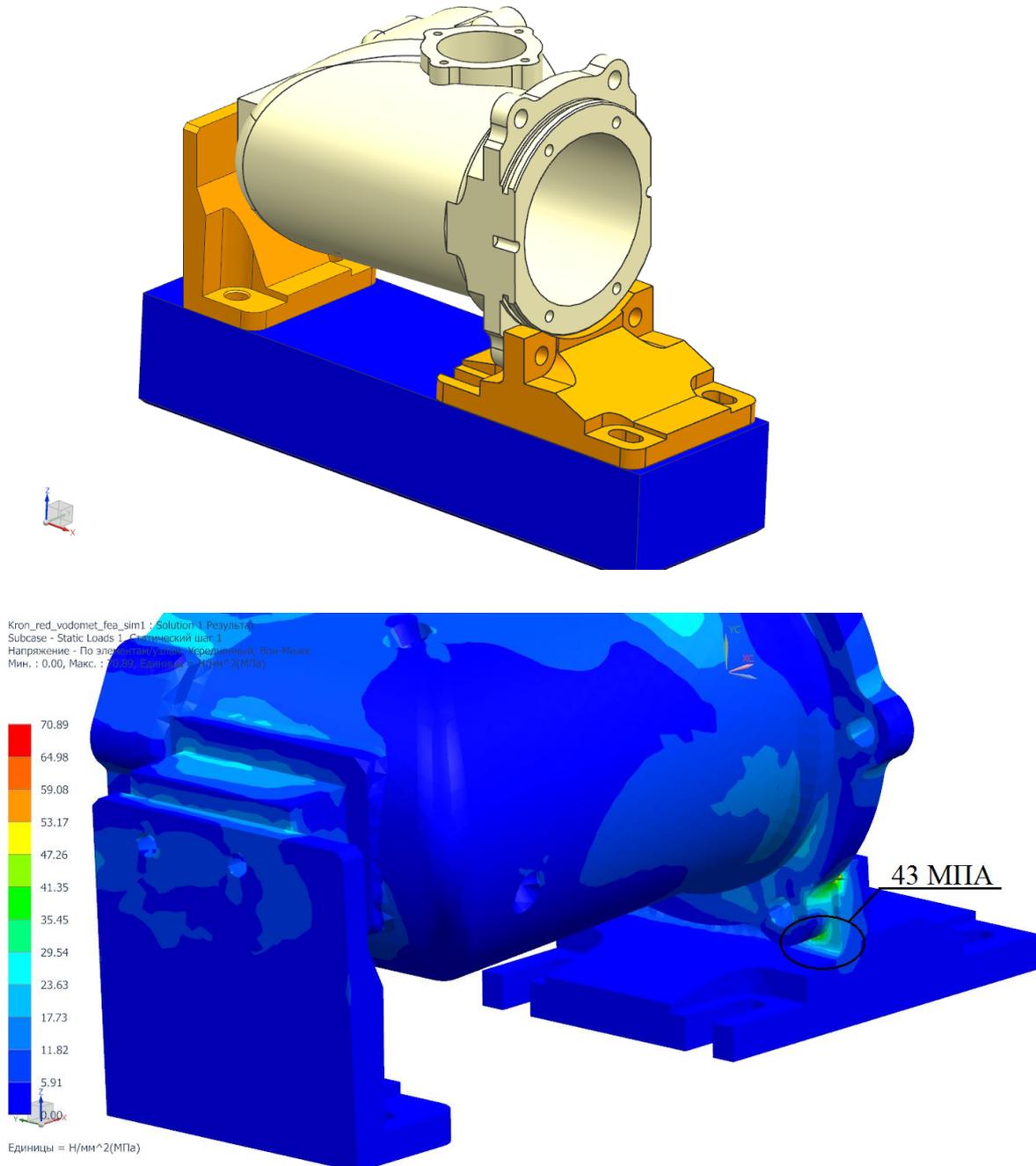


Рисунок 4.6 – Измененная конструкция крепления углового редуктора

ВЫВОДЫ

1. При надежном креплении коэффициент запаса прочности кронштейна 960М-27-35 равен 2,37.
2. Усиленный кронштейн 960М-27-35 имеет коэффициент запаса прочности 4,33. Прочность увеличена на 82%.
3. Установка кронштейнов на единую жесткую плиту позволяет довести коэффициент запаса прочности до 9,1. Прочность, по сравнению с исходным вариантом, увеличена в 3,84 раза.

4.3.2 Расчет нагрузок в подшипниках редуктора

Расчет нагрузок на подшипники проводится для максимального момента, создаваемого водометом $M_{\text{вод}}=472,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент на входе в редуктор $M_{\text{вх}}$, Н·м, равен

$$M_{\text{вх}} = M_{\text{вод}} \frac{Z_1}{Z_2},$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой шестерни.

Силы в зацеплении ведущей шестерни F_{t1} , Н, F_{r1} , Н, F_{a1} , Н, равны

$$F_{t1} = \frac{M_{\text{вх}} \cdot 10^3}{\frac{d_1}{2}},$$

$$F_{r1} = F_{t1} \left(\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \frac{\cos(\delta_1)}{\cos(\beta)} - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \sin(\delta_1) \right),$$

$$F_{a1} = F_{t1} \left(\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\beta)} - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\delta_1) \right),$$

где d_1 – средний делительный диаметр ведущей шестерни, мм;

α – угол профиля;

δ_1 – угол делительного конуса ведущей шестерни;

β – угол наклона зуба.

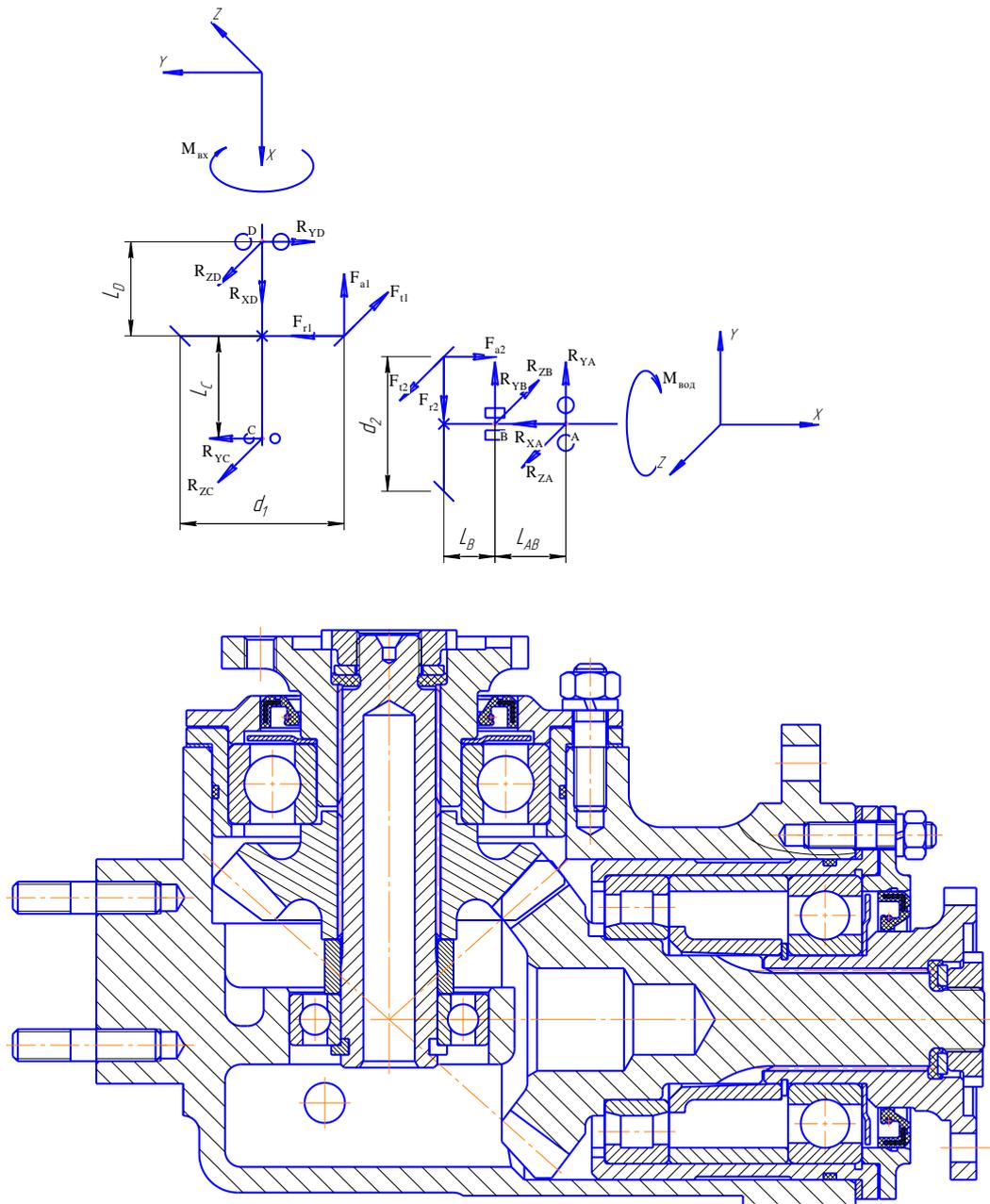


Рисунок 4.7 – Схема для определения нагрузок в подшипниках

Силы в зацеплении ведомой шестерни F_{t2} , H , F_{r2} , H , F_{a2} , H , равны

$$F_{t2} = \frac{M_{\text{рк}} \cdot 10^3}{\frac{d_2}{2}},$$

$$F_{r2} = F_{t2} \left(\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \frac{\cos(\delta_2)}{\cos(\beta)} - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \sin(\delta_2) \right),$$

$$F_{a2} = F_{t2} \left(\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \frac{\sin(\delta_2)}{\cos(\beta)} - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\delta_2) \right),$$

где d_2 – средний делительный диаметр ведомой шестерни, мм;

δ_2 – угол делительного конуса ведомой шестерни.

Таблица 4.2 – Результаты расчета сил в зацеплении

Параметр	Обозначение	Величина
Максимальный момент, создаваемый водометом, Н·м.	M_{pk}	472,5
Число зубьев шестерен	Z_1	19
	Z_2	17
Средний делительный диаметр шестерен, мм	d_1	87,359
	d_2	78,164
Угол профиля	α	20°
Угол делительного конуса ведомой шестерни	δ_1	48,18
	δ_2	41,82°
Угол наклона зуба	β	0°
Силы в зацеплении ведущей шестерни, Н	F_{t1}	12090
	F_{r1}	2934
	F_{a1}	3279
Силы в зацеплении ведомой шестерни, Н	F_{t2}	12090
	F_{r2}	3279
	F_{a2}	2934

Схема для расчета нагрузок представлена на рисунке 4.7. Суммарные радиальные реакции R_A , Н, R_B , Н, на опорах ведомого и R_C , Н, R_D , Н, на опорах ведущего валов

$$R_A = \sqrt{R_{YA}^2 + R_{ZA}^2},$$

$$R_B = \sqrt{R_{YB}^2 + R_{ZB}^2},$$

$$R_C = \sqrt{R_{YC}^2 + R_{ZC}^2},$$

$$R_D = \sqrt{R_{YD}^2 + R_{ZD}^2},$$

где R_{YA} и R_{ZA} – радиальные реакции на оси Y и Z в опоре А, Н;

R_{YB} и R_{ZB} – радиальные реакции на оси Y и Z в опоре В, Н;

R_{YC} и R_{ZC} – радиальные реакции на оси Y и Z в опоре С, Н;

R_{YD} и R_{ZD} – радиальные реакции на оси Y и Z в опоре D, Н.

Осевые реакции R_{XA} , Н, на опорах ведомого и R_{XD} , Н, на опорах ведущего валов

$$R_{XA}=F_{a2},$$

$$R_{XD}=F_{a1}.$$

Радиальные реакции на оси Y и Z в опорах А и В

$$\left. \begin{aligned} -F_{r2} \cdot L_B + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - R_{YA} \cdot L_{AB} &= 0 \\ R_{YB} \cdot L_{AB} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot (L_B + L_{AB}) &= 0 \\ F_{t2} \cdot L_B - R_{ZA} \cdot L_{FB} &= 0 \\ -R_{ZB} \cdot L_{AB} + F_{t2} \cdot (L_B + L_{AB}) &= 0 \end{aligned} \right\},$$

где L_B – расстояние от зацепления до опоры В мм;

L_{AB} – расстояние между опорами А и В, мм.

Радиальные реакции на оси Y и Z в опорах С и D

$$\left. \begin{aligned} -F_{r1} \cdot L_D + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{YC} \cdot (L_D + L_C) &= 0 \\ R_{YD} \cdot (L_D + L_C) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot L_C &= 0 \\ -F_{t1} \cdot L_D + R_{ZC} \cdot (L_D + L_C) &= 0 \\ R_{ZD} \cdot (L_D + L_C) - F_{t1} \cdot L_C &= 0 \end{aligned} \right\},$$

где L_D – расстояние от зацепления до опоры D мм;

L_C – расстояние от зацепления до опоры С мм.

Результаты расчета реакций на опорах приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты расчета реакций в опорах

Параметр		Обозначение	Величина
Расстояние от зацепления до опоры В мм		L_B	33
Расстояние между опорами А и В, мм.		L_{AB}	58
Расстояние от зацепления до опоры D мм		L_D	35
Расстояние от зацепления до опоры С мм		L_C	40
Радиальные реакции на оси Y и Z, Н	опора А	R_{YA} R_{ZA}	111 6879
	опора В	R_{YB} R_{ZB}	3168 18969
	опора С	R_{YC} R_{ZC}	541 5642
	опора D	R_{YD} R_{ZD}	3475 6448
Суммарные радиальные реакции, Н	опора А	R_A	6880
	опора В	R_B	19231
	опора С	R_C	5668
	опора D	R_D	7325
Осевые реакции, Н	опора А	R_{XA}	2934
	опора D	R_{XD}	3279

4.4.3 Расчет на прочность элементов крепления редуктора привода водометов

Расчет на прочность проведен методом конечных элементов. Схема для расчета приведена на рисунке 4.8. Характеристики применяемых материалов приведены в таблице 4.4. Результаты на рисунках 4.9 – 4.15 и таблице 4.5.

Таблица 4.4 – Характеристики примененных материалов

Деталь	Материал	Предел прочности σ_B , МПа
960М-27-1 Корпус	АК9ч	225
960М-27-46 Плита		
960М-27-48 Кронштейн 1	АМг6	315
960М-27-50 Кронштейн 2		

Коэффициент запаса определяется:

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} \text{ – для основного металла,}$$

$$n = \frac{0,8\sigma_B}{\sigma} \text{ – для сварных швов,}$$

где σ – действующие напряжения, МПа.

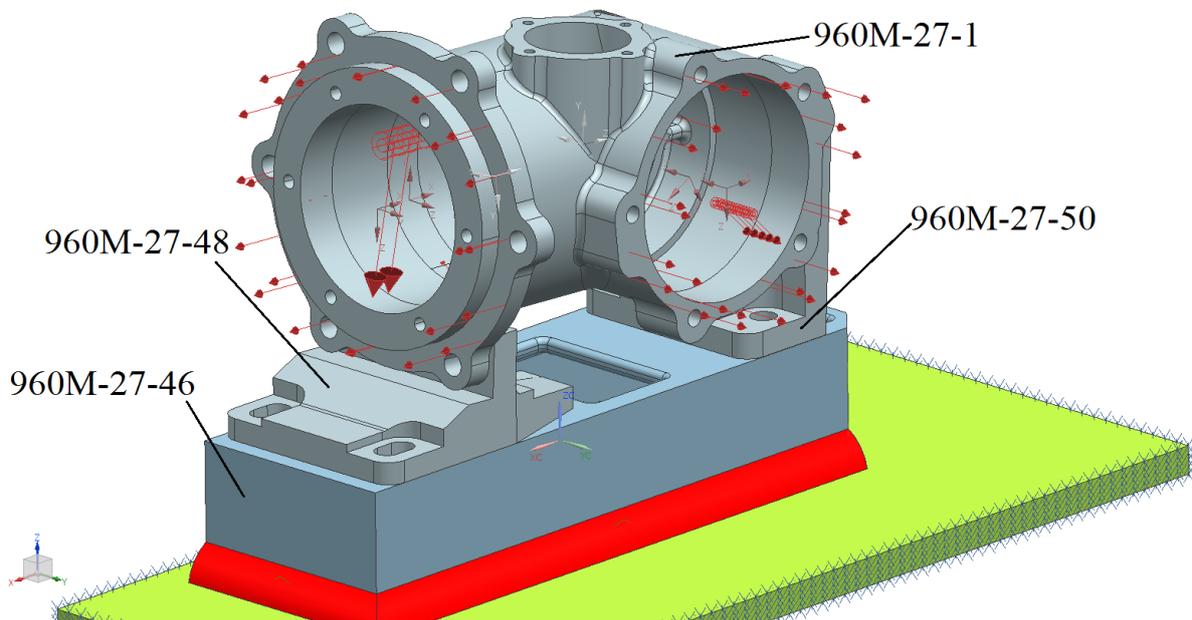


Рисунок 4.8 – Расчетная схема

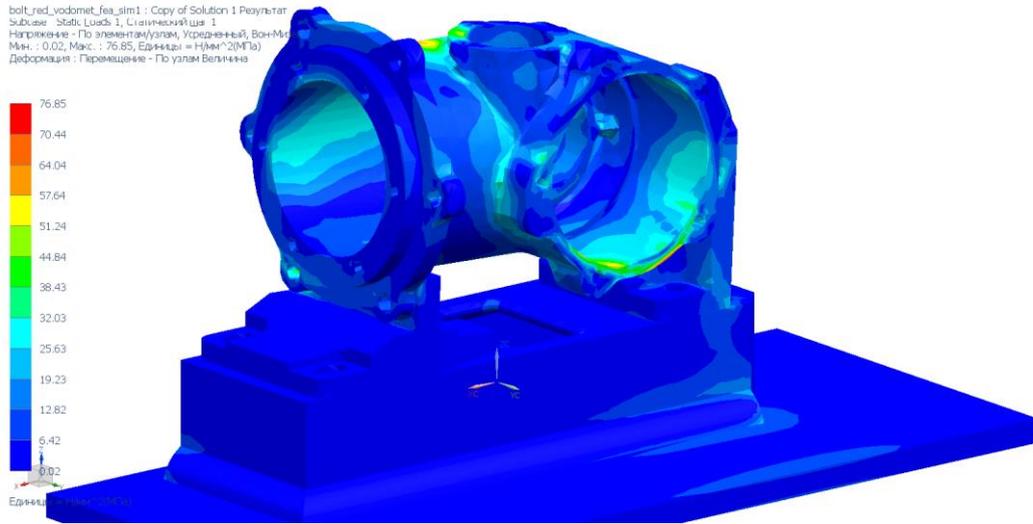


Рисунок 4.9 – Общий вид напряженного состояния конструкции

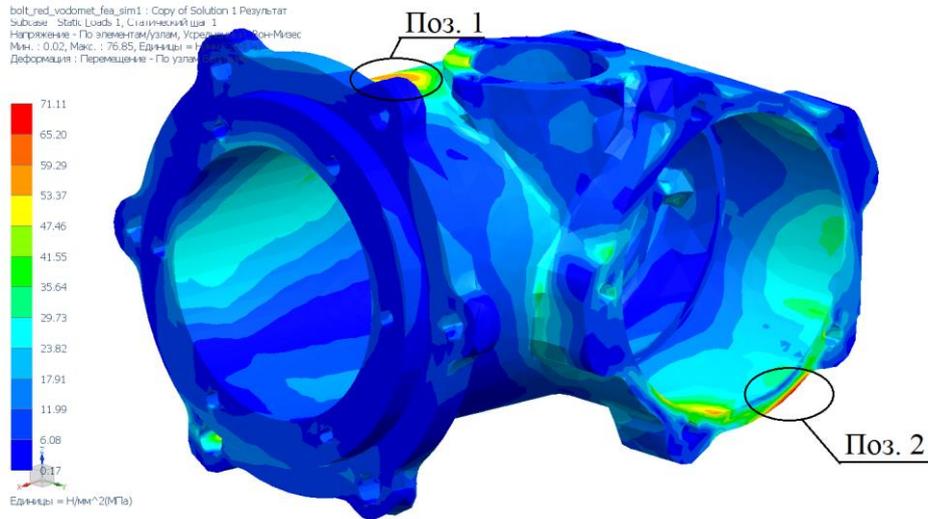


Рисунок 4.10 – Распределение напряжений по корпусу УР, Мпа

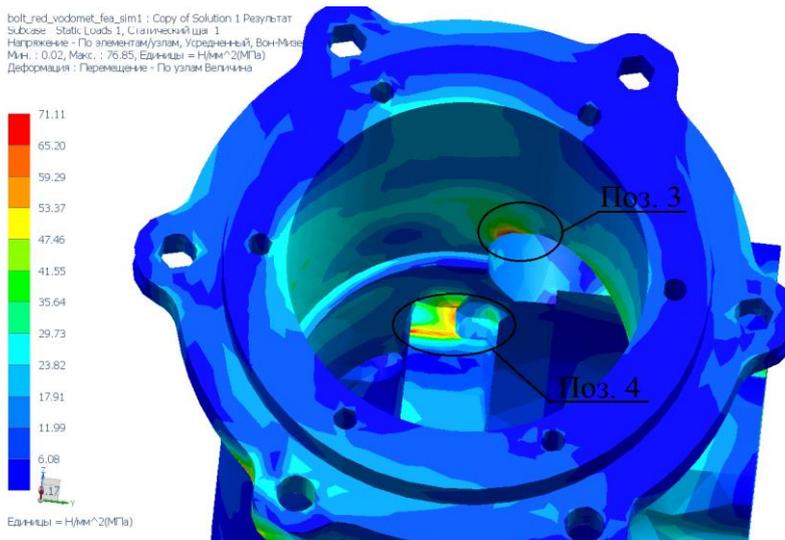


Рисунок 4.11 – Распределение напряжений внутри корпуса УР, Мпа

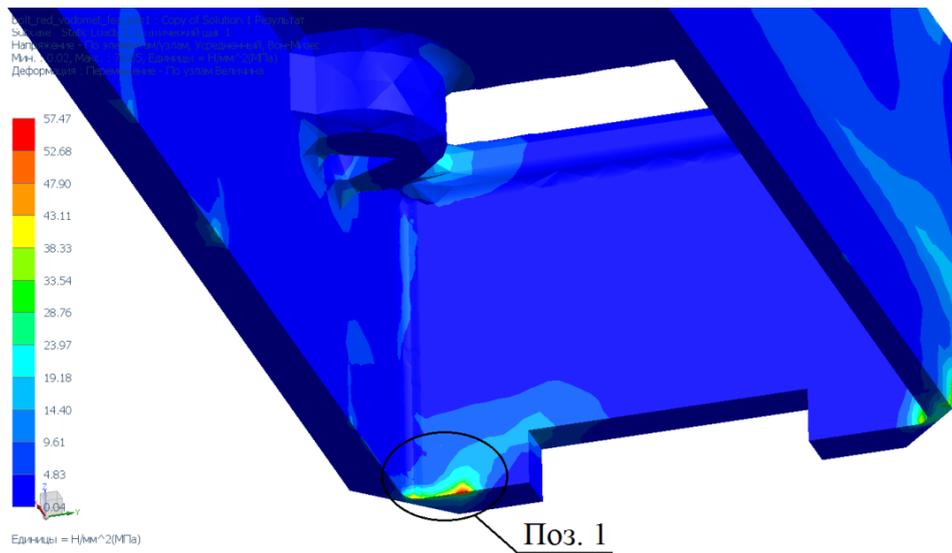


Рисунок 4.12 – Распределение напряжений по плите крепления УР, МПа

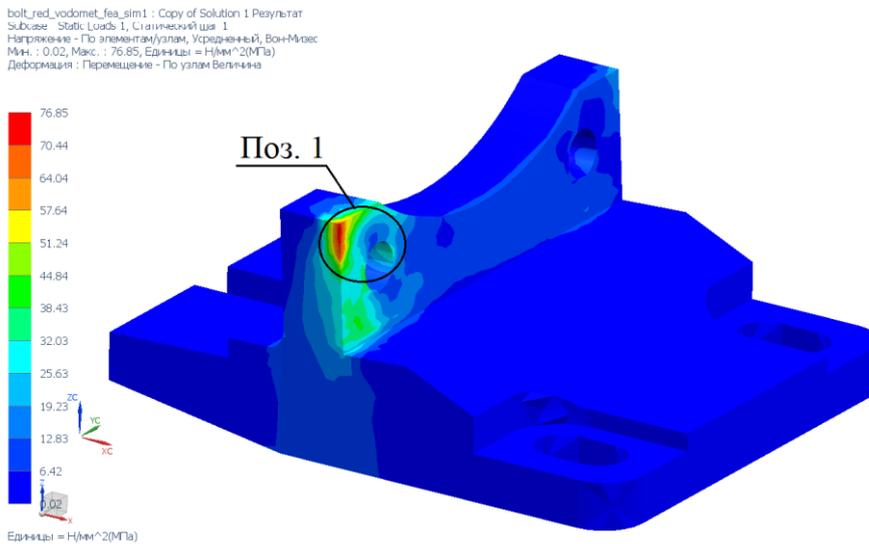


Рисунок 4.13 – Распределение напряжений по кронштейну 1 УР, МПа

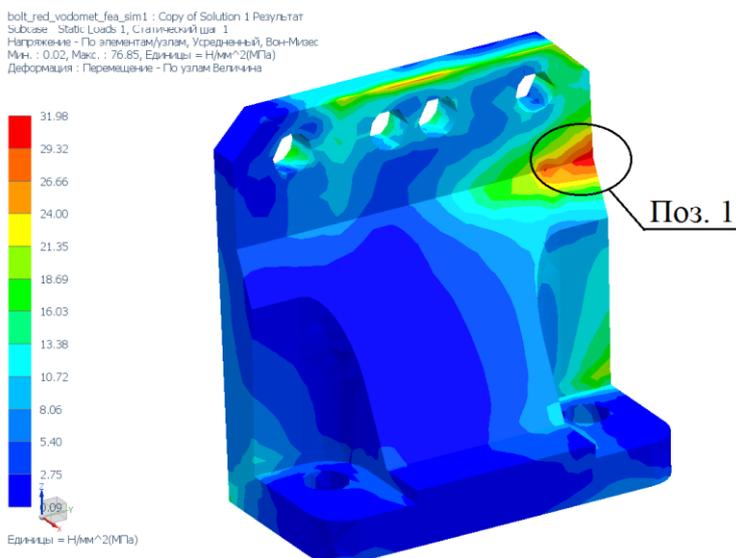


Рисунок 4.14 – Распределение напряжений по кронштейну 2 УР, МПа

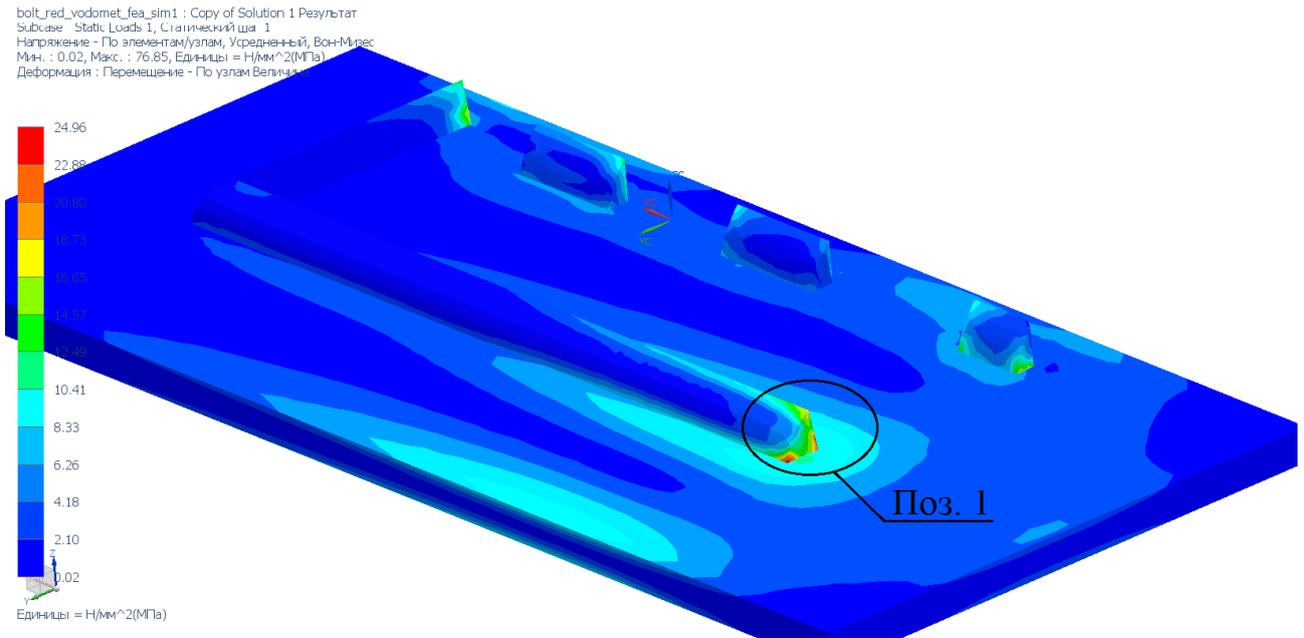


Рисунок 4.15 – Распределение напряжений по сварному шву, МПа

Таблица 4.5 – Результаты расчета

Деталь	Рисунок	Позиция	Действующие напряжения, МПа.	Коэффициент запаса
960М-27-1 Корпус	1.19	1	71	3,17
		2	59	3,81
		3	64	3,52
		4	66	3,41
960М-27-46 Плита	1.20	1	57	3,95
960М-27-48 Кронштейн 1	1.21	1	77	4,09
960М-27-50 Кронштейн 2	1.22	1	32	9,84
Сварной шов	1.23	1	25	7,20

Заключение

Прочность элементов крепления редуктора привода водометов обеспечивается.

Минимальные значения коэффициента запаса составляют:

- 3,17 для корпуса;
- 3,95 для плиты;
- 4,09 для кронштейна 1;
- 9,84 для кронштейна 2;
- 7,20 для сварного шва плиты с корпусом машины.

4.4 Решение проблемы самопроизвольного ослабления резьбовых соединений креплений опор углового редуктора

Установим силы, препятствующие отвороту резьбового соединения см рисунок 4.16. Момент сил в резьбе определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости

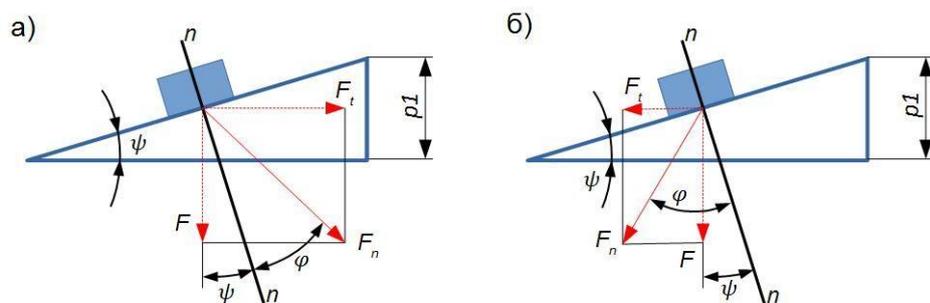


Рисунок 4.16 – Схема сил, действующих в резьбовом соединении: а) Момент сил при закручивании, б) момент сил при откручивании

В соответствии с [4], необходимый момент откручивания резьбового соединения рассчитывается по формулам:

$$T_{\text{отк}} = T_{\text{вр}} + T_T,$$

где $T_{\text{отк}}$ – момент, действующий на отворот соединения; $T_{\text{вр}}$ – момент трения, действующий в витках резьбы; T_T – момент трения, действующий на торце.

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} [\tan(\varphi + \psi) + f_T \frac{D_{\text{ср}}}{d_2}],$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр окружности контакта торцов болта и гайки; f_T – коэффициент трения на торце.

Действующее в резьбе усилие от предварительной затяжки:

$$F = \frac{2T_{\text{зав}}}{d_2[\tan(\varphi + \psi) + f_T \frac{D_{\text{ср}}}{d_2}]}, \quad (4.4.1)$$

Такое же усилие действует и при откручивании резьбового соединения. Полагаясь на данное суждение определяется момент откручивания:

$$T_{\text{отк}} = F \frac{d_2}{2} [\tan(\varphi - \psi) + f_T \frac{D_{\text{ср}}}{d_2}], \quad (4.4.2)$$

Как видно, главными факторами, оказывающими влияние на усилие, требуемое для откручивания резьбового соединения, составляет силы трения в витках резьбы и на торце гайки и усилие предварительной затяжки. Усилие предварительной затяжки в резьбовых соединениях, используемых при сборке, обязан контролироваться и находиться в границах, указанных в конструкторской документации. Известно, что уменьшение момента отвинчивания соединения напрямую зависит от изменения силы трения на торце и в витках резьбы.

В источниках [6, 7] исследуется воздействие вибрации на коэффициент трения и указывается, что главной причиной понижения коэффициента трения выступает колебания в виде биений или вибрации. Там же описывается условие отсутствия вибропроскальзывания тела:

$$N > mA\omega^2/f \quad (4.4.3)$$

где m – масса; A – амплитуда колебаний виброперемещения; ω – угловая частота колебаний, f – приведенный коэффициент трения в резьбе, N – усилие от предварительной затяжки.

В случае нарушения условия (4.4.3) наблюдается эффект самоотвинчивания. Если посмотрим на правую часть, то сразу становится понятно, что $A\omega^2$ не что иное, как пиковое виброускорение. Максимальное значение виброускорения, полученное при экспериментальном исследовании, составило 271м/с². Следует отметить, что отвинчивание происходит и при наличии остаточной силы затяжки, в случаях действия внешних сил в плоскости стыка. Точно такой же результат достигается при сдвиге соединённых деталей. Этот случай можно исследовать в качестве вращательного движение вокруг оси болта. [7]

Частота колебаний, передаваемая от карданного вала угловому редуктору, при условии частоты вращения карданного вала 1400 – 1600 оборотов в минуту, варьируется от 46,7 Гц до 53,3Гц.

Согласно конструкторской документации, угловой редуктор крепиться к опорам резьбовыми соединениями М10. Момент затяжки этих крепежных элементов по конструкторской документации должен составлять не менее 27 Нм. Из момента затяжки вычисляется сила затяжки (4.4.1), действующая при данном моменте затяжки, равная 21,38кН и требуемый момент отворота (4.4.2) равный 19,763 Нм.

Таким образом, при выполнении соответствующих расчетов данное условие (4.4.3) не выполняется $21,38\text{кН} < 23,98\text{кН}$, что свидетельствует о наличии эффекта самоотвинчивания в резьбовом соединении.

С учетом эффекта самоотвинчивания резьбового соединения может возникнуть поломка корпуса углового редуктора – проушин крепления к кронштейну.

Рассмотрев данный случай в программном пакете NX Nastran раздел 2.6 данной работы, при условии ослабления крепления передней опоры, с возможностью хода 0,1 мм, происходит понижение коэффициента запаса прочности корпуса редуктора с 2,96 до 0,98. При полном ослаблении крепления передней опоры коэффициент запаса прочности снижается до 0,24. Такая свобода

перемещений способствует резкому повышению напряжений в кронштейне, приводящих к скорой поломке. В данном случае, эффективным способом фиксации резьбового соединения от произвольного самоотвинчивания, будет применение анаэробного герметика [21] (рисунок 4.17).

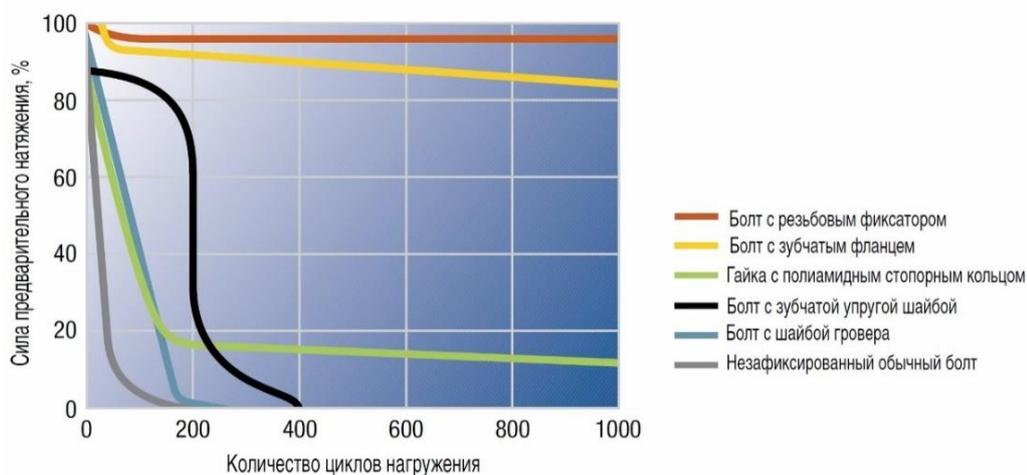


Рисунок 4.17 – кривые самоотвинчивания резьбовых соединений с разными методами фиксации [61]

Данная проблема может быть решена применением анаэробного герметика, например, Анакрол 202. Анаэробный герметик предназначен для работы в условиях вибрации. Он применяется для фиксации резьбовых соединений в КПП, агрегатах рулевого управления, мостах и подвеске, двигателях, и т.п. Данный герметик увеличивает момент отвинчивания минимум на 15 Нм [44] при том же усилии затяжки.

Таким образом, приведенный момент отвинчивания будет равен сумме моментов расчетного и добавляемого герметиком, и составлять не менее 34,731 Нм. Новый приведенный угол трения:

$$\varphi = \arctan \left(\frac{2T_{\text{отв}} - F f_T D_{\text{ср}}}{F d_2} \right) + \psi$$

Исходя из приведенного момента отвинчивания можно рассчитать приведенный коэффициент трения, получаемый после применения анаэробного герметика в резьбе $f_{\text{пр}}=0,361$. С учетом нового приведенного коэффициента трения, условие отсутствия проскальзывания тела (4.4.3) выполняется $21,38\text{кН} > 9,3\text{кН}$, в

результате чего эффект самоотвинчивания будет отсутствовать. Данный факт был подтвержден в ходе экспериментального исследования. После применения анаэробного герметика эффект самоотвинчивания резьбовых соединений креплений угловых редукторов отсутствовал.

4.5 Технические решения, обеспечивающие снижение динамического момента привода водометных движителей, содержащего пространственно расположенные карданные передачи

В работе предложены технические решения, обеспечивающие снижение динамического момента, в частности введением в конструкцию гасителя колебаний, позволяющего отстроить резонансные режимы. Эффективным путем исключения параметрических колебаний является сокращение параметра глубины модуляции введением в конструкцию ШРУСов, у которых неравномерность вращения на порядок меньше, чем у асинхронных шарниров.

В соответствии с уравнением Матье строится диаграмма Айнса-Стретта, по которой анализируется область устойчивости параметрических колебаний, например, расположение точки А на рисунке 4.18. Обосновываются пути расширения области устойчивости, в частности можно определить требуемые параметры гасителя, обеспечивающего перевод точки А в область устойчивости в точку В, или сокращением параметра модуляции, что может быть достигнуто ограничением углов установки соединительных валов с асинхронными шарнирами или применением в конструкции шарниров равных угловых скоростей (ШРУС), которые обладают параметром модуляции угловой скорости намного ниже, чем шарнир неравных угловых скоростей. В соответствии с нелинейными упругими характеристиками на основе созданной математической модели устанавливается зона устойчивости и возможность формирования резонансных режимов. Для того чтобы исключить такую возможность необходима вариация параметров диаграммы Айнса-Стретта (h и a), определяемые параметрами конструкции и динамического процесса, из условия попадания в зону устойчивости.

По расположению линии 2 на диаграмме Айнса-Стретта (рисунок 4.18) следует, что ПВД с ШРУС по сути исключает возможность возникновения параметрических колебаний

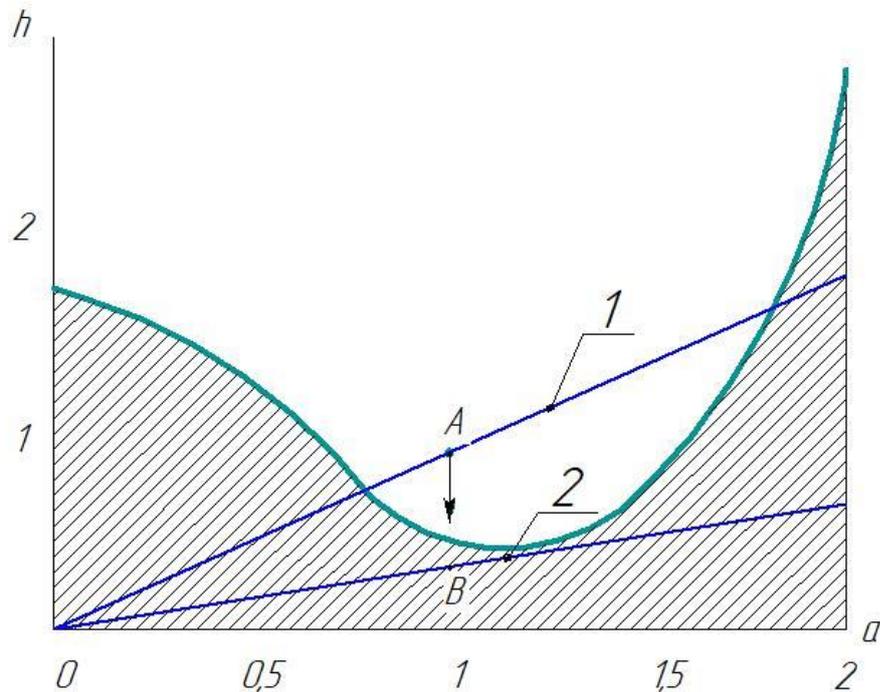


Рисунок 4.18 – Диаграмма Айнса-Стретта с учетом диссипации
1 – линия с асинхронными шарнирами,
2 – линия с ШРУС

Кроме того, снижение амплитуд колебаний, действующего в ПВД динамического момента, содержащем пространственно размещенные карданные передачи, улучшение долговечности его составных частей, в свою очередь достигается за счет взаимного расположения составных частей карданной передачи во время монтажа.

4.6 Блок-схема усовершенствованной методики проектного расчета привода водометного движителя

Результаты экспериментального и теоретического исследования предоставляют возможность предложить усовершенствованную методику проектного расчета ПВД БГАМ. Блок-схема усовершенствованной методики проектного расчета отражена на рисунке 4.19, учитывающая кинематические, силовые, периодически изменяемые, свойства пространственно расположенных.

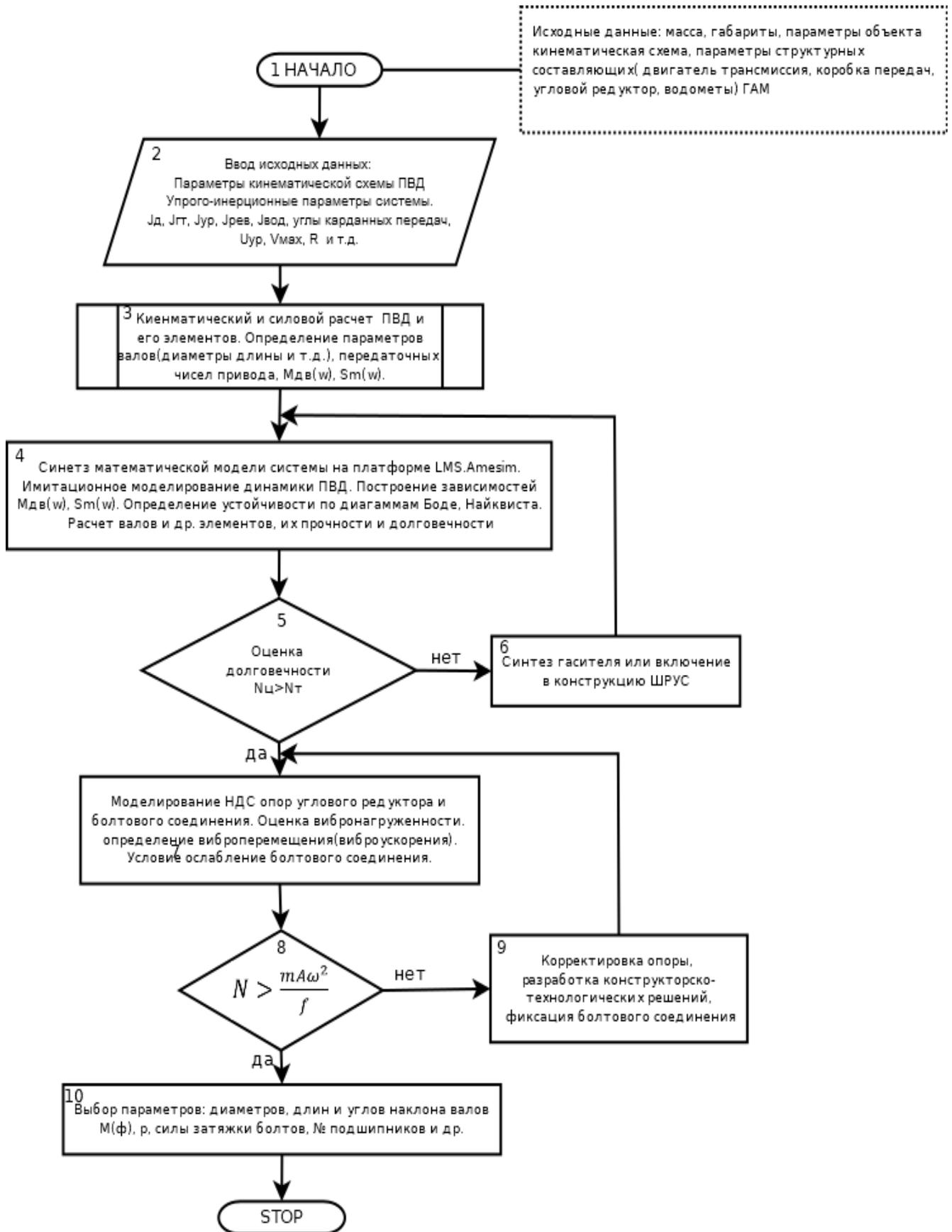


Рисунок 4.19 – Блок-схема усовершенствованной методики проектного расчета привода водометных движителей

карданных передач, возбуждающих колебания, а также нелинейные характеристики соединений опор углового редуктора привода водометных движителей;

БЛОК 1

Для расчета динамической нагруженности ПВД необходимы определенные параметры элементов БГАМ:

- 1) амплитудно-частотная характеристика двигателя;
- 2) кинематическая схема ПВД;
- 3) инерционные характеристики элементов ПВД;
- 4) передаточные числа ПВД.

Исходя из кинематической схемы ПВД, производится редуцирование инерционных свойств исследуемой динамической системы, создание аналогичной имитационной и математической моделей и вычисление модальных параметров ПВД.

БЛОК 2

Идентификация параметров расчетной схемы осуществляется определением, по твердотельным чертежам и 3D моделям, приведенных моментов инерции элементов ПВД, углы пространственного расположения валов карданных передач, максимальная скорость, передаточное отношение углового редуктора ПВД и др.

БЛОК 3

Осуществляется кинематический и силовой расчет ПВД и его элементов. Определение параметров валов(диаметра, длины и т.д.), передаточных чисел привода и др. Параметры упруго-диссипативной характеристики нелинейной системы – функции зависимости момента от угловой координаты, принимается симметричной с зазором [30], т.е.

$$M(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } |\varphi| \leq \delta \\ c \cdot |\varphi| \cdot \text{sign}|\varphi| & \text{при } |\varphi| > \delta. \end{cases}$$

параметры которой δ и ϵ определяются расчетным способом

БЛОК 4

Построение математической модели нелинейной системы, в соответствии с которой при определенных начальных условиях осуществляется имитационное моделирование ПВД в программном комплексе LMS Imagine.Lab AMESim, строится временная функция зависимости динамического момента в ПВД от частоты вращения вала двигателя и амплитудно-частотная характеристика процесса. Для определения устойчивости проводится анализ с помощью диаграммы Найквиста. Осуществляется расчет валов и др. элементов ПВД. Строится зависимость нормальной силы в зубчатом зацеплении углового редуктора ПВД от частоты вращения вала двигателя, для последующего использования при анализе напряженно деформированного состояния.

БЛОК 5

Определяется эффективность решения, полученного при имитационном моделировании. Оценивается динамическая нагруженность ПВД на основе построенной временной функции динамического момента и спектральной плотности процесса на установившихся режимах. Проводится оценка долговечности, например, по диаграмме Веллера.

БЛОК 6

В случае отрицательной оценки долговечности, на основе имитационного моделирования проводится синтез гасителя колебаний, позволяющего отстроить резонансные режимы или введения в конструкцию шарниров равных угловых скоростей, имеющих меньший параметр глубины модуляции и снижающих динамическую нагруженность ПВД. Проводится повторное вычисление динамической нагруженности системы с измененными параметрами ПВД.

БЛОК 7

По данным полученным при имитационном моделировании и 3D модели корпуса углового редуктора проводится моделирование напряженно деформированного состояния опор углового редуктора; оценка вибронегруженности. Определяется возможное перемещение(ускорение) при воздействии вибрационных или колебательных процессов.

БЛОК 8

Резьбовые соединения широко используются в различных технических приложениях, где они динамически нагружены частотами вибрации, распределенными по широкому спектру, с такими же общими эффектами. При динамической нагрузке резьбовые соединения могут ослабнуть из-за потери зажимного давления в соединениях. Это колебательное ослабление иногда может вызвать серьезные проблемы, а в некоторых случаях может привести к фатальным последствиям, если оно останется незамеченным.[66]

Проводится проверка условия отсутствия самопроизвольного ослабления резьбового соединения, описанного Блехманом И.И.[6,7]

БЛОК 9

Осуществляется корректировка опоры углового редуктора ПВД. Разрабатываются конструкторско-технологические решения фиксации резьбовых соединений. В случае необходимости проводится повторное моделирование напряженно деформированного состояния опор углового редуктора

БЛОК 10

Окончательный выбор параметров ПВД (длин и углов карданных валов, силы затяжки болтов, проводится расчет подшипников и др.) для передачи в производство

4.7 Выводы и предложенные решения

Обоснованы направления снижения динамической нагруженности, образующейся параметрическими резонансами. Эффективным путем исключения параметрических колебаний является сокращение параметра глубины модуляции. Это достигается ограничением угла установки карданных валов с асинхронными шарнирами. При ограничении по условиям компоновки целесообразно введение в конструкцию привода водометных движителей шарниров равных угловых скоростей (ШРУС), которые одновременно обеспечивают снижение параметра глубины модуляции и динамического момента, или гасителя крутильных колебаний, позволяющих отстроить резонансные режимы. Это даст возможность улучшения долговечности составных частей привода.

Кроме того, показано, что снижение амплитуд колебаний, действующего в ПВД динамического момента, содержащем пространственно размещенные карданные передачи, улучшение долговечности его составных частей, в свою очередь достигается за счет взаимного расположения составных частей карданной передачи во время монтажа.

Точность результатов ограничивается из-за допущений принимаемых при расчете. В известных методиках проектного расчета привода водометных движителей нагрузка определяется при равномерном движении машины с учетом определенного значения коэффициента динамичности без учета амплитудно-частотных характеристик динамического момента и вероятности проявления эффекта ослабления болтовых соединений крепления опор угловых редукторов в условиях вибронгруженности при возбуждении колебательных процессов.

В этих условиях в следствии нелинейности характеристик болтовых соединений креплений опор угловых редукторов к корпусу происходит эффект описанный Блехманом И.И. Этот эффект заключается в ослаблении болтовых соединений опоры углового редуктора. В дальнейшем из-за нарушения соосности валов происходит разрушение выше приведенных элементов привода водометных движителей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ РАБОТЫ

1. На основе разработанных расчетной схемы, математической и имитационной моделей выполнено теоретическое исследование динамической нагруженности системы «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина» на установившихся и переходных процессах. При этом установлено, что высокомоментные переменные динамические нагрузки имеют резонансный характер и формируются вследствие возбуждения в системе высокочастотных параметрических колебаний и низкочастотных «биений».

2. Выполненными экспериментальными исследованиями подтверждена адекватность математических и имитационных моделей, получены новые экспериментальные данные динамического нагружения привода водометных движителей, позволившие выявить ранее не исследованные эффекты возбуждения параметрических резонансов и режимов «биения» динамического момента при установившемся движении и при вынужденных колебаниях. При этом, не учитываемые динамические нагрузки имеют характер высокомоментных и высокочастотных колебаний, превышают расчетные значения в 2 ... 2,5 раза.

3. На основе обобщения результатов теоретического и экспериментального исследования научно обоснованы конструкторско-технологические решения, обеспечивающие требуемый ресурс привода водометных движителей. Установлено, что:

- наиболее эффективным способом исключения параметрических резонансов является снижение глубины модуляции путем уменьшения асинхронности вращения вилок карданных валов привода (разработано техническое решение по уменьшению угла γ карданной передачи с 19,41 до 12,84 градусов, а также вариант применения асинхронного шарнира). Данное техническое решение позволило снизить глубину модуляции в 3 раза, а переменную составляющую крутящего момента в 2 раза, ресурс привода водометного движителя увеличен в 3 раза, по сравнению с определенным в ТТХ на изделие и в 75 раз по сравнению с опытным образцом;

- эффективным способом исключения самопроизвольного ослабления болтовых соединений крепления опор углового редуктора является повышение приведенного коэффициента трения и увеличение жесткости опор углового редуктора ПВД (приведенный коэффициент трения в болтовом соединении увеличен в 2,5 раза - до $f=0,361$).

4. Научно обоснована и разработана усовершенствованная методика проектного расчета привода водометных движителей, отличающаяся тем, что ПВД рассматривается как система «двигатель - трансмиссия - водометный движитель - машина», учитывающая кинематические и силовые, периодически изменяемые, свойства пространственно расположенных карданных передач, возбуждающих колебания, а также учитывающая нелинейные характеристики соединений опор углового редуктора привода водометных движителей с корпусом машины, приводящие к ослаблению болтовых соединений крепления опор, кроме того, дополнительно введены блоки расчета условий возбуждения резонансных режимов в ПВД и оценки их устойчивости, блоки оценки условий ослабления болтовых соединений картера

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абызов А.А. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжело нагруженных элементов двигателя быстроходных гусеничных машин [Текст] / А.А. Абызов, И.Я. Березин, В.И. Бывальцев, И.А. Тараторкин // Инженерная защита окружающей среды в транспортно–дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ); УФ МАДИ (ГТУ). – М.- 2002. – С. 114 – 126.
2. Альгин В.Б. Систематизация и расчёт мобильной машины как многомассовой системы. Динамика машинного агрегата. Механика машин, механизмов и материалов. Международный научно-технический журнал. Минск. ОИМ НАН Белоруссии, №2(23), 2013, с. 5-18
3. Барон Ф.Г., Зыков Е.А., Никонов А.И., Степанов В.А. Трансмиссия БМП-3 // Вестник бронетанковой техники. – 1991. – №5. – С. 34-38.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 367 с.
5. Благонравов А.А. «Боевые машины пехоты. Зарождение и развитие». Журнал «Техника и вооружение вчера, сегодня, завтра», № 5, 2008.
6. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400с. (англ. перевод: Blekhman I. I. Vibrational Mechanics. (Nonlinear Dynamic Effects, General Approach, Applications). Singapore et al: World Scientific Publishing Co., 2000. 510 p.) ISBN 5-02-014283-2
7. Блехман И.И., Блехман Л.И., Васильков В.Б., Иванов К.С., Якимова К.С. Об износе оборудования в условиях вибрации и ударных нагрузок // Вестник научно-технического развития. 2012. №11.
8. Блехман И.И., Мышкис А.Д., Пановко Я.Г. Механика и прикладная математика: Логика и особенности приложений математики. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. Физ. мат. лит., 1990. – 360с. – ISBN 5-02-014002-3.
9. Боевая машина пехоты БМП-3. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Части 1 и 2. Воениздат. Москва, 1993 г.

10. Васильев В.Ф. Водометные движители: Учебное пособие/ МАДИ (ГТУ). – М., 2006. – 45 с.
11. Гимадиев А.Г., Грешняков П.И., Синяков А.Ф. LMS Imagine.Lab Amesim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие. Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
12. Гладов Г. И., Вихров А. В., Кувшинов В. В., Павлов В. В. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: Конструкция: Учеб, для вузов. Под ред. Г. И. Гладова. — М.:Транспорт, 2001. — 272 с.
13. ГОСТ 8.207-76 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения. Переиздание: Август 1985 г. – 16с.
14. ГОСТ Р ИСО 5725-2002. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. В 6-ти частях. Изд. Госстандарт России, Москва. – 45с.
15. ГОСТ РВ 15.211-2002. СРПП Вт. Порядок разработки программ и методик испытаний опытных образцов изделий. Основные положения. Изд. Госстандарт – 21с.
16. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. Ред. А.И. Гришкевича; М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
17. Держанский В.Б., Сарач Е.Б., Тараторкин И.А., Юдин Е.Ю.; под ред. Юдина Е.Г. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин Учеб. Пособие. – Ч. 1 /– М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2010. – 64с.
18. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин / Монография. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. – с. 176

19. ЗАКАМАЛДИН С. Ф., КУРЛОВ А. В., МОСКВИН М. И., НИКОНОВ А. И. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ БМП-3 (Вестник бронетанковой техники, №5, 1991)
20. Иванов С.Н. Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1974. – №4. С. 36 – 37.
21. Игнатов А.В., Кечаев Н.С. Преимущества клеевой фиксации резьбы // Метизы – №3, 2002.
22. Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний: Учеб. для вузов / Под общ. ред. К.С. Колесникова. – 2-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 272 с., ил.: (Сер. Механика в техническом университете; Т.4).
23. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / [А.И. Колчин, В.П. Демидов]; – М.: Высш. Школа, 1980. – 400 с., ил.
24. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. – 237 с.
25. Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи фирмы Zahnradfabrik // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – №12. – С. 42 – 46
26. Ненашев П.Н. Динамическая нагруженность привода водометного движителя амфибийных машин. сборник научных трудов аспирантов, соискателей истудентов, обучающихся в магистратуре курганского государственного университета. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2016. Вып. XVIII. 70 с.
27. Ненашев П.Н. Исследование динамической нагруженности привода водометных движителей амфибийных гусеничных машин. / П.Н. Ненашев, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин, А.А. Волков. Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, № 4. С. 35–44. DOI: 10.14529/engin200404
28. Ненашев П.Н. Экспериментальное исследование динамической нагруженности привода водометных движителей амфибийной гусеничной

- машины. / П.Н. Ненашев, С.В. Абдулов, А.И. Тараторкин. Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева № 1 (132). С. 70–77. DOI: 10.46960/1810-210X_2021_1_70
29. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 303 с.
 30. Пальтов И.П., Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / М.: Физматгиз –792 с.
 31. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие 2-е изд., перераб / Я.Г. Пановко; М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 272 с., ил.
 32. Петренко А.М. Разработка конструкций многоцелевых гусеничных и колесных машин в курсовом проектировании: Учебное пособие /МАДИ. – М., 2007. – 46 с.
 33. Руководство по материальной части танка ПТ-76. — М., Воениздат, 1963.
 34. Савочкин В.А. Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин.- М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
 35. Серяков О.А., Зиновьев С.С., Манзин М.Ю. Оценка управляемости амфибийных машин на плаву с использованием относительных оценочных показателей. Вестник СибАДИ, выпуск 1 (53), 2017. УДК 623.438.7, 621.
 36. Степанов А.П. Конструирование и расчет плавающих машин. Москва, Машиностроение 1983 – 200с.
 37. Степанов А.П. Плавающая бронетехника России. Иллюстрированный справочник. — М.,000 «Издательство Астрель»; ООО «Издательство АСТ», 2002. – 128с.
 38. Степанов А.П. Проектирование амфибийных машин / А. П. Степанов. – М.: Мегалион, 2007. – 420 с.
 39. Стрелков А. Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности “Автомобиле- и тракторостроение”. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с.

40. Суворов Сергей. Боевые машины пехоты БМП-1, БМП-2 и БМП-3 «Братская могила пехоты» или супероружие?. — Эксмо, 2011. — ISBN 978-5-699-48204-7 – 128с.
41. Тараторкин И.А. Динамическая нагруженность гидромеханических трансмиссий транспортных машин: Монография. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2009. – 151 с.
42. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиз, 1950. 436 с.
43. Тихонов А.Н. Вводные лекции по прикладной математике / А.Н. Тихонов, Д.П. Костомаров. – М.: Наука, 1984. – 192 с.
44. ТУ 2242-003-50686066-2003. Анаэробный клей-герметик АНАКРОЛ®-202.
45. Федосеев С.Л. Боевые машины пехоты: Иллюстрированный справочник. / С.Л. Федосеев. — М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2001,— 352с.: ил. <http://btvt.narod.ru/4/bmp3/bmp3.htm>
46. Цитович И.С. Альгин. В.Б. Динамика автомобиля. Учебное пособие. –Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с., ил.
47. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. – Минск: Наука и техника, 1979. – 366 с.
48. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии. Минск, «Высшая школа», 1975. 352 с. с ил.
49. Экипаж машины под водой. Зачем танкистам водолазная подготовка URL: <https://ria.ru/20170717/1498638896.html>
50. Abdulov S., Taratorkin A., Nenashev P. Dynamic loading of a water jet propulsion drive of amphibious vehicles / Sergey Abdulov, Alexander Taratorkin and Pavel Nenashev. // MATEC Web Conf., 224 (2018) 02042 DOI: 10.1051/matecconf/201822402042
51. Chen Yan, Gao Qiang, and Guan Zhenqun Self-Loosening Failure Analysis of Bolt Joints under Vibration considering the Tightening Process. Volume 2017, Article ID 2038421, 15 pages <https://doi.org/10.1155/2017/2038421>
52. Dr. Bill Eccles, Self-loosening of threaded fasteners. Bolt Science www.boltscience.com

53. Gutowski P., Leus M., Tribology International The effect of longitudinal tangential vibrations on friction and driving forces in sliding motion, Tribol. Int. 55 (2012) 108–118. doi:10.1016/j.triboint.2012.05.023.
54. Hattori T., Yamashita M., Mizuno H., Loosening and Sliding Behaviour of Bolt-Nut Fastener under Transverse Loading, in: EPJ Web ofConferences 6, 2010. doi:10.1051/epjconf/20100608002.
55. Housari B.A., Nassar S.A., Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners, 129 (2014). doi:10.1115/1.2748473.
56. İnce, Umut & Tanrikulu, Barış & Kılınçdemir, Emrah & Yurtdaş, Sezgin & Kılıçaslan, Cenk. (2017). Experimental investigation on self-loosening of preloaded stainless steel fasteners.
57. Junker G.H., New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration, SAE Trans. 78 (1969) 314–335. doi:10.4271/690055.
58. KIKONLINE.RU Промышленность. КМЗ: цели ясны. URL: <https://kikonline.ru/2019/04/16/kmz-celi-jasny/>
59. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi-domain mechatronic systems simulation. URL: <http://www.plm.automation.siemens.com>.
60. LMS Imagine.Lab Amesim. Reference guide [Электронный ресурс]: электрон. дан. и прогр. (46,8 Мб)., 2013. – 1 электрон. опт. диск (CDROM).
61. Loctite. Worldwide design handbook. — Loctite European Group, Munich, Germany, 1998 —450 p.
62. Nenashev P., Abdulov S., Taratorkin A. Increase of durability of an amphibious vehicle water jet propulsion drive / Pavel Nenashev, Sergey Abdulov, and Alexander Taratorkin. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 709, Issue 2, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/3/033036>.
63. Nenashev P. Estimation of adequacy of the simulation model of a water-jet propulsion drive of high-speed tracked amphibious vehicles. / Pavel Nenashev, Sergey Abdulov, and Alexander Taratorkin. IOP Conference Series: Materials

Science and Engineering, Volume 971, Number 5, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/5/052077>

64. Pichoff Franck, Kummel Matthieu, Schiff Morten, Dynamic vibration testing of fasteners: fastener selfloosening theory, vibration testing practical applications, comparison of the international standards and recommendations on how to set-up a meaningful testing protocol, *Matériaux & Techniques* 106, 307 (2018)
65. Ramey G.E., *Experimental Analysis of Thread Movement in Bolted Connections Due to Vibrations*, Res. Proj. NAS8-39131, Auburn Univ. (1995).
66. Stephen, J., Marshall, M. and Lewis, R. (2017) Relaxation of contact pressure and self-loosening in dynamic bolted joints. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231 (18). pp. 3462-3475. ISSN 0954-4062 <https://doi.org/10.1177/0954406216645130>

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П1



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
КУРГАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
СПЕЦИАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
МАШИНОСТРОЕНИЯ



Российская Федерация, 640007, г. Курган, пр. Машиностроителей, 17, лит. В, каб. 19
тел: (8-3522) 471-370, факс: (8-3522) 471-885, e-mail: skbm@kurganmash.ru, skbm@skbm.ru
ОГРН 1024500509659 ИНН 4501033519 КПП 450101001

УТВЕРЖДАЮ

Исполнительный директор

Акционерного общества

«Специальное конструкторское
бюро машиностроения»

Давиденко В.А.



«27» февраля 2020 г.

АКТ № СКБМ- 19 -2020

Об использовании результатов диссертационной работы Ненашева Павла Николаевича на тему: «СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ АМФИБИЙНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИСКЛЮЧЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ В МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Результаты диссертационной работы П.Н. Ненашева применены при выполнении ОКР «Садовница» и ОКР «Ракушка-М». На основе материалов, изложенных в диссертационной работе, проведены работы по поиску, идентификации неисправностей и разработке мероприятий, направленных на повышение надежности привода водометных движителей изделий БМД-4М и БТР-МДМ. Использование имитационной математической модели привода водометных движителей позволило: получить экспериментальные данные, при вариации параметров, на стадии проектирования, для разработки привода, не прибегая к длительным и затратным испытаниям на реальном объекте; ускорить процесс разработки, анализа и оценки функционирования объекта. Усовершенствованная методика проектного расчета, содержащая имитационную математическую модель, внедрена в процесс разработки быстроходных гусеничных амфибийных машин в АО СКБМ.

Реализация результатов диссертационной работы позволила пройти государственные испытания изделиями БМД-4М и БТР-МДМ с положительным результатом, а также обеспечить требуемый ресурс привода водометных движителей, серийно выпускаемых быстроходных гусеничных амфибийных машин. В настоящее время изделия БМД-4М и БТР-МДМ приняты на вооружение ВС РФ.

Главный конструктор – первый заместитель
исполнительного директора АО СКБМ, к.т.н.

С.В. Абдулов



Система менеджмента качества АО «СКБМ» сертифицирована
на соответствие ГОСТ Р ИСО 9001, ГОСТ РВ 0015-002

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по научной работе и
стратегическому развитию

ФГБОУ ВО Курганский
государственный университет

Г.И. Мальцева



АКТ о внедрении

в учебный процесс результатов диссертационной работы Ненашева Павла Николаевича на тему: «Снижение динамической нагруженности привода водометных двигателей амфибийных машин на основе исключения резонансных режимов в механической системе», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационного исследования Ненашева П.Н. являются составными частями госбюджетных тем № 256 «Научные основы синтеза систем стабилизации траектории движения быстроходной гусеничной машины на основе инновационных информационных технологий» и № 361 «Разработка математических моделей и алгоритмов автоматического управления поступательной скоростью движения современных транспортных средств и роботизированных комплексов на их базе» выполняемых кафедрой гусеничных машин и прикладной механики в 2015-2020 гг.

Результаты НИР использованы так же в учебном процессе подготовки специалистов по направлению 23.05.02, и аспирантов по специальности 05.05.03 в Курганском государственном университете. Предложенный подход, усовершенствованная методика проектного расчета, алгоритмы решения задач снижения динамической нагруженности используются в лекционной части дисциплин «Динамика машин», «Проектирование транспортных средств специального назначения», «Основы научных исследований и испытания транспортных средств специального назначения», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Заведующий кафедрой гусеничных машин
и прикладной механики, д.т.н., профессор

 В.Б. Держанский

Профессор кафедры гусеничных машин
и прикладной механики, д.т.н.

 И.А. Тараторкин

Графики, полученные в результате экспериментального исследования

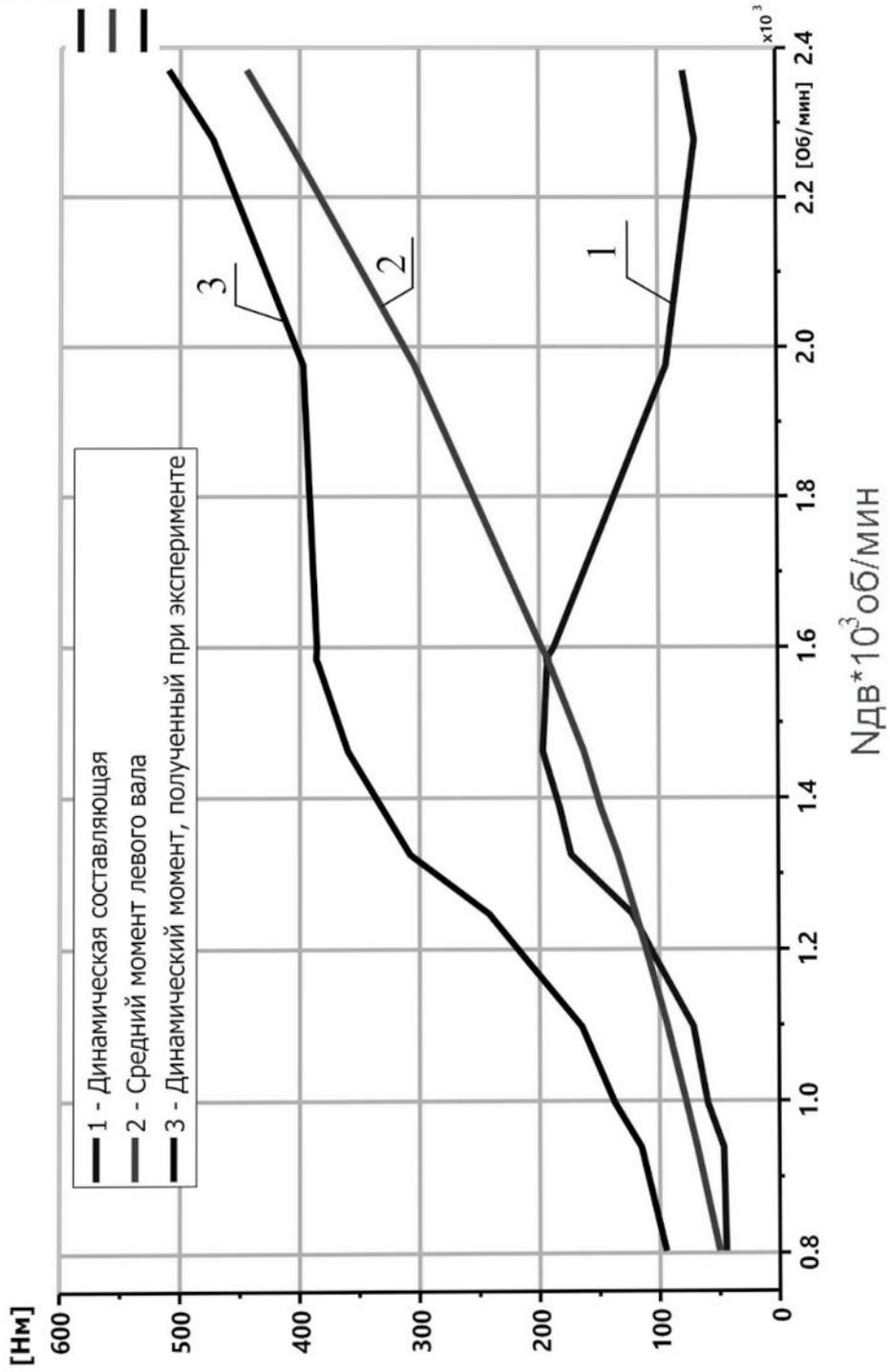


Рисунок 1 – Характеристика нагружения приводов водомета в диапазоне частот вращения вала двигателя от минимально устойчивых до максимально возможных

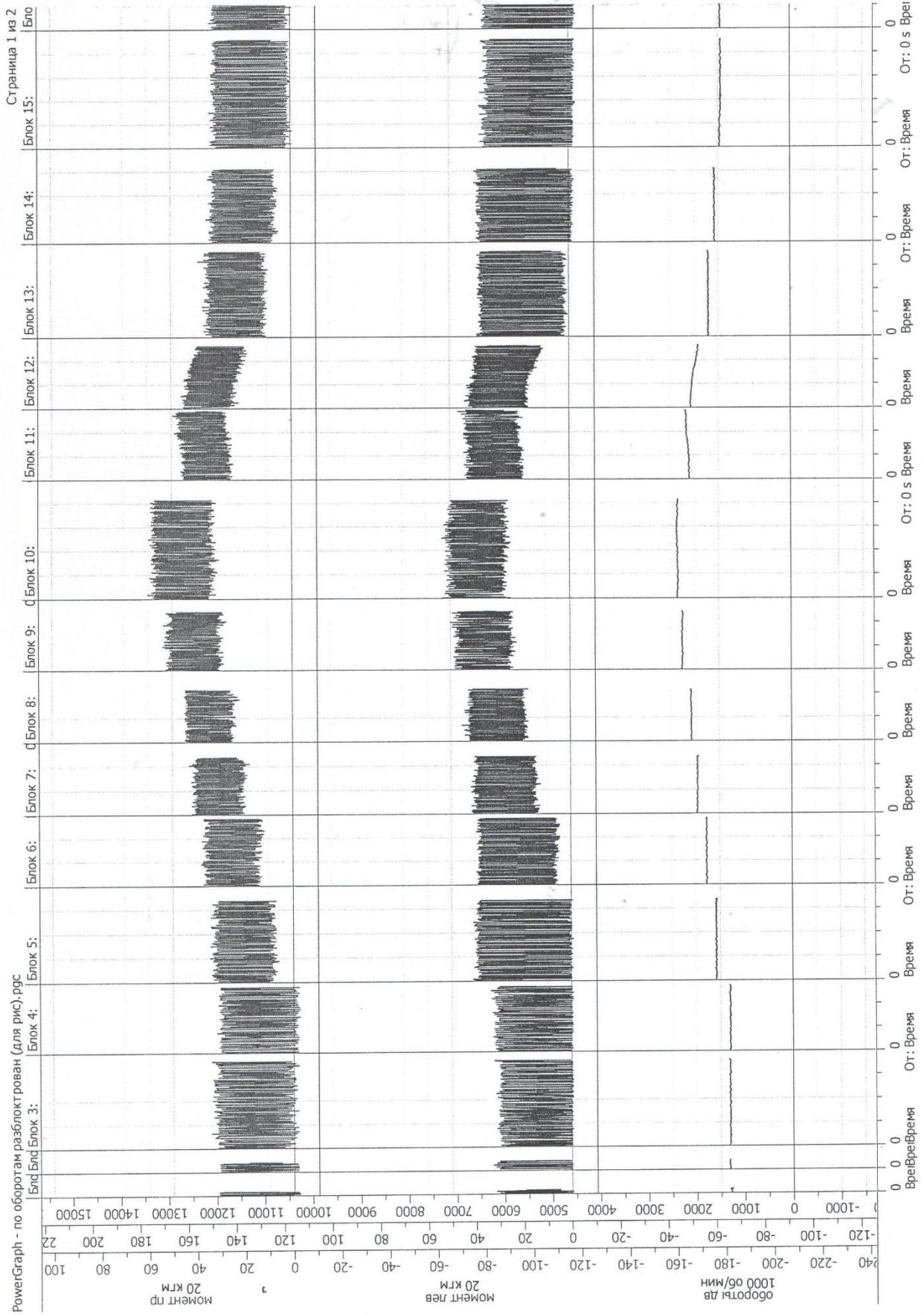


Рисунок 2 – Фрагмент осциллограммы, характеризующий нагрузку приводов водомета на установившихся

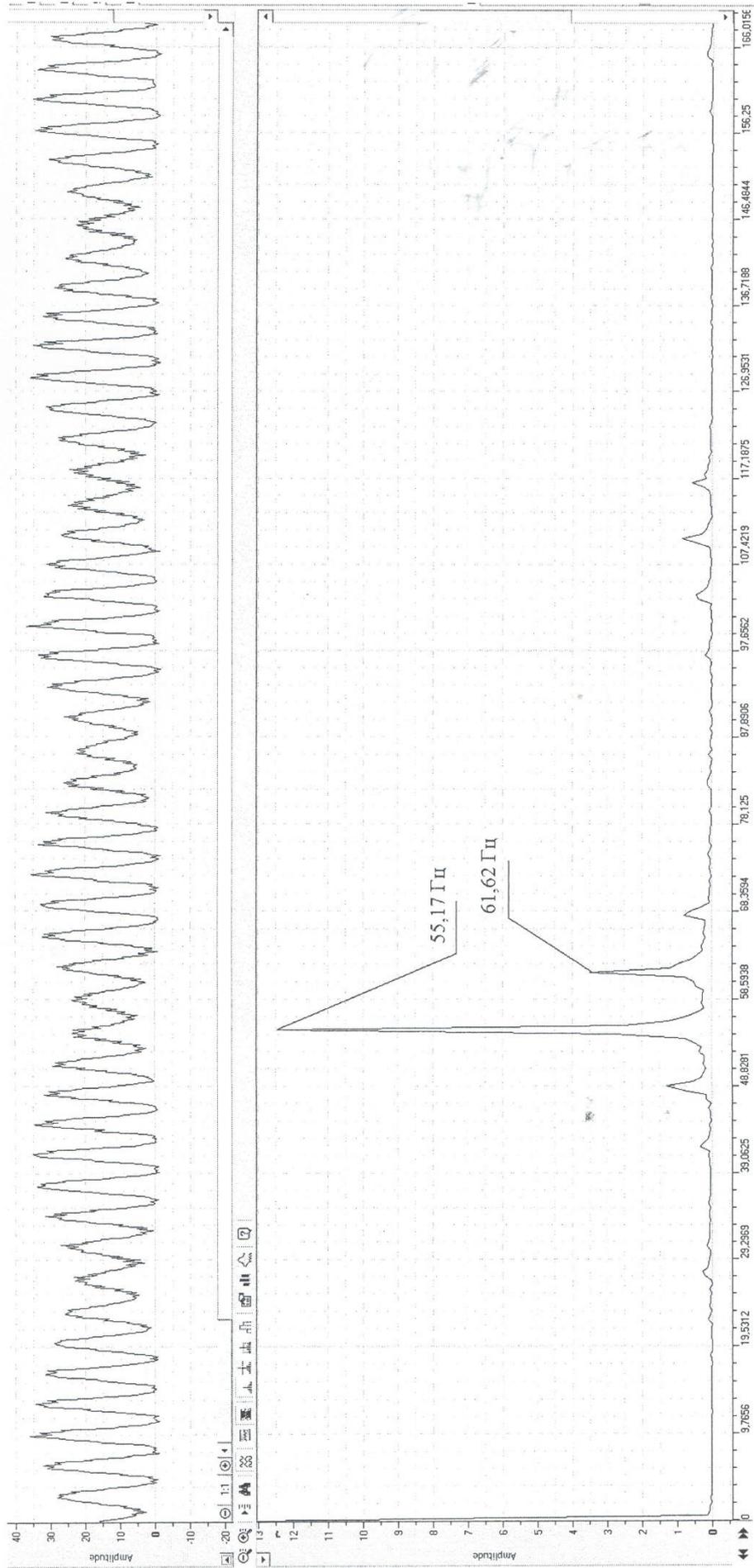


Рисунок 3 - Результаты определения спектральных составляющих момента в частотной области

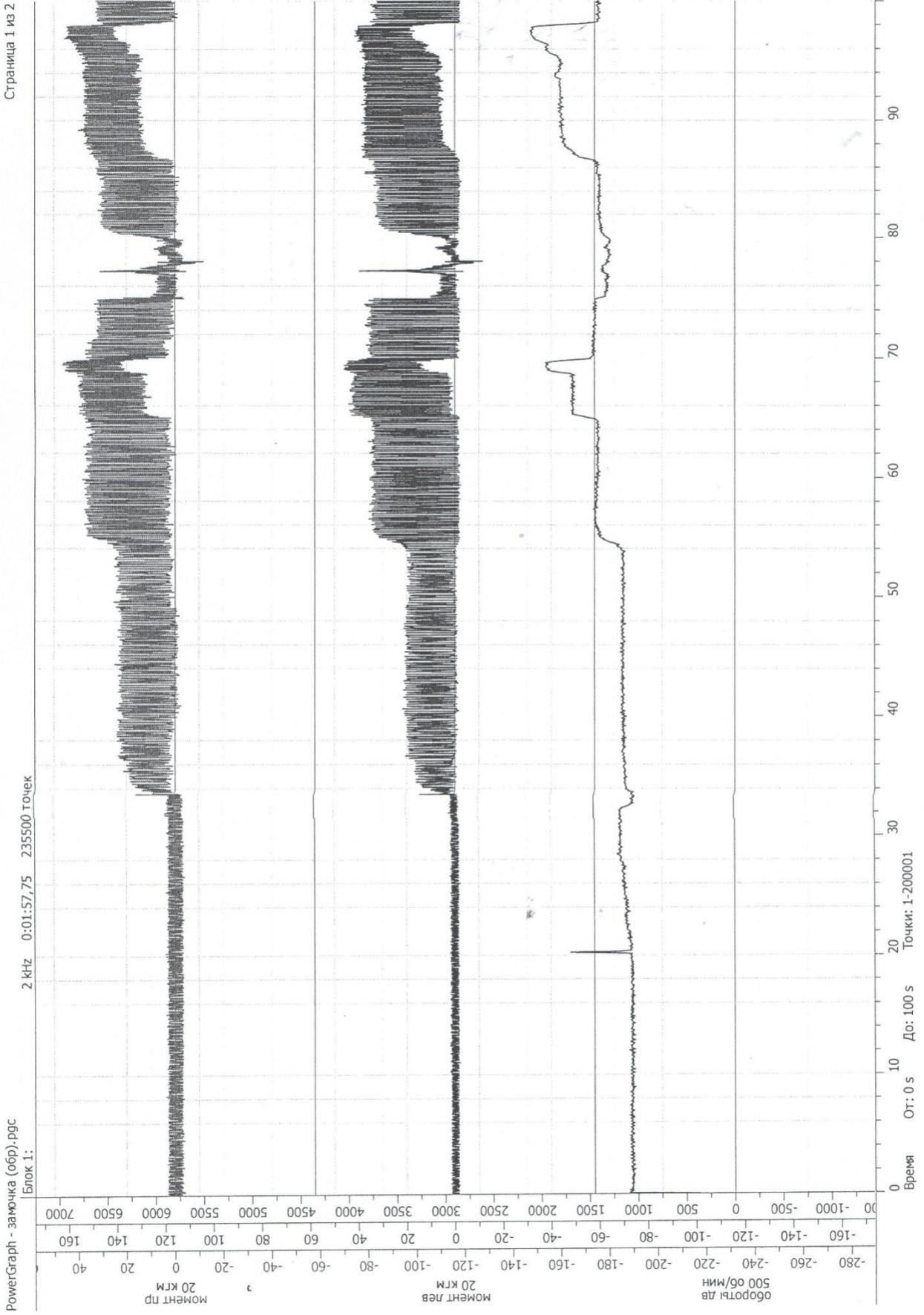


Рисунок 4 – Динамическая нагруженность при переходных процессах входа и выхода из воды

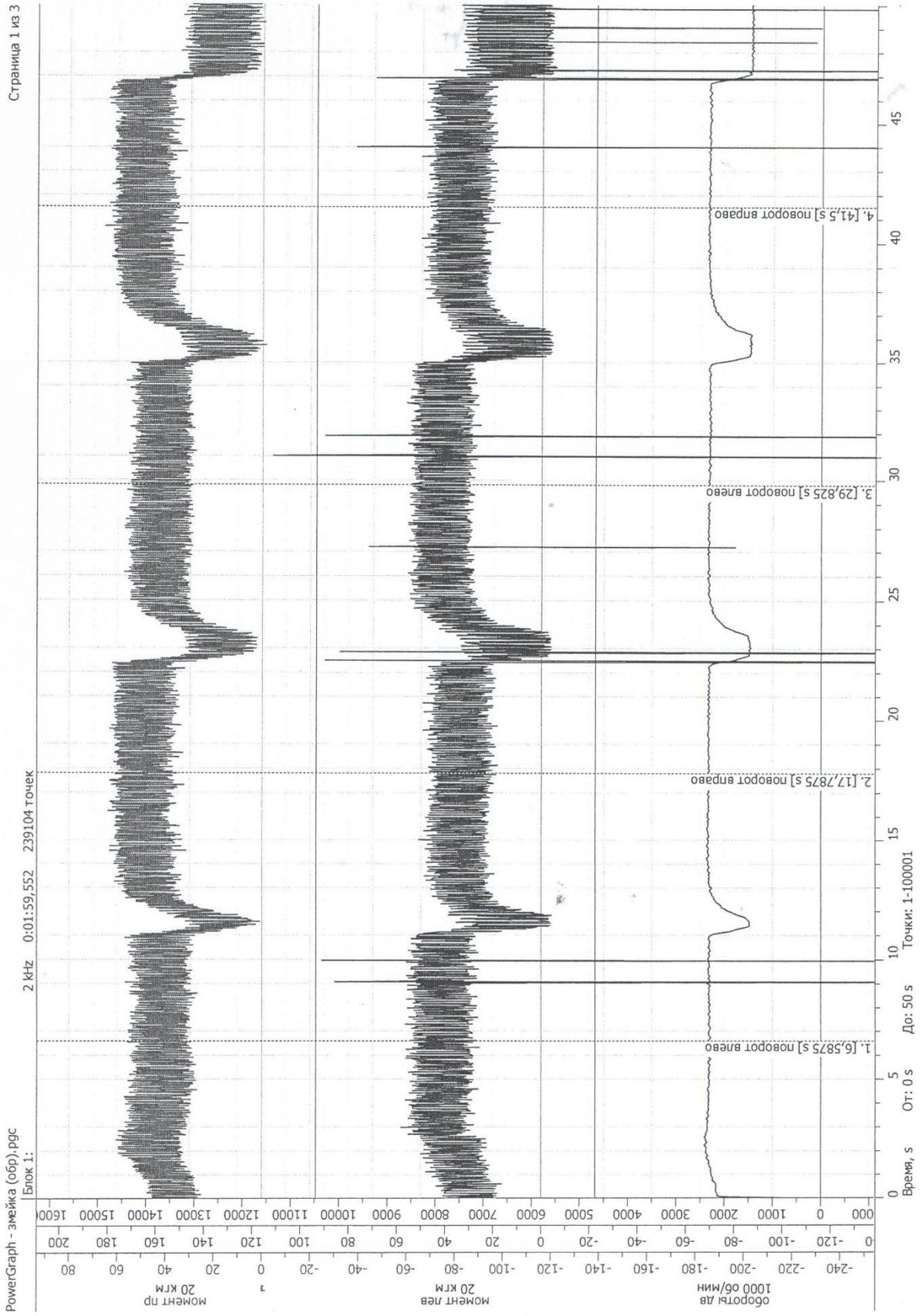
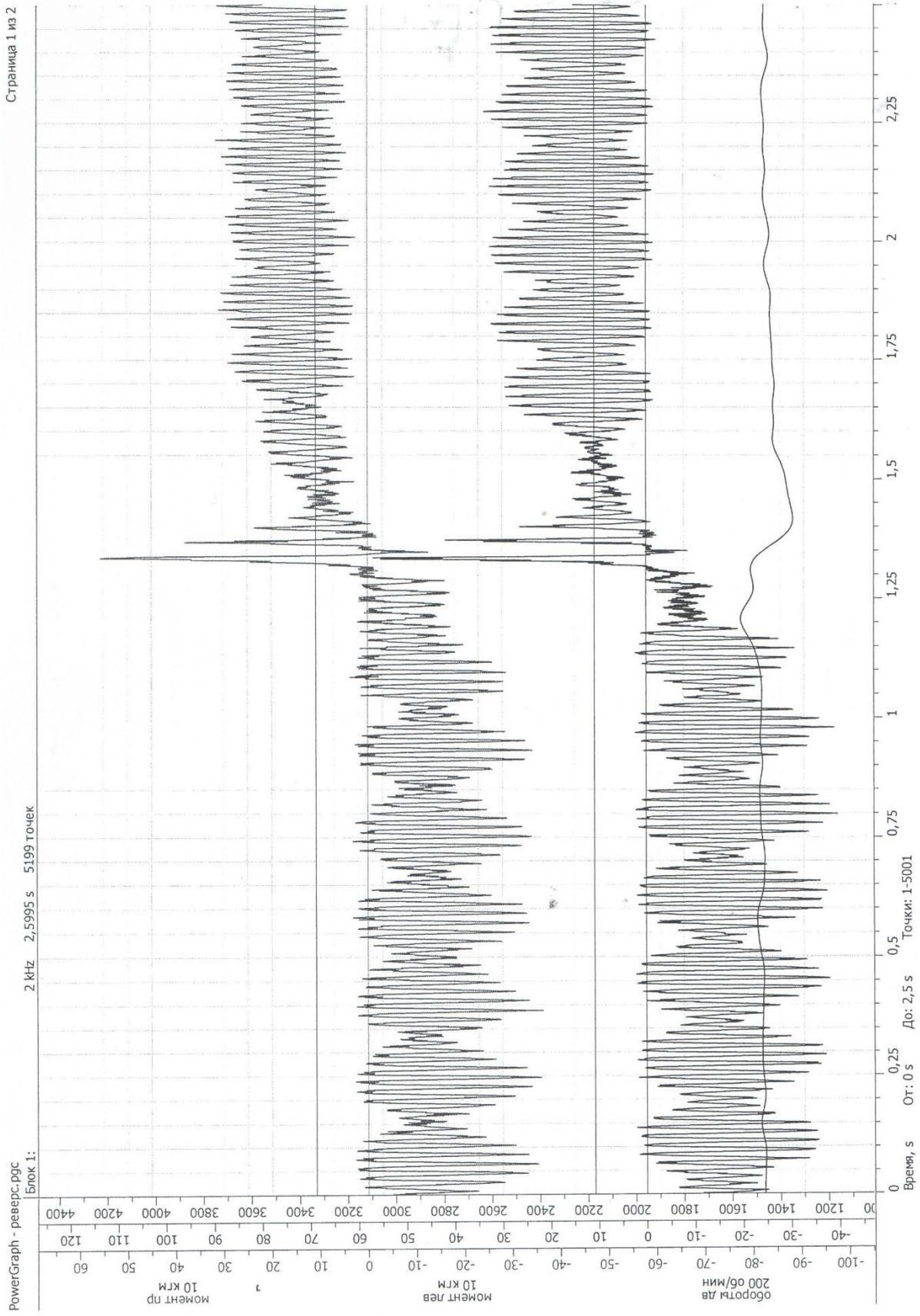


Рисунок 5 – Динамическая нагруженность привода водометов при повороте изделия на плаву влево и вправо (маневр)



Страница 1 из 2

PowerGraph - реверс.рмс.
Блок 1:
2 kHz 2,5995 s 5199 точек

Рисунок 6 – Фрагмент осциллограммы, характеризующей изменение динамического момента в процессе включения-выключения механизма реверса на плаву

**Методика обеспечения требуемой доверительной вероятности
экспериментальных данных, получаемых во время ходовых испытаний на
плаву**

Общие положения и условия выполнения градуировки

Смысл терминов калибровка, тарировка и градуировка в системе сбора данных и подключенного к ней внешнего датчика -это когда система сбора данных измеряет на своих входах значение электрической величины, а датчик является преобразователем определённой физической величины в электрическую. Термин калибровка относят к системе сбора данных, термин градуировка относят к датчику, а термин тарировка – ко всей рассматриваемой системе.

Градуировка датчика – это заявленная производителем датчика зависимость выходной величины от входной в виде формул и таблиц. В случаях нелинейных градуировочных зависимостях, при применении такого датчика совместно с системой сбора данных, на верхнем программном уровне должна быть применена соответствующая градуировочная функция этого датчика. Важно отметить, что применение градуировочной функции не устраняет полностью систематическую погрешность конкретного экземпляра датчика, а устраняет лишь большую часть этой погрешности.

Тарировка – это компенсация большей части систематической погрешности всей измерительной системы от входа измеряемой физической величины до выхода измеренного значения этой величины. Тарировка делается путём подачи на датчик эталонной величины физического воздействия. Например, для случая весов, тарировка делается в 2 этапа: первый – тарировка нуля весов (вес снят), второй – тарировка шкалы весов (эталонная гиря установлена). Тарировка, как правило, это простая операция, основанная на линейной коррекции данных, исходные данные для которой вводятся пользователем непосредственно на месте эксплуатации, при воздействии внешних физических факторов при рабочих условиях эксплуатации.

Градуировка, тарировка - измерительные операции, устанавливающие масштаб преобразования условных единиц телеметрического сигнала (процентов, вольт, ампер) в истинное значение, имеющее размерность физической величины регистрируемого параметра. Если в пределах диапазона измерения регистрируемого параметра масштаб преобразования изменяется, то градуировочная, тарировочная характеристика представляется полиномом аппроксимации.

При проведении испытаний ПВД БГАМ БТР-МДМ градуировка выполняется для измерительных каналов:

- моменты на валах ПВД;
- частоты вращения валов ПВД;
- линейная скорость движения;
- линейные ускорения по трем осям;
- частоты вращения вала двигателя.

Для достижения соответствия качественных показателей энергопитания измерительного комплекса градуировка и тарировка проводились при работающем двигателе образца.

План проведения градуировки и тарировки зависит от числа регистрируемых уровней p градуируемой и тарируемой величины от числа повторений n измерений на каждом уровне и от длительности регистрации каждого измерения.

Число регистрируемых уровней определяется соотношением(П2.1):

$$p - k = l \quad (\text{П4.1})$$

где p - число уровней градуировки;

k – число коэффициентов аппроксимирующих полиномов (если зависимость нелинейная). Для полиномов 1-го порядка $k = 2$, для полиномов 2-го порядка $k = 3$; l - число степеней свободы измерительного канала. Для градуировки и тарировки каналов момента на валах ПВД и оборотов двигателя при линейной зависимости выходного параметра от величины воздействия ($k = 2$ и $l = 1$), число уровней градуировки и тарировки ограничивалось значением 3.

На каждом уровне необходимо провести от трех до семи повторных опытов с целью минимизации ошибки воспроизводимости результатов измерений. Выбранное число опытов определяется величиной доверительного интервала, который характеризует достоверность результата измерения i -го уровня:

$$\bar{y}_i - \varepsilon \leq y_i \leq \bar{y}_i + \varepsilon$$

где \bar{y}_i - измеренное значение величины y_i ;

ε - доверительные границы случайной погрешности результата измерений:

$$\varepsilon = t \cdot \Delta m(\bar{y}_i)$$

где t - коэффициент Стьюдента;

$\Delta m(\bar{y}_i)$ - ошибка воспроизводимости опыта или оценка среднеквадратического отклонения результата i -го измерения.

Ошибка воспроизводимости опыта определяется по формуле:

$$\Delta m(\bar{y}_i) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \sigma^2(\bar{y}_i)}{\eta}}$$

где $\eta = n - k - l$ - число степеней свободы ошибки воспроизведения; σ - среднеквадратическое отклонение n -измерений.

Например, при числе уровней $p = 3$ и числе измерений на каждом уровне $m = 3$

$$n = 3 \cdot 3 = 9; \quad k = 2; \quad l = 1; \quad \eta = 9 - 2 - 1 = 6$$

По таблице находим $t = 1,943$.

Таблица П4.1 - Распределение Стьюдента для доверительной вероятности $P = 0,95$.

t	6,314	2,920	2,353	2,132	2,015	1,943	1,895	1,860	1,838	1,821	1,807	1,794	1,782	1,771	1,761	1,753	1,746	1,740	1,734	1,729	1,724	1,719
η	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22

Если среднеквадратическое отклонение не выходит за доверительные границы случайной погрешности, градуировку и тарировку можно признать удовлетворительной. В противном случае процедуры градуировки и тарировки подвергались анализу с целью поиска возможностей снижения погрешности и проводятся повторно.