

Ушенин Алексей Сергеевич

Расчетно-экспериментальный метод повышения надежности элементов гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси на основе отстройки параметрических субгармонических резонансов

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Курган — 2013

Работа выполнена на кафедре гусеничных машин Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Курганский государственный университет» и в отделе механики транспортных машин Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения Уральского отделения Российской академии наук

- Научный руководитель:** **Тараторкин Игорь Александрович**, доктор технических наук, заведующий отделом механики транспортных машин Института машиноведения УрО РАН
- Официальные оппоненты:** **Келлер Андрей Владимирович**, доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (Национальный исследовательский университет)
- Лахтюхов Михаил Георгиевич**, кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (Национальный исследовательский университет) кафедра «Колесные машины»
- Ведущая организация:** ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения (ВНИИТрансмаш)», г. Санкт-Петербург)

Защита диссертации состоится « 25 » сентября 2013 г., в 15⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ) по адресу: 454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЮУрГУ.

Автореферат разослан « 23 » августа 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук профессор

Лазарев Е.А. 

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В вооруженных силах Союзного государства России и Белоруссии большая часть тяжелого ракетно-артиллерийского вооружения, в том числе грунтовые мобильные ракетные комплексы «Тополь», «Тополь-М», «Ярс» и другие монтируются на специальных колесных шасси (СКШ) производства Минского и Курганского заводов колесных тягачей. Эти же СКШ

широко применяются как транспортные средства и технологическое оборудование в нефтегазовом комплексе страны в экстремальных условиях эксплуатации Крайнего Севера и Западной Сибири. Кроме того, эти шасси эксплуатируются и требуют сервисного обслуживания во Вьетнаме, Таджикистане, Анголе, в Индии, Китае, Кипре и других странах. Указанные шасси оснащены по существу единой гидромеханической трансмиссией, надежность которой, во многом ограничена, в частности, долговечностью согласующих редукторов.

Фирма «Allison» предлагает проект модернизации СКШ путем монтажа своей моторно-трансмиссионной установки. Однако стоимость проекта составляет 14 млн. рублей, что почти в четыре раза превышает стоимость капитального ремонта всего СКШ. Повышение долговечности согласующих редукторов, разработка конструкций, их реализация, т.е. модернизация трансмиссии в процессе сервисного обслуживания и ремонта шасси является эффективным путем повышения надежности.

Особенностью рассматриваемой конструкции трансмиссии является введение согласующего редуктора с несколькими зубчатыми передачами, обеспечивающими не только кинематическое согласование характеристик двигателя и гидротрансформатора, но и привод агрегатов систем моторной установки. Экспериментально установлено, что в данной конструкции наблюдается субгармонический резонанс при частотах возмущения кратно превышающих частоту свободных колебаний нелинейной системы. Существенная нелинейность системы обусловлена раскрытием зазоров в зубчатых передачах и известные методы исключения резонансов в данном случае неэффективны. В связи с этим тема диссертационной работы, посвященной анализу условий возникновения субгармонических резонансных режимов в существенно нелинейной системе и обоснованию метода их отстройки является актуальной.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является определение путей повышения надежности элементов гидромеханических трансмиссий СКШ, разработка и реализация конструктивных решений, обеспечивающих отстройку от параметрических субгармонических резонансных колебаний на основе синтеза гасителя крутильных колебаний нового типа.

Указанная цель достигается решением следующих задач:

1. Разработка расчетной схемы и математической модели трансмиссии СКШ как существенно нелинейной системы для анализа динамических процессов, их устойчивости.
2. Проведение экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссии СКШ на установившихся резонансных режимах и на переходных процессах.
3. Обобщение результатов теоретических и экспериментальных исследований, разработка метода выбора параметров конструкции гасителей крутильных колебаний нового типа и оценка эффективности результатов исследований.

Решение этих задач позволит дополнить существующие методы расчета динамической нагруженности дотрансформаторной зоны трансмиссий транспортных машин, как нелинейной системы, создать предпосылки повышения надежности элементов гидромеханических трансмиссий.

Методология и методы исследования. Для решения поставленных в диссертационной работе задач проводится спектральный анализ исследуемых процессов, компьютерное моделирование динамики механической системы «дизельный двигатель – гаситель – насосное колесо гидротрансформатора» как существенно нелинейной, анализ условий возникновения субгармонических колебаний, их устойчивости, экспериментальное исследование динамической нагруженности, а также решается обратная задача выбора параметров упруго-диссипативной характеристики гасителя крутильных колебаний нового типа, обеспечивающих повышение надежности трансмиссии СКШ. Обработка экспериментальных данных велась на основе методов теории вероятности, частотного анализа в программных пакетах, MatLab, Mathcad 2014 и Statistica 5.5.

Научная новизна работы заключается в изучении закономерностей возникновения и обосновании способа исключения резонансных субгармонических режимов в системе «дизельный двигатель – гидромеханическая трансмиссия» на основе исследования динамики существенно нелинейной системы при полигармоническом возмущении от дизельного двигателя. В работе приводятся новые экспериментальные данные по динамической нагруженности в механической системе на установившихся резонансных режимах, при частотах возмущения кратно превышающих частоту собственных колебаний нелинейной системы, а также при переходных процессах пуска и останова дизельного двигателя, трогания СКШ с места, переключения передач и блокировке гидротрансформатора.

Новизна технического решения по отстройке субгармонических резонансных режимов за пределы рабочего диапазона частот работы двигателя подтверждена патентом Российской Федерации.

Практическая ценность. Разработан метод синтеза гасителя крутильных колебаний, обеспечивающий отстройку субгармонических резонансных режимов в существенно нелинейной системе. Разработана конструкция согласующего редуктора с гасителем нового типа, которая позволила уменьшить амплитуду динамического момента в дотрансформаторной зоне в 5...6 раз и вывести резонансный режим за пределы рабочего диапазона частот вращения двигателя, тем самым создав предпосылки обеспечения требуемой долговечности элементов трансмиссии. Предложенная конструкция гасителя крутильных колебаний максимально унифицирована для семейства СКШ производства Минского и Курганского заводов колесных тягачей и реализуется в процессе выполнения сервисных и ремонтных работ.

На защиту выносятся закономерности возникновения и способ исключения резонансных параметрических субгармонических колебаний в системе «дизельный двигатель – гидромеханическая трансмиссия» на установившихся режимах работы при частотах возмущения кратно превышающих частоту собственных колебаний нелинейной системы, новые экспериментальные данные по динамической нагруженности в механической системе при переходных процессах пуска-останова двигателя, трогания СКШ с места, переключения передач и блокировке гидротрансформатора, а также конструкция согласующего редуктора с гасителем нового типа, позволяющая осуществить отстройку субгармонических резонансных режимов.

Реализация работы. Теоретические и экспериментальные исследования отражены в 2 отчетах о НИР, подготовленных по результатам выполнения

государственных контрактов №7826р/11397 от 15.04.2010, №9874р/11397 от 11.01.2012 с Федеральным государственным бюджетным учреждением «Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере». Разработанная конструкция согласующего редуктора с гасителем нового типа внедрена и используется предприятием ООО «Технотранс», г. Курган при выполнении ремонтных и сервисных работ трансмиссий СКШ.

Результаты работы используются также в учебном процессе при подготовке студентов специальности 190110 в Курганском государственном университете.

Степень достоверности результатов. Достоверность научных результатов работы подтверждается корректностью постановки задач и применяемых методов нелинейной теории колебаний, базирующейся на фундаментальных трудах отечественных и зарубежных ученых. Результаты численного моделирования динамики системы с использованием разработанной математической модели, согласуются с экспериментальными данными в исследуемом частотном диапазоне. Расхождение, наблюдаемое по частоте и амплитуде момента, не превышает 7...10%, что связано с отклонением начальных условий при моделировании. Достоверность подтверждена результатами измерений с использованием современной высокоточной измерительной аппаратуры.

Апробация результатов работы. Основные положения и материалы работы докладывались и обсуждались: на VII Межрегиональной научно-практической конференции «Инновационные технологии, системы вооружений и военной техники, наука и образование» (Броня 2012). – Омск, 2012; на X Международной научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса», Екатеринбург, 2012; на 71-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) – Москва, 2013; на XVI Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности», Санкт-Петербург, 3-6 апреля 2013; на первой международной научно-практической конференции «Инновации и исследования в транспортном комплексе», 23-24 мая 2013 г.; на научных семинарах кафедры гусеничных машин КГУ 2011 – 2013 гг.

В полном объеме диссертационная работа обсуждалась на объединенных семинарах Курганского и Южно-Уральского государственных университетах и на научном семинаре ИМАШ УрО РАН.

Публикации. Все основные положения диссертации опубликованы в 8 печатных работах, в том числе 6 статей, из них 3 в изданиях перечня ВАК РФ, 1 патент РФ на полезную модель, 1 отчет о НИР.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех разделов основного текста, выводов, списка использованных источников и приложений. Содержание работы изложено на 125 страницах текста, включающих 54 рисунка, 8 таблиц, списка использованных источников из 75 наименований и шести приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы. Дана краткая характеристика состояния проблемы, поставлена цель и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая ценность результатов, приведены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первом разделе (Состояние вопроса, степень разработки темы и обоснование задач исследования) приводятся характерные повреждения деталей гидромеханических трансмиссий СКШ и анализ научных работ, посвященных повышению надежности конструкции путем уменьшения динамических нагрузок.

Динамическая нагруженность трансмиссии определяется воздействием значительных по величине знакопеременных моментов, возникающих при резонансах на установившихся режимах, а также при переходных процессах пуска двигателя и останова, разгона и торможения машины, переключении передач и блокировке гидротрансформатора.

Следует отметить, что высокая динамическая нагруженность моторно-трансмиссионных установок, соответственно и ограниченная долговечность их элементов, характерна для транспортных машин, оснащенных дизельным двигателем и гидромеханической трансмиссией. В большинстве конструкций это вызвано сложностью исключения резонансных режимов в зоне «дизельный двигатель–гидромеханическая трансмиссия» (так называемой дотрансформаторной зоне). В выполненных в последнее время опытно-конструкторских работах показано, что резонансный режим возникает при совпадении собственной частоты дотрансформаторной зоны с одной из основных моторных гармоник двигателя на определенном скоростном режиме. В этих же работах предложены методы синтеза гасителя крутильных колебаний, исключающих резонансный режим.

Следует указать, что наибольшее количество поломок элементов механической системы «дизельный двигатель – трансмиссия - транспортная машина» приходится именно на участок между дизелем (возбудителем механических колебаний) и насосным колесом гидротрансформатора, о чем свидетельствует статистика отказов.

Значительный вклад в разработку методов исследования и способов уменьшения динамических нагрузок в механических приводах внесли П.М. Алабужев, К.В. Фролов, В.И. Бабицкий, М.З. Коловский, И.И. Вульфсон, В.В. Гурецкий, Ф.А. Фурман, Г.Я. Пановко, Дж. П. Ден-Гартога, В.Л. Вейц, А.Е. Кочура, М.Д. Генкин и ряд других авторов. Приводится анализ принципов динамического гашения колебаний.

Проблемы снижения динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин решается многими отечественными и зарубежными фирмами. Предлагаемые исследователями способы оптимизация упруго-инерционных параметров системы, обеспечивающих вывод резонансных режимов работы за пределы рабочего диапазона, не всегда могут быть реализованы из-за конструктивных, технологических и экономических ограничений. Эта задача решается обычно путем линеаризации системы, поэтому частоты и формы собственных колебаний не всегда соответствуют действительным.

Решение конкретных задач затруднено отсутствием объективной оценки выбора типа конструкции гасителя и определения его параметров. Это

предопределяет большой объем экспериментальных и доводочных работ на этапе создания конструкции, когда внесение изменений требует существенных затрат времени, труда и материалов.

Базой выполняемых исследований являются научные разработки Геккера Ф.Р., Лукина П.П., Успенского И.Н., Швецова В.Т., Иванова Ю.Б., Полунгяна А.А., Лахтюхова М.Г., а так же труды научных школ: Военной академии БТВ, ВНИИ Трансмаш, МГТУ им. Баумана, Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, МАМИ, МАДИ, НАТИ, НАМИ и БНТУ. Наиболее полно методика исключения резонансных режимов на основе синтеза гасителей колебаний изложена в работах Белоутова Г.С., Полунгяна А.А., Лахтюхова М.Г., Гришкевича А.И., Тараторкина И.А. Решение этой проблемы изложено в методиках и справочной литературе фирмы Senta (Германия). Результаты исследования этой фирмы, ее разработки находят широкое применение в мировом машиностроении, в том числе, и в России. Однако известные работы не позволяют в достаточной степени учесть существенные нелинейности упругих характеристик, свойственных исследуемой системе.

На основе анализа научных работ, посвященных исследованию и проектированию гасителей колебаний сделано заключение, что снижение динамической нагруженности и синтез гасителя при учете реальных нелинейных свойств, порождающих субгармонические параметрические колебания и резонансы, не представляется возможным из-за сложной взаимосвязи элементов системы. В работе обоснована необходимость проведения теоретических и экспериментальных исследований с использованием современных методов нелинейной механики, оценки устойчивости параметрических колебаний, имитационного моделирования и обработки экспериментальных данных.

Во втором разделе (Теоретическое исследование динамической нагруженности) представлены общая структурная схема системы «дизельный двигатель – трансмиссия – транспортная машина» и математическая модель прямолинейного движения, на основе которых определены формы и частоты свободных колебаний, исследована устойчивость возможных периодических решений.

Гидромеханическая трансмиссия является сложной разветвленной механической нелинейной системой переменной структуры, содержащей кольцевые элементы. Подробный анализ данной модели позволил сделать вывод о том, что динамический момент на валах трансмиссии формируется:

- периодической составляющей момента дизельного двигателя, как на стационарных, так и на нестационарных режимах работы;
- динамикой механической системы при переходных процессах трогания с места, разгона, переключения передач и блокировки гидротрансформатора.

В работе показано, что динамическая нагруженность элементов конструкции согласующего редуктора, лимитирующая долговечность моторно-трансмиссионной установки в целом рассматриваемого семейства тягачей, может быть эффективно определена на основе исследования динамики двухмассовой системы – так называемой дотрансформаторной зоны. Эта система включает маховик двигателя, насосное колесо гидротрансформатора, соединенные с ними элементы моторно-

трансмиссионной установки и согласующий редуктор. Характер взаимосвязи между этими двумя массами формируется упруго-диссипативными характеристиками гасителя крутильных колебаний и зубчатых передач согласующего редуктора. Анализ динамического процесса в рассматриваемой системе и определение путей снижения динамической нагруженности ведутся на основе математической модели дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии как нелинейной двухмассовой системы. Введением координаты относительного углового перемещения $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ модель приводится к виду нелинейного дифференциального уравнения (1)

$$J_{\text{пр}}\ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + F(\varphi) = M(t) + M_{co} \quad (1)$$

где $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции; b – коэффициент диссипации; $F(\varphi)$ – упругая характеристика нелинейной системы, а $M(t)$ временная функция момента двигателя; M_{co} – момент сопротивления в системе при нейтрали в трансмиссии. Сложность аналитического определения приведенного момента инерции заключается в том, что необходимо наряду с моментом инерции маховика двигателя учесть инерционность насосного колеса гидротрансформатора, заполненного рабочей жидкостью, его динамику взаимодействия с турбинным колесом. Кроме того, в конструкции трансмиссии СКШ от насосного колеса осуществляется привод многих механических устройств (вентиляторы, насосы, компрессоры и другое). В связи с этим данная величина определяется экспериментально (см. раздел 3).

Нелинейная функция – зависимость момента от угловой координаты, схематизирована (рис. 1) и принимается симметричной с зазором, 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 c определяются экспериментально по виду осциллограмм.

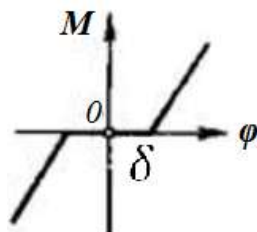


Рисунок 1 – Схематизация нелинейной функции зависимости момента от угловой координаты (нелинейность с зазором)

Временная функция момента двигателя $M(t)$ принимается в форме ряда Фурье, параметры которого определяются по данным завода-изготовителя.

Как известно, решение нелинейного уравнения (1) является неоднозначным и возможно существование нескольких стационарных режимов с различными амплитудами $\varphi_i = \varphi_i(t)$, в том числе неустойчивых.

Анализ устойчивости выполняется с использованием аппарата параметрических колебаний. Для этого математическая модель (1) приводится к форме уравнения Матье:

$$\dot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega_0^2 \left[1 - \frac{q_d \cos(\omega_6 t)}{q_{ст}} \right] \varphi = 0 \quad (2)$$

В этом уравнении $\varepsilon = \frac{b}{2J_{пр}}$ – параметр диссипации; ω_0^2 – квадрат частот свободных колебаний нелинейной системы

где A – амплитуда углового колебания при нейтрали в трансмиссии и частоте вращения вала двигателя, соответствующей холостым оборотам. Вводя параметры глубины возбуждения μ и частоты его изменения p , уравнение Матье без учета диссипации приводится к виду

$$\dot{\varphi} + [a - 2h \cos(2\tau)]\varphi = 0, \quad (3)$$

где $a = \left(\frac{2\omega}{p}\right)^2$; $h\mu$; $2\tau = pt$. Глубина возбуждения находится по зависимости $\mu = \frac{q_{д(A)}}{q_{ст(A)}}$, где числитель $q_{д(A)}$ представляет собой гармонически линейризованную жесткость упругого взаимодействия в зубчатом зацеплении при амплитуде колебаний, определяемой шестой моторной гармоникой двигателя (в нашем случае), а знаменатель $q_{ст(A)}$ гармонически линейризованную жесткость упругого взаимодействия при амплитуде, соответствующей установившемуся среднему значению момента двигателя на данном режиме работы. По определенным параметрам a и h строится диаграмма Айнса-Стретта (рис. 2), позволяющая анализировать устойчивость параметрических колебаний динамической системы.

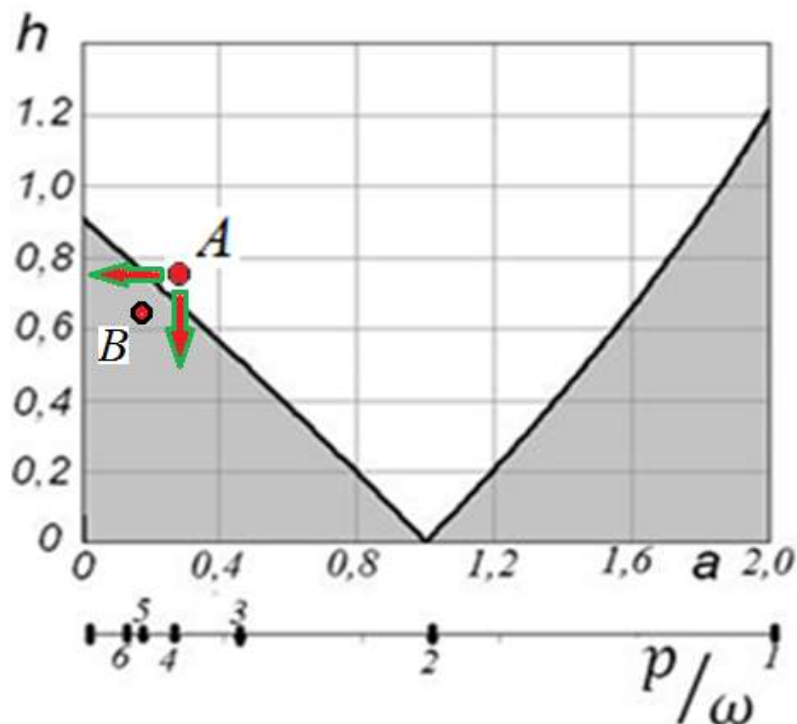


Рисунок 2 – Диаграмма Айнса-Стретта

Из диаграммы следует, что при нейтрали в трансмиссии и при значении параметров a от 0 до 1 (интересующий нас диапазон частот возмущения) и h равного 0,9 и выше возможны неустойчивые параметрические колебания в широком диапазоне соотношения частот свободных колебаний и возмущающей (параметра a).

Устойчивость обеспечивается выбором податливости гасителя крутильных колебаний из условия попадания рабочей точки с координатами $h - a$ в заштрихованную область диаграммы Айнса – Стретта.

Результаты численного решения (1) при значениях параметров, соответствующих объекту экспериментального исследования приведены на рис. 3, из которых следует, что колебания момента происходят относительно установившегося значения с амплитудой в 4 раза превышающей установившееся значение.

Спектральный анализ полученного решения свидетельствует о возникновении субгармонических колебаний на частотах в кратное число раз меньших основной моторной гармонике (6-ой) двигателя ЯМЗ-8401.

Гармонический анализ момента двигателя показывает, что наиболее опасной моторной гармоникой дизелей ЯМЗ 8401, ЯМЗ 240 (по данным изготовителя ОАО «Автодизель») является шестая, т.е. в рассматриваемом диапазоне оборотов двигателя возмущающая частота составляет от 70 до 85 Гц, что значительно (в 6 раз) превышает частоты свободных колебаний рассматриваемой системы.

$M, \text{ Нм}$

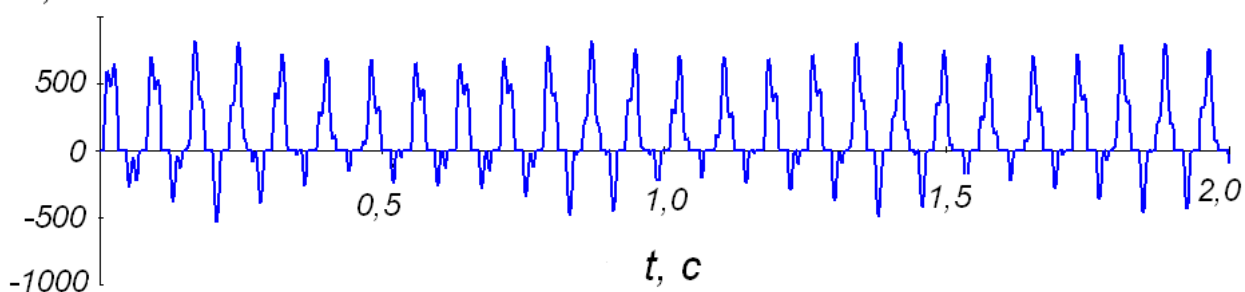


Рисунок 3 - Результаты численного решения (1) при значениях параметров, соответствующих объекту экспериментального исследования

В данном случае, рост амплитуд момента объясняется возникновением, так называемого субгармонического резонанса, свойственного нелинейным системам, когда субгармонические колебания значительной амплитуды могут существовать одновременно с основными вынужденными колебаниями. В этом случае, гармоническая вынуждающая сила возбуждает в нелинейной системе периодические колебания с периодом в целое число раз большим, чем $\frac{1}{p}$, где p – частота возмущающего воздействия. Колебания с периодом sT называют субгармоническими порядка s .

Воспользовавшись методом гармонического баланса, учтя 6-ю моторную гармонику дизельного двигателя, получена система нелинейных алгебраических уравнений (4), из которых находятся значения искомых амплитуд на частотах k и $6k$, где k – частота свободных колебаний нелинейной системы, $6k$ – частота возмущения (6-й моторной гармоники).

$$\begin{cases} -A_1\omega^2J + cB + cC = H \\ \frac{-1}{36}A_1\omega^2J + 2cD + cE = 0 \end{cases} \quad (4)$$

где коэффициенты B, C, D, E определяются следующими выражениями:

$$B = 2\delta \sqrt{\frac{A_1^2 - \delta^2}{A_1^2}} - 4A_1 a + A_1 \sin(2a - 2\pi\omega) + 2\pi A_1 \omega$$

$$C = \frac{5A_1^7 \sin(7\pi\omega - 7b) - 7A_1^7 \sin(5\pi\omega - 5b) + 320\delta^7 - 448A_1^2 \delta^5 + 140A_1^4 \delta^3}{35\pi A_1^6}$$

$$D = \frac{15A_1 \sin\left(\frac{7a}{6}\right) - 21A_1 \sin\left(\frac{5a}{6}\right) - 21A_1 \sin\left(\frac{5a}{6} - \frac{5\pi\omega}{6}\right) + 15A_1 \sin\left(\frac{7a}{6} - \frac{7\pi\omega}{6}\right)}{35\pi}$$

$$E = \frac{6\delta \sqrt{\frac{A_1^2 - \delta^2}{A_1^2}} - 12A_1 b + 3A_1 \sin(2b - 2\pi\omega) + 6\pi\omega A_1}{6\pi}$$

$$a = \arcsin\left(\frac{\delta}{A_1}\right) \quad b = \arcsin\left(\frac{\delta}{A_1}\right)$$

Эти уравнения, а также способ оценки устойчивости периодического решения по диаграмме Айнса-Стретта положены в основу расчетно-экспериментального метода ограничения амплитуд колебаний момента, соответственно и динамической нагруженности нелинейной системы.

В третьем разделе (Экспериментальное исследование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии в процессе стендовых и ходовых испытаний СКШ) приводятся основные параметры конструкции объекта, а также цель и задачи экспериментального исследования, основные результаты и их анализ.

Объектом экспериментального исследования является СКШ – колесный тягач КЗКТ-7428, оснащенный дизельным двигателем ЯМЗ-8401 и гидромеханической трансмиссией, согласующий редуктор, включающий серийный гаситель крутильных колебаний.

Целью экспериментального исследования является определение адекватности математической модели динамики системы и идентификация ее параметров. Для достижения цели решаются следующие задачи:

1. Определение приведенного момента инерции дотрансформаторной зоны;
2. Определение и идентификация параметров нелинейной упруго-диссипативной характеристики согласующего редуктора (δ – величина зазора; c – угловая жесткость и b – параметр диссипации);
3. Определение динамической нагруженности элементов дотрансформаторной зоны трансмиссии на стационарных установившихся режимах и при переходных процессах:
 - при пуске двигателя, разгоне и заглохании при нейтрали в трансмиссии;
 - при трогании машины с места, разгоне, переключении передач и блокировке гидротрансформатора с соответствующим управлением подачей топлива.

В процессе экспериментального исследования регистрировались следующие параметры: крутящий момент на торсионном валу согласующего редуктора M_m ;

частота вращения вала двигателя $n_{дв}$; номер включенной передачи и скорость движения тягача.

Разработанный комплекс информационно-измерительной аппаратуры позволяет измерять параметры динамического процесса на стационарных и переходных процессах функционирования трансмиссий транспортных машин и производить статистическую обработку результатов с использованием современных методов.

Приведенный момент инерции дотрансформаторной зоны определялся следующим образом - при нейтрали в трансмиссии выполнялся резкий разгон двигателя увеличением подачи топлива до максимума. При этом регистрировалась частота вращения двигателя и динамический момент (рис. 4).

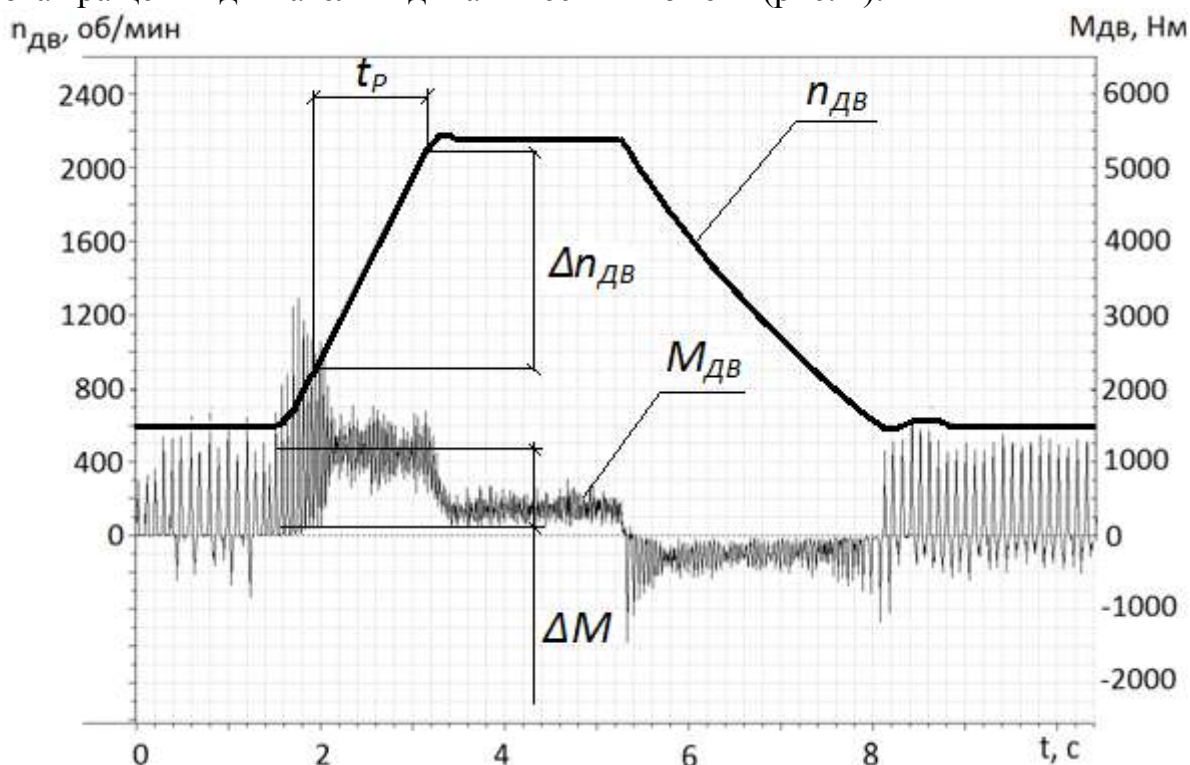
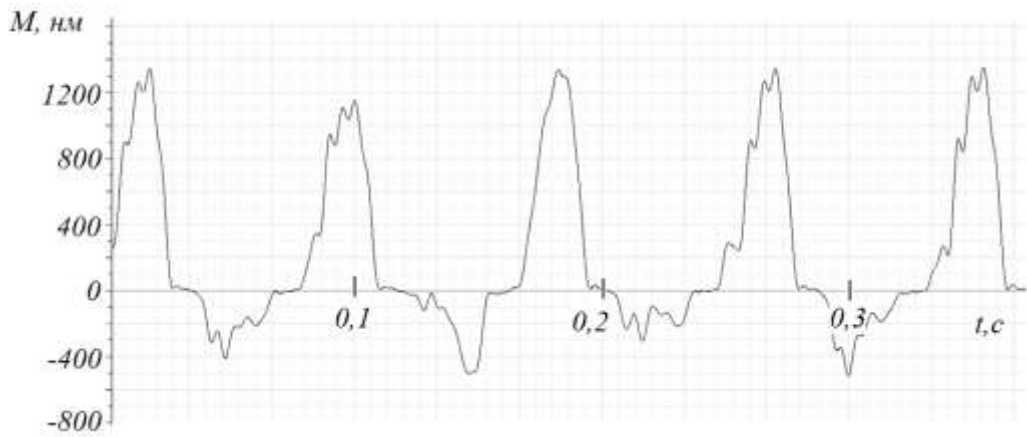


Рисунок 4 – Фрагмент осциллограммам изменения момента на торсионном валу при разгоне двигателя

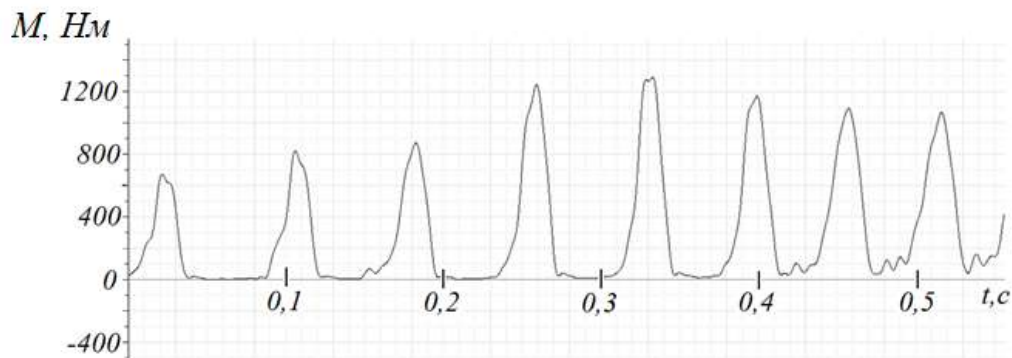
По экспериментальным данным (по фрагменту осциллограммы изменения момента при разгоне двигателя) определялось значение приведенного момента инерции дотрансформаторной зоны и соединенных с ней деталей

где ΔM – инерционная составляющая момента, возникающая вследствие действия углового ускорения (t_p – длительность разгона; $\Delta\omega = \Delta n_{дв} \cdot \pi/30$).

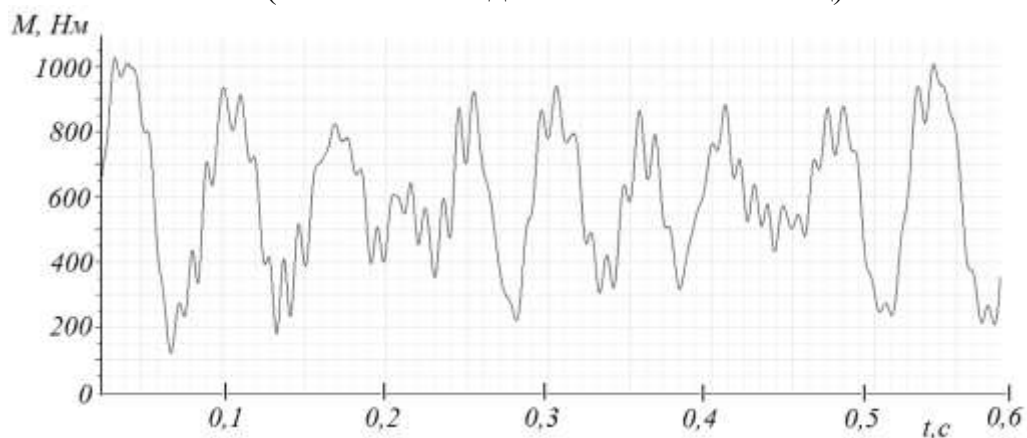
Параметры упруго-диссипативной характеристика системы определялись при статических и динамических условиях нагружения. При статических условиях определялась величина зазора в зубчатых зацеплениях, характеризующего зону нечувствительности нелинейной характеристики (зона нечувствительности при раскрытие зазора в зубчатых зацеплениях согласующего редуктора от дизеля до насосного колеса ГТ составляла $\pm 1,5$ градуса), а жесткость линейного участка определялась расчетным путем по параметрам конструкции торсиона гасителя ($c=105000$ Нм/рад).



5а (частота свободных колебаний 12 Гц)



5б – (частота свободных колебаний 15 Гц)



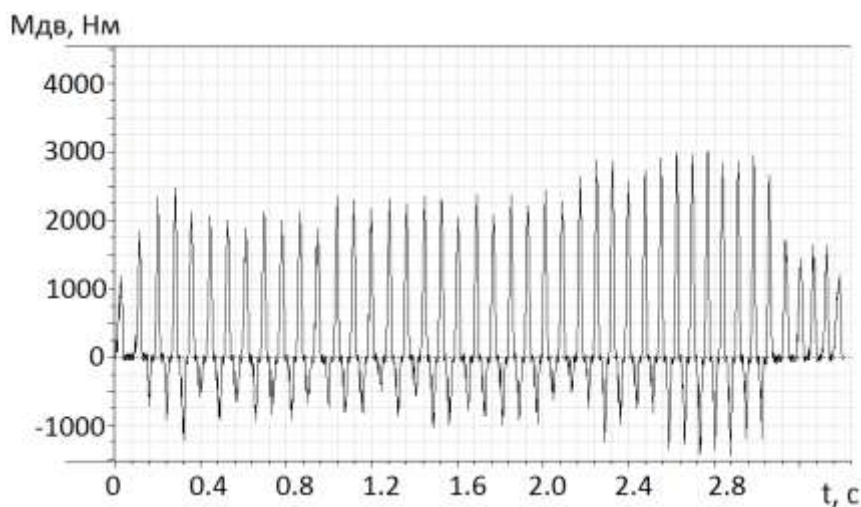
5в – (частота свободных колебаний 19 Гц)

Рисунок 5 – Фрагменты осциллограммы момента с различной величиной раскрытия зазора

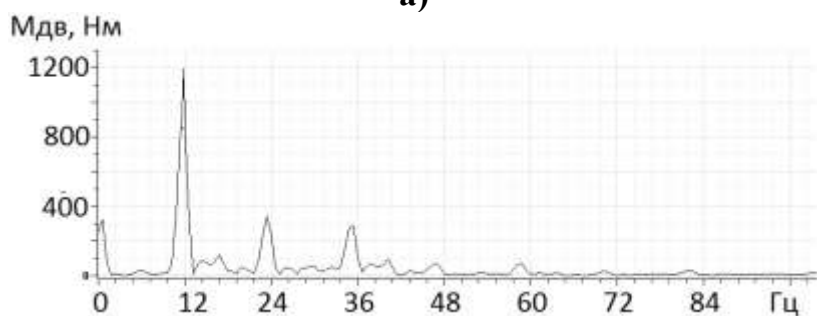
Учитывая, что угловая жесткость и частота свободных колебаний нелинейной системы зависят от амплитуды момента, они определялись в динамических условиях нагружения по виду осциллограмм (рис. 5а,5б,5в) по формуле $c(\varphi) = \omega^2(\varphi)J_{пр}$. Значения частот свободных колебаний определялись по спектральной плотности колебательного процесса. Установленные параметры характеристики нелинейности использовались при компьютерном моделировании динамики системы.

Фрагмент осциллограммы изменения момента на стационарном установившемся режиме, в области оборотов двигателя 700...850 об/мин, приведен на рис. 6а. Из приведенных данных следует, что изменение момента носит колебательный характер с амплитудой до 2500 Нм, а частота процесса, как следует

из результата спектрального анализа (рис. 6б), составляет от 10 до 14 Гц при частоте возмущения двигателя от 70 до 85 Гц (6-я основная моторная гармоника двигателя ЯМЗ 8401). Данный характер изменение момента во времени соответствует субгармоническим резонансным колебаниям в нелинейной механической системе с зазором.



а)



б)

Рисунок 6 – Фрагмент оциллограммы изменения момента на торсионном валу (а) и его спектр (б) в режиме холостого хода ($N_{ДВ}=740$ об/мин.)

Динамическая нагруженность ГМТ определяется экспериментально по величине момента и характеру его изменения на различных режимах работы двигателя и трансмиссии. Фрагменты оциллограмм, полученных в процессе пуска двигателя и останова приведены на рис. 7. Из фрагмента оциллограмм следует, что в процессе пуска дизельного двигателя момент изменяется в широких пределах от 0 до 9750 Нм, а при заглохании величина момента составляет 4500 Нм (при максимальном моменте двигателя 2500 Нм). Эти данные следует учитывать при прочностном расчете.

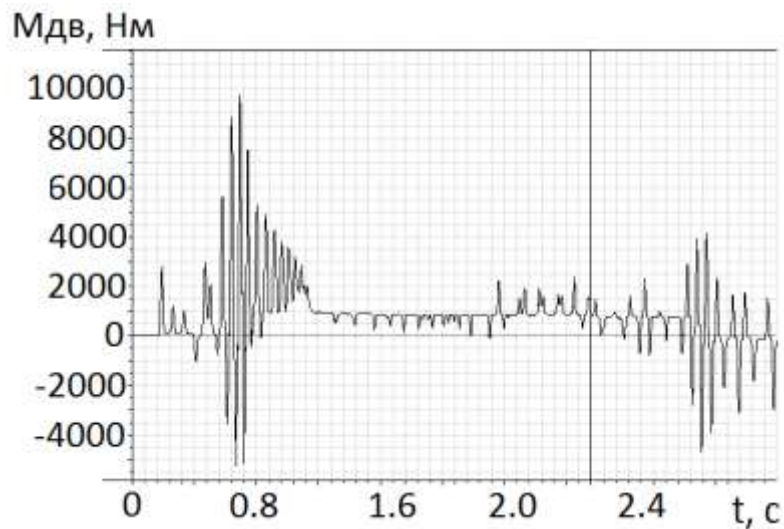


Рисунок 7 – Фрагмент осциллограмм изменения моментов на торсионном валу в процессе пуска-останова двигателя

При разгоне двигателя в диапазоне частот вращения вала от 700 до 850 об/мин наблюдаются высокочастотные колебания момента с амплитудой, достигающей в отдельных случаях величины 5000 Н·м. При дальнейшем увеличении частоты амплитуда момента снижается и находится в пределах от 1800 до 800 Н·м. По этим данным построены амплитудно-оборотные характеристики, приведенные на рис. 8, график 1.

В четвертом разделе (Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования) делается вывод о корректности принятых допущений и адекватности математической модели реальному процессу динамического нагружения и поведения нелинейной механической системы.

Качественное и количественное сравнение проводится по амплитудам и частотам высокочастотных колебаний момента в дотрансформаторной зоне трансмиссии (см. рис. 5 и рис. 6). Расхождение, наблюдаемое по частоте и амплитуде момента, не превышает 7...10%, что связано с отклонением начальных условий при моделировании.

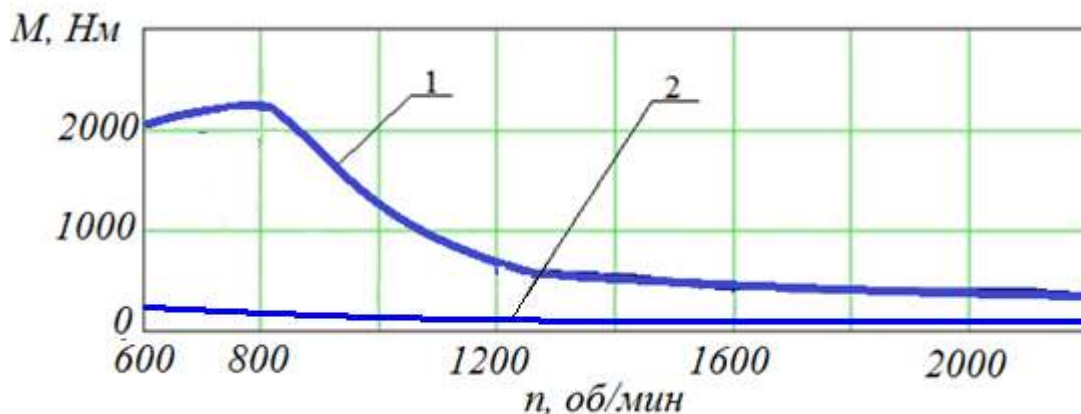


Рисунок 8 – Амплитудно-оборотные характеристики динамического момента в дотрансформаторной зоне ГМТ

1 – серийный вариант согласующего редуктора; 2 – разработанный вариант согласующего редуктора

На основе результатов исследований предлагается следующая алгоритм расчетно-экспериментального метода прогнозирования вибронегруженности дотрансформаторной зоны и синтеза гасителя колебаний. Для прогноза необходимы следующие исходные данные:

- амплитудно-частотная характеристика двигателя;
- кинематическая схема, упруго-диссипативные (вид и параметры нелинейности) и инерционные характеристики элементов ГМТ.

Строится расчетная схема дотрансформаторной зоны как существенно нелинейной разветвленной системы, рассчитываются частотные и модальные характеристики. В соответствии с параметрами нелинейной упругой характеристики на основе разработанной математической модели определяется зоны неустойчивости и вероятность возникновения субгармонических резонансных режимов. Для их исключения необходимо варьировать параметры диаграммы Айнса-Стретта (h и a) из условия попадания в зону устойчивости. Наиболее эффективным и реализуемым способом является отстройка частоты свободных колебаний системы изменением угловой жесткости гасителя согласующего редуктора. В частности, для снижения динамической нагруженности рассматриваемой ГМТ путем исключения резонансного режима необходимо, чтобы угловая жесткость гасителя крутильных колебаний была не выше 21000 Нм/рад.

В соответствии с этим разработана конструкция согласующего редуктора с гасителем крутильных колебаний нового типа с требуемой жесткостью (силиконовый упругий элемент фирмы Centa) и защищенная патентом.

Параметры упругого элемента выбраны из условия обеспечения требуемой угловой жесткости, снижают частоту свободных колебаний нелинейной механической системы «Двигатель - согласующий редуктор с встроенным гасителем нового типа - насосное колесо ГТ» и выводят резонансные режимы за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя, тем самым обеспечивают требуемый ресурс элементов согласующего редуктора.

Эффективность результатов работы определена на основе экспериментального определения нагруженности ГМТ при ходовых испытаниях тягачей КЗКТ-74286 (двигатель ЯМЗ 240НМ2-500 л.с), КЗКТ-7428 (двигатель ЯМЗ 8402-650 л.с), МАЗ-537 (двигатель ЯМЗ 240НМ2-500 л.с) с разработанной конструкцией модернизированного согласующего редуктора определяется по величине момента и характеру его изменения на различных режимах работы двигателя и трансмиссии.

Динамическая нагруженность гидромеханической трансмиссии с модернизированной конструкцией согласующего редуктора определялась при испытаниях в лабораторно-дорожных условиях в процессе трогания с места (старта), переключения передач, и в процессе блокировки гидротрансформатора. Фрагмент осциллограммы в процессе движения машины приведен на рис. 9, а результаты обработки осциллограмм приведены в таблице 1. Оценка эффективности предложенных решений производилась по величине динамического момента на ведущем валу трансмиссии при характерных режимах.

Из результатов обработки осциллограмм следует, что в процессе пуска двигателя момент изменяется в широких пределах от 0 до 3375 Нм, а при заглохании величина момента составляет 2375 Нм. Таким образом, значение коэффициента динамичности при пуске-заглохании не превышает 1.4, что свидетельствует о

трехкратном снижении динамических нагрузок на данном режиме. На стационарном режиме во всем диапазоне частот вращения вала двигателя *резонансные режимы отсутствуют*. В процессе трогания тягача с места на 1 и 2 передачах динамический момент находится в пределах от 1350 до 1800 Нм, что гораздо ниже максимального момента двигателя.

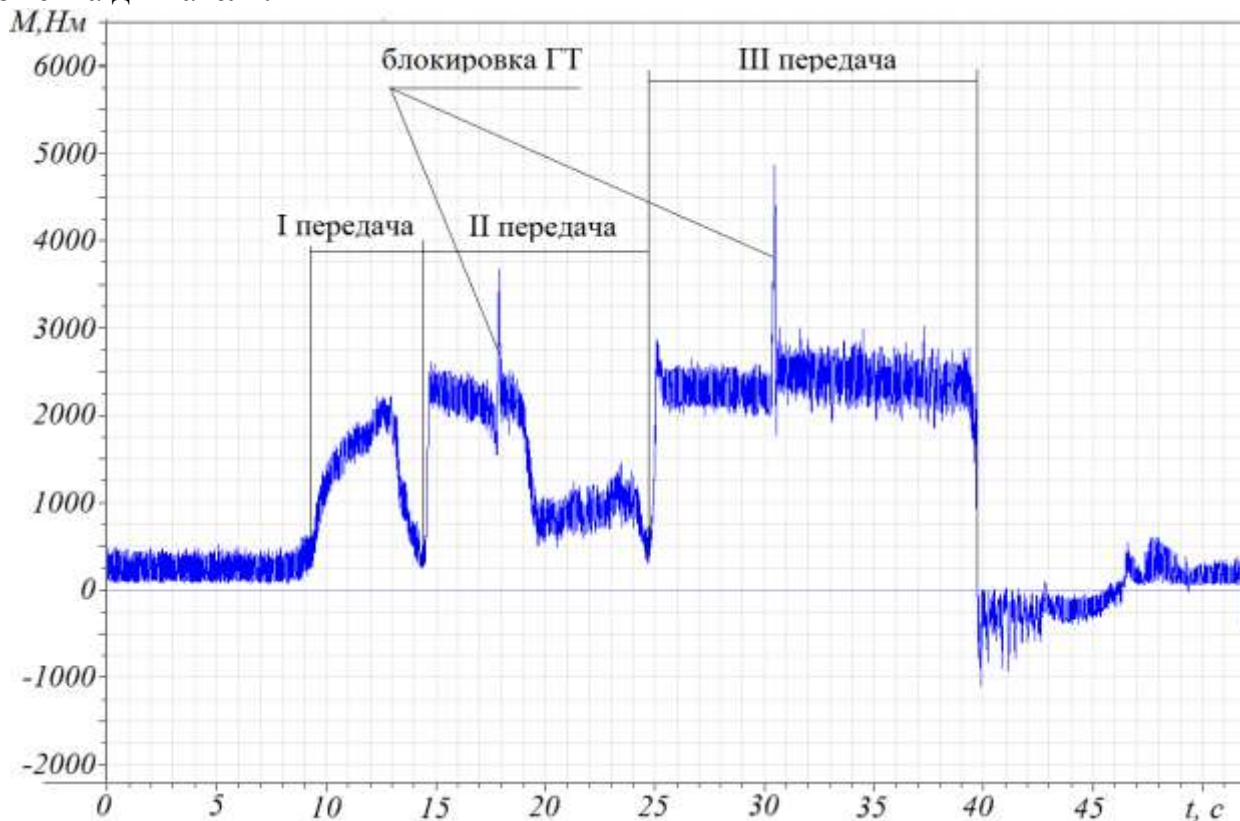


Рисунок 9 - Фрагмент осциллограмм, характеризующих динамическую нагруженность гидромеханической трансмиссии с модернизированной конструкцией согласующего редуктора

Таблица 1

Результаты определения динамической нагруженности ГМТ

Режим работы	Параметры динамической нагруженности			
	Динамический момент на ведущем валу трансмиссии, Нм		Коэффициент динамичности момента	
	Серийный гаситель	Синтезированный гаситель	Серийный гаситель	Синтезированный гаситель
Пуск двигателя	9750	до 4375	4,0	1,7
Заглохание двигателя	4500	до 2375		
Трогание тягача с места:				
1 передача	2600	1350	2,80	1,50
2 передача	3100	1800	3,20	1,60
Разгон и движение тягача без блокировки ГТ:				

1 передаче	1520 ... 2185	800...1150	1,90	1,60
2 передача	2400	1100...1750	2,00	1,64
3 передача	3000	1710	2,10	1,20
Процесс блокировки ГТ:	3800	3750	1,70	1,66
2 передача	6100	4800	2,42	1,90
3 передача				

При движении на передачах максимальная нагруженность наблюдается при разгоне и составляет на 1, 2 и 3 передачах соответственно 1150, 1750 и 1710 Нм. Коэффициент динамичности нагрузки не превышают 1,20...1,90 от установившихся значений. Таким образом, реализация модернизированной конструкции согласующего редуктора с гасителем нового типа создает предпосылки для обеспечения требуемой долговечности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ:

1. В диссертационной работе изложены научно обоснованные технические решения по снижению динамической нагруженности элементов гидромеханических трансмиссий специальных колесных шасси на основе отстройки субгармонических резонансов, внедрение которых обеспечивает требуемый ресурс элементов, что вносит значительный вклад в развитие экономики страны и повышение ее обороноспособности
2. Предложенные математическая модель и пакет компьютерных программ дают возможность исследовать динамику существенно нелинейной системы, установить закономерности возникновения резонансных режимов, подтвержденные экспериментально
3. Установлено, что одной из основных причин высокой динамической нагруженности и ограничения долговечности элементов ГМТ являются субгармонические резонансы, вызванные близким совпадением частот свободных колебаний нелинейной системы с кратным значением частот возмущения дизельного двигателя. На основе установленных закономерностей с использованием аппарата параметрических колебаний определена область устойчивости и направление вариации параметров для ее обеспечения.
4. Экспериментально установлено, что коэффициент динамичности нагрузки при переходных процессах трогания с места, переключения передач и блокировки ГТ составляет 1,7-3,2. В связи с этим конструкция серийного гасителя, используемая в ГМТ не выполняет свою роль. Резонансные явления являются высокочастотными (до 20 Гц) и за 100 часов работы трансмиссии число циклов нагружения превышает базовое число циклов кривой усталости (7,2 млн).
5. Проведенные экспериментальные исследования динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии трех моделей СКШ, статистическая обработка их результатов подтверждает достоверность разработанной математической модели, отражающей физические процессы при резонансных режимах и корректность основных допущений.
6. На основе полученных результатов предложены технические решения, позволяющие уменьшить динамическую нагруженность трансмиссии и разработаны конструкции гасителей нового типа для согласующих редукторов

ГМТ СКШ различных моделей. Это позволило вывести резонансные режимы за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя и уменьшить динамическую нагруженность трансмиссии в 5...6 раз, тем самым создать предпосылки повышения ресурса элементов гидромеханической трансмиссии.

ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ СЛЕДУЮЩИЕ РАБОТЫ:

1. Ушенин А.С. Экспериментальное исследование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии колесного тягача / Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Гизатуллин Ю.Н., Кротов И.А. // Вестник Академии военных наук. – 2012. – № 3(40). – С. 36-43.
2. Ушенин А.С. Гашение субгармонических колебаний в гидромеханической трансмиссии [Электронный ресурс] / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание», М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, # 03, март 2013 DOI: 10.7463/0413.0548552 Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/548552.html>, свободный.
3. Ушенин А.С. Повышение долговечности согласующего редуктора гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси / Ушенин А.С., Держанский В.Б., Тараторкин И.А. // Транспорт Урала. 2013. № 2(37) С. 77-81.
4. Ушенин А.С. Снижение динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси / Тараторкин И.А., Ушенин А.С. // Материалы 16-й Всероссийской научно-практической конференции РАН «Актуальные проблемы защиты и безопасности», секция «Бронетанковое вооружение и техника». Т-3 – С-Петербург: Изд-во: НПО «Спецматериалы», 2013. – С. 76–80.
5. Ушенин А.С. Динамическая нагруженность гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси / Ушенин А.С., Тараторкин И.А. // Леса России и хозяйство в них. 2012. Т. 1-2. № 42-43. С. 90-92.
6. Ушенин А.С., Анализ динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии специального колесного шасси / Держанский В.Б., Тараторкин И.А. // Инновации и исследования в транспортном комплексе: Материалы первой международной научно-практической конференции. – Курган: С. 276 – 280.
7. Патент на полезную модель № 122952 от 20.12.2012 «Согласующий редуктор гидромеханической трансмиссии транспортной машины». Авторы: Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Гизатуллин Ю.Н., Ушенин С.А.
8. Отчет о выполнении НИОКР по теме: "Исследование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин. Разработка конструкции согласующего редуктора и системы управления блокировкой гидротрансформатора" (контракт №9874р/11397 от 11.01.2012) (заключительный), Регистрационный номер прикладной НИР №01201263190, Инвентарный номер № 02201355660.

Научное издание

Ушенин Алексей Сергеевич

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ СПЕЦИАЛЬНОГО
КОЛЕСНОГО ШАССИ НА ОСНОВЕ ОТСТРОЙКИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ
СУБГАРМОНИЧЕСКИХ РЕЗОНАНСОВ

АВТОРЕФЕРАТ диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати 15.08.13	Формат 60 × 84 1/16	Бумага тип. №1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 1,25	Уч.– изд. л. 1,25
Заказ	Тираж 100 экз.	Бесплатно

Издательство Курганского государственного университета

640669, г. Курган, ул. Гоголя 25.

Курганский государственный университет, ризограф