На правах рукописи

ТАРАТОРКИН Александр Игоревич

НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ КОЛЁСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПУТЁМ ВАРИАЦИИ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ

Специальность: 05.05.03 – Колёсные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена в отделе механики транспортных машин Федерального государственного бюджетного научного учреждения Институт машиноведения Уральского отделения Российской академии наук и в конструкторском отделе ООО «КАТЕ»

Официальные оппоненты: **Годжаев Захид Адыгезалович,**
доктор технических наук, профессор, член-корреспондент РАН, заместитель директора по инновационной и внедренческой деятельности Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ)

Ишин Николай Николаевич,
доктор технических наук, доцент, начальник НТЦ «Карьерная техника» Объединённого института машиностроения Национальной академии наук Беларуси (НТЦ «Карьерная техника» ОИМ НАН Беларуси)

Горобцов Александр Сергеевич,
доктор технических наук, декан факультета электроники и вычислительной техники и заведующий кафедрой «Высшая математика» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Волгоградский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ВолгГТУ»)

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Защита состоится «25» мая 2022 г. в $14^{\underline{00}}$ часов на заседании диссертационного совета Д217.014.01 при ФГУП «НАМИ» по адресу: 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте www.nami.ru по ссылке: https://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, учёному секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru

Автореферат разослан «25» февраля 2022 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
к. т. н., доцент Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Для перспективных транспортных колёсных и гусеничных машин разрабатываются все более совершенные конструкции силовых передач. Общая тенденция заключается в реализации принципа создания типов, семейств, модельных рядов на основе блочно-модульного построения конструкций и их унификации. В зависимости от условий эксплуатации и мощности двигателя производители предлагают различные наборы блоков-модулей, в состав которых могут быть включены вальные, планетарные и вально-планетарные редукторы, сдвоенные и одиночные сцепления, гидротрансформаторы, гидрообъёмные передачи, электромашины, мотор-генераторы, блоки управления и др. Разработка перечисленных выше устройств в условиях жёстких ограничений по массе, габаритам, эргономическим и виброакустическим показателям при обеспечении требуемого уровня долговечности и комфортабельности предполагает разработку новых методов исследования динамики этих систем и их проектирования с использованием современного математического и программно-аппаратного обеспечения.

Опыт решения задач снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин свидетельствует об общности подходов, базирующихся на определении частотных и демпфирующих свойств. При исследовании силовых передач, как правило, разрабатываются твердотельные модели с ограниченным числом степеней свободы. При этом характеристиками, определяющими возможность формирования высокой динамической нагруженности и возбуждения резонансов, являются собственные частоты, формы колебаний и коэффициенты демпфирования, т.е. модальные характеристики системы.

В то же время анализ результатов отдельных исследований многих авторов, в частности Тольского В.Е. и Латышева Г.В, а также собственный опыт доводки конструкций элементов силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин показал, что в том случае, если конструкция содержит длинные валы, диски, мембраны (картерные детали) и др., удовлетворительные результаты могут быть получены только при комбинированном рассмотрении динамической системы, когда основная модель является по-прежнему твердотельной, а перечисленные выше элементы рассматриваются как тела с распределённой массой, обладающие набором собственных модальных характеристик.

Одновременно с этим при исследовании виброакустической нагруженности силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин на основе современного математического и программно-аппаратного обеспечения (CAD-CAE пакетов) узлы и агрегаты рассматриваются с точки зрения формирования структурных вибраций исключительно как системы с распределённой массой. Основными характеристиками данных систем, как и в случае твердотельных моделей, являются модальные характеристики. Приведённое выше определяет общность алгоритмов решения задач снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач на основе модального представления систем в широком диапазоне частот.

Данный подход строится на применении математического аппарата для решения линейных задач. В то же время анализ результатов испытаний опытных образцов силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин показал, что при решении приведённого выше класса задач существенное значение имеет проявление нелинейностей, приводящих к значительному росту динамической и виброакустической нагруженности, определяемой малоизученными динамическими эффектами. К таким эффектам относятся возбуждение параметрических резонансов, проявление эффектов термоупругой неустойчивости в элементах переключения передач, возбуждающее действие электронных систем управления двигателя и трансмиссии, приводящее к так называемому «конфликту задач», эффект «Бонанца», нелинейность, переменность структуры исследуемых систем и др.

Существующие методики, используемое программное и аппаратное обеспечение не позволяют в должной мере учитывать проявление вышеперечисленных эффектов при решении задач ограничения динамической, виброакустической нагруженности силовых передач и повышения комфортабельности автомобилей на установившихся режимах и при переходных процессах. В связи с этим представляется целесообразным решить данную проблему на основе модального представления сложных динамических систем (МПДС) методами вариации их модальных свойств с учётом перечисленных выше и неисследованных ранее эффектов. В этом заключается актуальность предлагаемого исследования.

Цель исследования состоит в решении научной проблемы обеспечения необходимого уровня динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин на основе совершенствования модальных свойств.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются **следующие задачи:**

1) разработка метода снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин (на установившихся режимах работы и при переходных процессах) на основе совершенствования их модальных свойств с использованием современных инструментов CAD-CAE (виртуального образца – модальной модели);

2) создание новых моделей исследуемых силовых передач колёсных и гусеничных машин, трансмиссионных систем, учитывающих переменность структуры и нелинейность свойств объектов исследования на установившихся и переходных режимах работы;

3) проведение теоретических и экспериментальных исследований, установление новых закономерностей, разработка научно обоснованных методов и способов снижения динамической нагруженности элементов конструкции объектов исследования:

– при проектировании элементов конструкции и назначении режимов работы элементов управления – фрикционных дисков в планетарных трансмиссиях;

– при обосновании типов, выборе места установки и определении параметров гасителей крутильных колебаний в силовых передачах различных видов, в том числе гибридных, оснащённых мехатронными системами управления двигателем и АКП (в рамках работ по

доводке планетарной коробки передач (ПКП) перспективной быстроходной гусеничной машины (БГМ), планетарной АКП легкового автомобиля категории M1, линейки вальнопланетарных АКП грузовых автомобилей категорий N2, N3 и ПКП специального колёсного шасси);

– при проектировании силовой передачи привода водомётных движителей амфибийных гусеничных машин (АГМ);

4) создание новых модальных моделей силовых передач на основе использования современных средств CAD-CAE, комплекса методик по их верификации, алгоритма совершенствования виброакустических параметров силовых передач для перспективных трансмиссий (планетарных и вально-планетарных) колёсных и гусеничных машин;

5) разработка технических решений по снижению виброакустической нагруженности трансмиссий на основе реализации предложенного метода совершенствования модальных свойств силовых передач колёсных и гусеничных машин (на примере планетарной АКП легкового автомобиля категории M1 и линейки вальнопланетарных роботизированных АКП грузовых автомобилей категорий N2 и N3);

6) оценка эффективности предложенных технических решений по снижению динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин;

7) обоснование требований к конструкции, функциональным возможностям испытательных стендов и комплекса информационно-измерительной аппаратуры, обеспечивающих решение поставленных задач по снижению динамической и виброакустической нагруженности.

Объект исследования – процесс динамического и виброакустического нагружения силовых передач колёсных и гусеничных машин.

Предмет исследования – закономерности формирования динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин, определяемые модальными свойствами динамической системы.

Научная новизна работы заключается:

– в разработке нового расчётно-экспериментального метода решения научной проблемы снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин, отличающегося применением алгоритмов структурно-динамического анализа для научно обоснованной вариации модальных свойств сложных механических систем с использованием современных средств CAD-CAE;

– в разработке новых моделей исследуемых мехатронных трансмиссионных систем, учитывающих переменность структуры и нелинейность свойств объектов исследования на установившихся и переходных режимах работы с учётом «конфликтов задач», возникающих при совместной реализации алгоритмов управления структурными составляющими силовых передач колёсных и гусеничных машин;

– в установлении новых закономерностей формирования динамической нагруженности в элементах управления (фрикционных дисках) трансмиссий, отличающихся учётом малоизученных эффектов возбуждения параметрических резонансов и термоупругой

неустойчивости (патент РФ на изобретение № 2728584), а также вариацией объёма рабочей жидкости в компенсационной камере бустера управления;

– в разработке метода перераспределения силового противофазного управляющего воздействия (при возбуждении низкочастотных энергоёмких колебаний на собственной частоте системы при управлении переключением передач после окончания фазы выравнивания скоростей ведущих и ведомых элементов – эффект «Бонанца»), отличающегося учётом и идентификацией начальной фазы колебаний, определяемой по значениям сигнатур первой и второй производных крутящего момента (патент РФ на изобретение № 2735455);

– в обосновании алгоритмов стабилизации колебательных процессов в силовых передачах колёсных и гусеничных машин, отличающихся определением места установки и параметров гасителя крутильных колебаний с учётом возникновения суб- и супергармонических возмущений, а также возможности возникновения «конфликта задач» при реализации алгоритмов управления тепловым двигателем, электромашиной и трансмиссией;

– в разработке новых математических моделей и в обосновании технических решений по снижению динамической нагруженности силовой передачи привода водомётных движителей амфибийных машин, усовершенствованной методики проектного расчёта системы «двигатель – трансмиссия – водомётный движитель – машина», отличающихся учётом кинематических, силовых, периодически изменяемых свойств системы, возбуждающих резонансные параметрические колебания, а также учётом нелинейных характеристик соединений опор углового редуктора силовой передачи;

– в разработке алгоритма структурно-динамического моделирования для обеспечения требуемого уровня виброакустических параметров силовых передач колёсных и гусеничных машин с использованием современных инструментов CAD-CAE на этапе создания виртуального образца (цифровой модели), отличающегося комплексом новых модальных моделей и методик по их верификации для исследуемых систем, использованием обоснованного перечня силовых факторов и средств CAE для их определения и предложенной последовательностью определения путей распространения вибраций и идентификации уровня акустического давления в заданной области пространства с учётом вклада отдельных форм колебаний в интегральный уровень виброакустического излучения;

– в результатах экспериментальной и количественной оценки новых малоизученных явлений возникновения высокомоментного и высокочастотного полигармонического возбуждения, формируемого нелинейными свойствами гидравлических и механических систем (кавитационными процессами в полостях масляных насосов и боковыми зазорами в зубчатых зацеплениях редукторов и др.).

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

1. Разработанный на основе модального представления сложных систем расчётно-экспериментальный метод снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин.

2. Новые математические модели силовых передач колёсных и гусеничных машин, разработанные на основе модального представления механических систем и предназначенные для решения задач прогнозирования динамической нагруженности и совершенствования модальных свойств и параметров конструкции. Сложность данных моделей определяется по результатам структурно-динамического анализа с учётом частотного диапазона исследуемых процессов.
3. Результаты моделирования и экспериментальных исследований динамики силовых передач колёсных и гусеничных машин, полученные по результатам выполненных расчётов, а также при проведении стендовых и ходовых испытаний.
4. Новые результаты по оценке динамической и виброакустической нагруженности трансмиссий перспективных колёсных и гусеничных машин и выбору их рациональных параметров.
5. Результаты исследования малоизученных динамических явлений в нелинейных системах, возникающих в трансмиссиях колёсных и гусеничных машин и заключающихся в нарушении устойчивости периодического процесса вследствие возбуждения резонансных режимов при высокочастотных параметрических и других колебаниях, а также вследствие возбуждения низкочастотных энергоёмких колебаний при проявлении эффекта «Бонанца».
6. Результаты исследования явления, называемого «конфликтом задач» в мехатронных системах современных силовых передач, в том числе гибридных, включающих в себя ДВС, электромашину и АКП (автоматическую, роботизированную, электромеханическую или гидромеханическую) с соответствующими контроллерами управления, заключающегося в нарушении устойчивости динамической системы при одновременном несогласованном управлении переходными процессами.
7. Основные результаты и выводы, а также положения научной новизны и практической значимости диссертационного исследования.

Теоретическая и практическая значимость диссертационной работы

Теоретическая значимость диссертационной работы состоит в развитии теории создания колёсных и гусеничных машин в части, касающейся обоснования и разработки методов обеспечения требуемого уровня динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин на основе модального представления исследуемых систем.

Практическая значимость диссертационной работы заключается в повышении достоверности прогнозирования динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин на этапе проектирования:

– разработан и предложен метод модального представления динамических систем с использованием современного программного обеспечения, что позволяет обосновать возможность и целесообразность использования имитационных моделей различной степени сложности;

– представлены рекомендации по совершенствованию (синтезу гасителей колебаний и алгоритмов управления) динамических и виброакустических характеристик опытных образцов трансмиссий многих машин, реализованные при их разработке. Полученные

результаты и выводы в области исследования и проектирования виброзащитных систем использованы в процессе создания конструкций новых и модернизации существующих силовых передач многих колёсных и гусеничных машин (перспективных БГМ, АГМ, специальных колёсных шасси (СКШ), автомобилей категорий M1, N2 и N3).

Реализация результатов диссертационной работы

На основе результатов выполненных расчётно-экспериментальных исследований по снижению динамической и виброакустической нагруженности силовых передач различных колёсных и гусеничных машин осуществлены следующие мероприятия.

1. Предложены и реализованы в трансмиссии перспективной БГМ два варианта гасителей крутильных колебаний – в виде упругого торсионного вала и эластичной упруго-фрикционной муфты, а также обоснована необходимость регулирования инерционных свойств трансмиссии на режиме пуска двигателя путём отключения насосов систем управления поворотом, трансмиссией и привода вентиляторов, а также обосновано введение в конструкцию фрикциона блокировки гидротрансформатора упруго-фрикционного демпфера.
2. На основе результатов моделирования с использованием комплексной модели, включающей в себя двигатель ЯМЗ-7801, его системы и трансмиссию перспективной БГМ, обоснована необходимость регулирования упруго-инерционных свойств привода генератора и определены требуемые параметры.
3. При совершенствовании модальных свойств системы «двигатель – трансмиссия» с девятиступенчатой планетарной АКП легкового автомобиля категории M1, оснащённого гибридной силовой установкой, обоснован выбор характеристик упруго-фрикционного гасителя крутильных колебаний и определено место его установки между тепловым двигателем и электромашиной.
4. Для обеспечения требуемого уровня динамической нагруженности фрикционов при переходных процессах в девятиступенчатой планетарной АКП легкового автомобиля предложены и реализованы технические решения, минимизирующие отклонение давления управления от заданной величины.
5. Установленные новые закономерности формирования динамической нагруженности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин при параметрических резонансных режимах являются основой дополнения и совершенствования методики проектного расчёта фрикционных дисков, учитывающей сложное взаимодействие в нелинейной системе. Запатентован способ их исключения (патент № 2728584 от 30.07.2020) и способ экспериментального определения модальных характеристик (патент RU 122171 от 20.11.2012 и RU 157159 от 20.11.2015). Данная методика реализована в АО «СКБМ» (г. Курган) при выполнении проектных расчётов и в ИМАШ УрО РАН при выполнении госбюджетной НИР.
6. Предложены и реализованы в конструкции трансмиссии специального колёсного шасси с двигателем ЯМЗ-8401 новые технические решения (патент RU 2735455 от 02.11.2020 и патент RU 2581891 от 20.04.2016), позволившие вывести резонансные режимы за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя и уменьшить динамическую нагруженность

трансмиссии в 5–6 раз. Разработанная конструкция согласующего редуктора с гасителем нового типа внедрена и используется предприятием ООО «НПО «Технотранс», г. Курган при выполнении ремонтных и сервисных работ трансмиссий СКШ.

7. Для разрабатываемого модельного ряда трансмиссий вально-планетарных роботизированных АКП для грузовых автомобилей определены требуемые параметры упруго-диссипативных характеристик гасителей крутильных колебаний, в соответствии с которыми выбраны конструкции из серийно выпускаемых в автомобильной промышленности.

8. Предложены технические решения в конструкцию силовых передач приводов водомётых движителей трансмиссий АГМ массой 14 т, расширяющие область устойчивости периодического процесса и исключающие параметрические резонансные колебания. Их реализация позволила пройти государственные испытания перспективной АГМ массой 14 т.

9. Разработанные модальные модели трансмиссий позволили обосновать и внедрить технические решения для снижения уровня динамической и виброакустической нагруженности при проектировании планетарной АКП легкового автомобиля категории M1 и вальнопланетарных АКП грузовых автомобилей категории N2 и N3. В соответствии с результатами предложены и частично реализованы изменения в конструкции картерных деталей, доработана конструкция масляного насоса.

10. Результаты теоретических и экспериментальных исследований отражены в двух отчётах по ОКР, переданных в АО «СКБМ», г. Курган, четырёх отчётах по НИОКР, переданных ООО «Миконт», г. Чебоксары, трёх отчётах, переданных ФГУП «НАМИ», г. Москва, и отчётах о НИОКР, подготовленных по результатам выполнения государственных контрактов № 7826р/11397 от 15.04.2010, № 9874р/11397 от 11.01.2012, № 12438р/11397 от 09.01.2014 с федеральным государственным бюджетным учреждением «Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере»; при выполнении проектов № 2714, № АААА-А18-118020290032-8 (номер госрегистрации в ЕГИСУ НИОКР № 01201461775), при выполнении НИР по гранту Президента РФ для государственной поддержки молодых российских учёных МК-5809.2018.8 «Научное обоснование и разработка метода гашения колебаний при переходных процессах в трансмиссиях перспективных транспортных машин на основе модального представления объекта управления». Результаты диссертационной работы также использованы в учебном процессе при подготовке студентов специальности 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения», аспирантов специальности 05.05.03 «Колёсные и гусеничные машины» в Курганском государственном университете, что подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Методы исследования

Применены методы динамического анализа сложных механических и мехатронных систем, численные методы решения систем дифференциальных уравнений, методы математической статистики, методы конечных элементов и конечных разностей, методы теории транспортных машин, метод модального анализа динамических систем,

экспериментальные методы исследования динамической и виброакустической нагруженности транспортных средств и элементов виброзащитных систем.

Достоверность и обоснованность

Достоверность научных результатов работы подтверждается корректностью постановки задач и применяемых методов нелинейной теории колебаний, изложенных в фундаментальных трудах отечественных и зарубежных учёных. При решении поставленных задач эффективно используются методы системного анализа, методы теории управления, методы математического программирования, а также результаты имитационного моделирования на ЭВМ и экспериментальных исследований.

Научные положения диссертации обоснованы и подтверждены сопоставлением результатов расчёта с данными экспериментальных исследований.

Апробация работы

Основные положения и материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались: на конгрессах FISITA (Пекин-2012, Китай; Маастрихт-2014, Голландия; Ченнаи-2018, Индия); на ежегодных научных конференциях, проводимых ОИМ НАН Беларуси совместно с БГТУ; в международной школе молодых учёных «Нелинейная динамика машин» (School-NDM), проводимой ИМАШ РАН; на XVII Симпозиуме «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» (DYVIS-2012) (Москва – Клин) в 2012 году; на международном конгрессе «International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport» в 2010 году, «Europian Automotive Congress» (Республика Беларусь) в 2019 году; на XXV, XXVI Международной инновационно-ориентированной конференции молодых учёных и студентов в ИМАШ РАН (МИКМУС) (Москва) в 2013, 2014 гг.; на научно-технической конференции «Броня-2013» (Омск); на Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (Санкт-Петербург) в 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2021 гг.; на VI, VII International BAPT Conference «Power Transmissions 2019–2020 гг.» (Болгария), IC-MTMTE 2018–2021 (г. Севастополь); на 14th International Conference on Vibration Engineering and Technology of Machinery (VETOMAC-2018), Португалия. В полном объёме диссертация была обсуждена и одобрена на научных семинарах отдела механики транспортных машин ИМАШ УрО РАН, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ и ООО «КАТЕ».

Публикации

Основные положения диссертации опубликованы в 76 публикациях, в том числе 13 в изданиях, рекомендованных ВАК для публикации результатов диссертаций на соискание учёной степени доктора наук, в изданиях, входящих в международные системы цитирования SCOPUS и Web of Science – 23 (из них 5 с квартилем Q2–Q3), 1 монография. По результатам работы получено 19 патентов РФ на изобретения и полезные модели.

Личный вклад соискателя

1. Формирование общей идеологии исследований, направленных на расширение возможностей прогнозирования динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин, обоснование способов их снижения на ранних стадиях проектирования, постановка цели и задач диссертационной работы.

2. Разработка метода построения динамических моделей сложных мехатронных систем силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин на основе их модального представления.
3. Создание оригинальных моделей исследуемых нелинейных систем переменной структуры, позволяющих определить динамическую нагруженность на установившихся режимах и переходных процессах, в том числе модальных моделей для решения задач оптимизации виброакустических параметров трансмиссий.
4. Обоснование направлений совершенствования процессов, формирующих динамическую и виброакустическую нагруженность трансмиссий транспортных машин.
5. Разработка программ и методик, а также участие в стендовых и ходовых испытаниях колёсных и гусеничных машин.
6. Обработка, анализ и обобщение полученных экспериментальных данных по динамической и виброакустической нагруженности трансмиссий различных колёсных и гусеничных машин.
7. Разработка рекомендаций по выбору рациональных параметров виброзащитных систем, совершенствованию конструкций элементов силовых передач исследуемых колёсных и гусеничных машин.

Структура работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов работы и выводов по работе, списка литературы из 137 наименований. Работа содержит 371 страницу машинописного текста, включая 195 рисунков, 43 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе проведён анализ состояния проблемы, выполненный на основе обзора отечественных и зарубежных литературных источников, в которых приводятся результаты исследований, направленных на разработку методов прогнозирования, снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин. Обоснована целесообразность единого подхода к решению данной проблемы на основе модального представления систем и совершенствования их модальных свойств в широком диапазоне частот. Установлено, что при росте удельных мощностных показателей силовых передач колёсных и гусеничных машин, широком применении современных мехатронных систем управления двигателем и трансмиссией возникают новые, ранее неисследованные динамические явления, проявляющиеся, в частности, при возникновении так называемых «конфликтов задач», являющихся следствием несогласованности работы систем управления двигателя, трансмиссии, проявляются параметрические, суб- и супергармонические колебания, «биения» и др., вызванные нелинейностью упруго-инерционных характеристик сложных мехатронных систем.

Провёден анализ существующих математических и модальных моделей динамики силовых передач, методов их верификации и необходимого программного и аппаратного обеспечения.

Особо отмечены работы Антонова А.С., Вейца В.Л., Кочуры А.Е., Перминова М.Д., Косарева О.И., Котиева Г.О., Полунгяна А.А., Белоутова Г.С., Гришкевича А.Н., Тольского В.Е., Латышева Г.В., Иванова С.Н., Семенова В.М., Цитовича И.С., Альгина В.Б., которые являются создателями и представителями научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ФГУП НАМИ, ИМАШ РАН, ВНИИТМ, БПИ, ОИМ НАН Беларуси, Академия БТВ, 21 и 38 НИИ МО РФ и др. Результаты их исследований учтены при разработке предлагаемого расчётно-экспериментального метода. Анализ показал на необходимость выполнения обязательной верификации каждой разрабатываемой модели на основе анализа ее модальных свойств, определения значимости отдельных форм колебаний (мод, тонов) в интегральном уровне изучаемого процесса (динамические моменты, силы, вибрационные и акустические излучения).

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи, направленные на достижение цели работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

Во второй главе излагаются теоретические основы разрабатываемого метода прогнозирования динамической и виброакустической нагруженности при модальном представления динамической системы (МПДС), позволяющем при выполнении модального анализа наиболее полно реализовать технологию исследования и оценки параметров, описывающих ее динамическое поведение. Суть метода заключается в определении модальных параметров (собственных частот и форм колебаний, коэффициентов демпфирования и др.) на основе знания частотных характеристик, вычисляемых либо на основе расчёта с использованием матриц распределения масс, жёсткости и демпфирования в соответствии с зависимостью:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\}, \qquad (1)$$

где $[M]$ - матрица масс; $[C]$ - матрица демпфирования; $[K]$ - матрица жёсткости; $\{f\}$ - вектор внешних сил; $\{x\}$ - вектор реакций (перемещений), либо по результатам определения частотных характеристик по отношению между параметрами реакции и входного воздействия как функции частоты при экспериментальном исследовании. Данная стратегия разработана и как единое целое изложена в работах зарубежных специалистов W. Heylen, S. Lammens, P. Sas и др. Развитие в последние десятилетия возможностей вычислительной техники позволяет успешно реализовать данный метод, и с помощью модального анализа исследовать любые динамические системы, отвечающие требованиям линейности, инвариантности и наблюдаемости. При аналитическом подходе при отсутствии внешнего воздействия $\begin{Bmatrix}\{0\}\\ \{F\}\end{Bmatrix} = 0$ собственные значения определяются в соответствии с уравнением:

$$\left(p\begin{bmatrix}[0] & [M]\\ [M] & [K]\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}-[M] & [0]\\ [0] & [C]\end{bmatrix}\right)\begin{Bmatrix}p\{X\}\\ \{X\}\end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix}\{0\}\\ \{F\}\end{Bmatrix}. \qquad (2)$$

То есть, при равенстве нулю правой части уравнения получаем матрицу собственных значений$[\Lambda]$, состоящую из 2N (N – число степеней свободы) комплексно сопряжённых пар $\lambda_r = \sigma_r \pm j\omega_r$, содержащую коэффициенты затухания и собственные частоты, определяемые с учётом демпфирования. Полученные собственные значения соответствуют совокупности собственных векторов$[\psi]_r$ (форм колебаний) в соответствии с уравнением:

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \lambda_1\{\psi\}_1 & \dots & \lambda_N\{\psi\}_N & \lambda_1^*\{\psi\}_1^* & \dots & \lambda_N^*\{\psi\}_N^* \\ \{\psi\}_1 & \dots & \{\psi\}_N & \{\psi\}_1^* & \dots & \{\psi\}_N^* \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Собственные векторы и матрицы системы определяют модальную матрицу:

$$[{}^{\backslash}a_{\backslash}] = \begin{bmatrix} \lambda_1\{\psi\}_1^t & \{\psi\}_1^t \\ \vdots & \vdots \\ \lambda_N^*\{\psi\}_N^{*t} & \{\psi\}_N^{*t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [C] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1\{\psi\}_1 & \cdots & \lambda_N^*\{\psi\}_N^* \\ \{\psi\}_1 & \cdots & \{\psi\}_N^* \end{bmatrix}. \quad (4)$$

В свою очередь матрица частотной характеристики (ЧХ) с помощью модальных параметров определяется уравнением:

$$[H(j\omega)] = \sum_{r=1}^{N} \left(\frac{Q_r\{\psi\}_r\{\psi\}_r^t}{(j\omega - \lambda_r)} + \frac{Q_r^*\{\psi\}_r^*\{\psi\}_r^{*t}}{(j\omega - \lambda_r^*)} \right), \quad (5)$$

где матрица коэффициентов нормирования вычисляется в соответствии с выражением:

$$[Q] = [{}^{\backslash}a_{\backslash}]^{-1}. \quad (6)$$

При экспериментальном подходе, а также при верификации моделей определяется частотная характеристика. При этом оцениваются модальные параметры λ_r и $\{\psi\}_r$ и коэффициенты нормировки Q_r. Выражение (6) позволяет получить модальную матрицу $[{}^{\backslash}a_{\backslash}]$.

Принимая во внимание выражения для матрицы коэффициентов модального распределения, состоящую из транспонированных собственных форм, умноженных на коэффициенты нормировки, а также матрицы модальных векторов собственных форм колебаний $[\Psi] = [\{\psi\}_1 \cdots \{\psi\}_N \{\psi\}_r^* \cdots \{\psi\}_N^*]$, уравнение (5) можно представить в виде:

$$[H(p)] = [\nabla] * \left[p[I] - [\Lambda]\right]^{-1} * [Q][\nabla]^t. \quad (7)$$

На основании этого уравнения устанавливается связь между реакцией системы $\{X(p)\}$ и действующими внешними возмущающими силами $\{F(p)\}$в виде:

$$\{X(p)\} = [H(p)] * \{F(p)\} = [\nabla] * \left[p[I] - [\Lambda]\right]^{-1} * [L]\{F(p)\}. \quad (8)$$

Таким образом, изложенная последовательность действий как при аналитическом, так и при экспериментальном подходах, а также при их совокупности позволяет определить модальные характеристики динамической системы, в том числе вклад (значимость) отдельных форм колебаний при известном (заданном) возмущении. Это позволяет обоснованно определять сложность (многомассовость) динамических моделей для низкочастотных процессов и модальных моделей для высокочастотных вибрационных процессов. В то же время данный подход, как указывалось выше, применим для линейных систем. В диссертации изложенный выше метод дополняется с учётом возмущений, возникающих вследствие проявления нелинейных свойств динамических систем и выражающихся в возникновении супер- и субгармонических составляющих. Такими свойствами обладают масляные насосы системы управления трансмиссией при вспенивании

рабочей жидкости, нелинейная жёсткость в контакте фрикционных дисков и сопрягаемых с ними барабанов, а также в зацеплении эвольвентных поверхностей зубьев колёс и т.д. Дополнительное возмущение, вызванное нелинейностью систем, формализуется в виде ряда Фурье. При этом рассматриваются не только основная частота, но и кратные ей. Так, при решении задач идентификации силового возмущения, формируемого в зубчатых зацеплениях, может применяться разработанный Ишиным Н.Н. математический аппарат определения кратных и дробных составляющих главному резонансу. При исследовании возмущений, формируемых трудно формализуемыми газогидродинамическими процессами при вспенивании рабочей жидкости в масляных насосах, учитывается не только гармоника основного порядка (например, 14-я для девятиступенчатой планетарной трансмиссии), но и кратные ей (28-я, 42-я), а в отдельных случаях в зависимости от режима работы и более высокие (56-я и 70-я). Аналогичный характер имеет процесс возбуждения высокочастотных резонансных колебаний во фрикционных дисках, рассматриваемых как тела с распределённой массой. При этом источником возмущений являются кратные гармоники высших порядков, вызывающие резонансы на частотах 703 Гц и 2800 Гц и возникающие вследствие проявления нелинейности типа «зазор» в сопряжении диска и барабана. Дополнительные составляющие возмущения могут определяться одним из известных в механике методов, например, гармонической линеаризации или гармонического баланса и др. При выполнении динамического анализа при определении нагрузки, формируемой зубчатой передачей, использовалась функция определения жёсткости в зацеплении, предложенная Y. Cai, наиболее точно совпадающая с результатами экспериментальных исследований и приведённая ниже:

$$k(t) = k_p \, exp\left[C_a \left|\frac{t-(\varepsilon t_z)/2}{1.125\times\varepsilon_\alpha t_z}\right|\right], \qquad (9)$$

где ε – суммарный коэффициент перекрытия ($\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$); ε_α– профильный коэффициент перекрытия; ε_β – торцевой коэффициент перекрытия; k_p – жесткость зацепления в точке контакта, соответствующей делительном диаметру, определяемая на основе теории контактного взаимодействия Герца. Необходимо отметить, что прогресс в развитии программно-аппаратного обеспечения позволяет исследовать процессы в нелинейных системах на новом уровне. Например, формирование гармонических составляющих сил взаимодействия зубчатых колёс можно определять непосредственным решением контактной задачи упругого взаимодействия. Но при этом, к сожалению, возрастает трудоёмкость, и требуются значительные вычислительные ресурсы.

Развитие расчётно-экспериментального метода исследования динамической и виброакустической нагруженности в трансмиссии позволяет определить не только модальные характеристики процесса, но и оценить его устойчивость, используя алгебраические и частотные критерии. При научном обосновании и разработке отдельных технических решений (исключение резонансов в приводе водометного движителя, исключение резонансов фрикционных дисков и субгармонических резонансов в дотрансформаторной зоне трансмиссий) в процессе исследования различных нелинейных

систем в работе широко используется метод оценки устойчивости решений на основе анализа уравнения Матье, приведённого к параметрам диаграммы Айнса-Стретта:

$$\ddot{\varphi} + [a + 2hcos(pt)]\varphi = 0, \qquad (10)$$

где $h = a\mu$; $a = \left(\frac{2\omega_0}{p}\right)^2$; ω_0– собственная частота системы; μ – глубина модуляции; p – частота возбуждения. Данный подход, как известно, позволяет, не решая дифференциальное уравнение при известных параметрах a $и$ h получить ответ об устойчивости или неустойчивости исследуемой системы. Границы устойчивости определялись по известным степенным зависимостям, изложенным в работах многих авторов, в частности Пановко Я.Г. При определении границ устойчивости с учётом диссипативных сил для наиболее опасных зон при $a = 1$ и $a = 4$ использовались следующие зависимости:

– для зоны неустойчивости $a = 1$, т.е. $\left(\frac{2\omega_0}{p}\right) \approx 1$

$$\mu\left(p/\omega_0\right) = \frac{\sqrt{\pi^2\left(p/\omega_0\right)^4 + 4\left(p/\omega_0\right)^2\delta^2 - 8\left(p/\omega_0\right)^2\pi^2 + 16\pi^2}}{4\pi}; \qquad (11)$$

– для зоны неустойчивости $a = 4$, т.е. $\left(\frac{\omega_0}{p}\right) \approx 1$

$$\mu\left(p/\omega_0\right) = \frac{\sqrt{\left(\delta^2 - 2\pi^2\cdot\left(p/\omega_0\right)^2 + 2\pi^2\right)\cdot\left(\pi^2\cdot\left(p/\omega_0\right)^4 - 2\pi^2\cdot\left(p/\omega_0\right)^2 + \delta^2 + \pi^2\right)}}{\delta^2 - 2\pi^2\cdot\left(p/\omega_0\right)^2 + 2\pi^2}, \qquad (12)$$

где δ – логарифмический декремент колебаний, определяющий диссипативные свойства системы объекта. Критическое значение глубины модуляции определяется выражением:

$$\mu_k = \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^{k^{-1}}, \qquad (13)$$

где k - номер области параметрического резонанса.

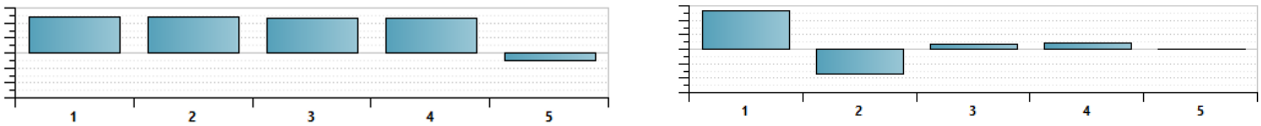
В третьей главе излагается реализация предлагаемого метода для прогнозирования динамической нагруженности различных силовых передач модернизируемых и вновь разрабатываемых колёсных и гусеничных машин.

Для решения задач исследования динамической нагруженности в области низких частот (до 200 Гц) в соответствии с разработанным методом определяется степень сложности (многомассовость) динамической модели на основе модального представления системы и определения значимых форм колебаний для решения данной задачи. Например, для решения задачи синтеза гасителя крутильных колебаний для гидромеханической трансмиссии (ГМТ) интерес представляет низшая форма колебаний с узлом между двигателем и насосным колесом гидротрансформатора (ГТ). Соответственно, в данном случае целесообразно исследовать поведение динамической системы, состоящей из двух инерционных масс – момента инерции ДВС и насосного колеса ГТ. При необходимости оценки возбуждения динамических нагрузок в приводе вентилятора, соединённого с насосным колесом или двигателем, необходимо увеличить количество учитываемых инерционных масс, которые важны с точки зрения формирования соответствующих значимых для исследуемого процесса форм колебаний (процесса нагружения привода вентилятора). Данный метод реализован при исследовании динамической нагруженности

силовых передач четырёх типов транспортных машин – легкового автомобиля категории M1, грузовых автомобилей категорий N2, N3, перспективной быстроходной гусеничной машины и специального колёсного шасси. Наиболее подробно в работе рассматривается реализация предлагаемого метода определения динамической нагруженности гибридных силовых передач при разработке трансмиссии легкового автомобиля категории M1.

Данный силовой блок содержит восьми- или двенадцатицилиндровый двигатель. В силовой передаче между ДВС и АКП находится электромашина мощностью 45 кВт. Коробка передач девяти ступенчатая, планетарная (4 планетарных ряда), управляется шестью фрикционными элементами управления. Выходной вал АКП через раздаточную коробку соединён с ведущими мостами, включающими межколесные дифференциалы.

Одной из задач, решаемых при проектировании трансмиссии данного изделия, был выбор типа гасителя крутильных колебаний и определение места его установки. Данная задача была решена на основе реализации предложенного метода снижения динамической нагруженности посредством анализа и вариации модальных свойств системы. Из анализа собственных форм колебаний системы (рисунок 1) следует, что для определения характеристик гасителя крутильных колебаний (ГКК), который выполняет функции низкочастотного фильтра, необходимо взять за основу двухузловую форму колебаний. В этом случае (рассмотрение установившихся режимов) с целью определения характеристик ГКК узел должен быть между инерционными массами ДВС и АКП (включая инерцию электромашины). Но в случае исследования переходных процессов трогания автомобиля с места узел должен быть между инерционной массой автомобиля и суммой инерционных масс ДВС, КП и других деталей привода, т.е. в зоне полуось-шина. Таким образом, был обоснован выбор упруго-фрикционного гасителя крутильных колебаний и его установка между тепловым двигателем и электромашиной. Совокупность инерционных параметров маховика ДВС, ротора электромашины и упругости гасителя между ними позволили создать высокоэффективный низкочастотный фильтр возмущений от основных моторных гармоник теплового двигателя, обеспечивающий гашение крутильных колебаний на уровне двухмассового маховика – dual mass flywheel (DMFW).



а б

а – одноузловая с частотой 3,5 Гц; б – двухузловая с частотой 79 Гц

Рисунок 1 – Формы колебаний силовой передачи; номера соответствуют основным инерционным массам: 1 – маховик ДВС; 2 - ротор ЭМ; 3 – передняя подгруппа АКП; 4 - задняя подгруппа АКП; 5 – автомобиль

Особенность проблемы обеспечения требуемого уровня динамической и виброакустической нагруженности трансмиссий данного типа заключается в недостаточно формализованном взаимодействии элементов сложной мехатронной системы, включающей

в себя тепловой двигатель, электромашину, четырёхстепенную многоступенчатую планетарную полноприводную трансмиссию и контроллеры систем управления различного уровня.

При проведении испытаний опытных образцов автомобилей установлены новые динамические явления, заключающиеся в нарушении устойчивости динамической системы из-за несогласованности алгоритмов управления систем стабилизации частоты вращения двигателя и электромашины. На рисунке 2 приведены фрагменты осциллограмм, характеризующих данное явление.

Это потребовало уточнения разрабатываемого метода применительно к объектам, включающим электронные системы стабилизации, введение в математические модели блоков, имитирующих действие систем управления. Реализация предлагаемого метода, уточнение модели мехатронной системы и результаты расчётно-экспериментального исследования позволили обеспечить требуемый уровень динамической нагруженности, характеризуемый коэффициентом динамичности не более 1,2.

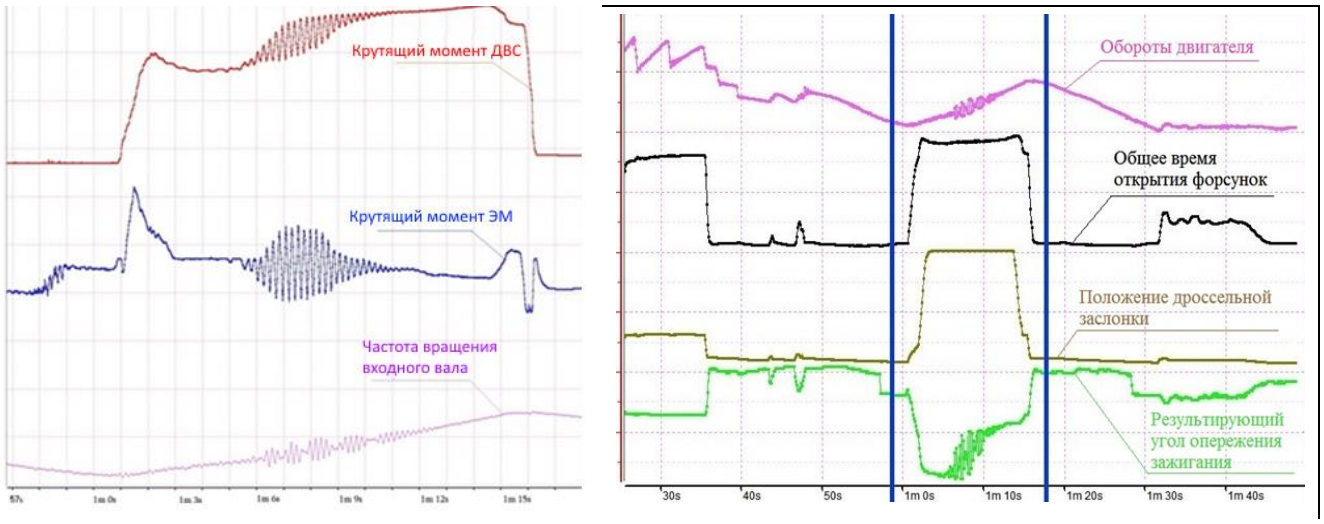


Рисунок 2 – Влияние параметров системы управления двигателем (ДВС) и электромашиной (ЭМ) на динамические процессы в трансмиссии автомобиля

Приведённое выше относится к установившимся режимам работы трансмиссии. Предлагаемый метод оценки динамической нагруженности применим также и для исследования переходных процессов, например, для переключения передач. В этой связи было выполнено исследование динамического процесса с целью ограничения периодических колебаний момента трансмиссии после окончания буксования, т.е. исключения, так называемого эффекта «Бонанца». Предложенный способ гашения низкочастотных колебаний в трансмиссии транспортной машины на стадии после выравнивания скоростей ведущих и ведомых частей заключается в создании противофазного управляющего воздействия на собственной частоте динамической системы, соответствующей низшей одноузловой форме колебаний. Способ отличается тем, что в алгоритм работы системы дополнительно введён блок идентификации номера включаемой передачи, схемы включения ведущих мостов и разности относительной скорости ведущих

и ведомых элементов системы, определяющей момент времени (окончание стадии) кинематического выравнивания. После этого осуществляется запрос в информационно-измерительную и управляющую систему (ИИУС) требуемого момента двигателя на данной передаче для обеспечения движения с заданным ускорением, задаётся величина допустимого перерегулирования момента и рассчитываются параметры качества переходных процессов при быстром приложении момента (реакция системы на единичное управляющее воздействие). При превышении допустимой степени перерегулирования выполняется расчёт параметров силового перераспределения управляющего крутящего момента (рисунок 3) для выбранного алгоритма (ZV, ZVD, ZVDD, Ramp) управления (амплитуда и длительность их действия) с учётом начальной фазы колебания, соответствующей низшей одноузловой форме, определяемой по значениям сигнатур первой и второй производных момента. Сформированный сигнал, соответствующий установленным значениям параметров силового перераспределения передаётся на блок управления моментом двигателя (подачей топлива).

Анализ полученных результатов свидетельствует об эффективности предлагаемого способа гашения колебаний в трансмиссии транспортной машины в процессе переключения передач после стадии кинематического выравнивания (патент РФ на изобретение № 2735455 от 02.11.2020 г). Предлагаемый способ обеспечивает повышение эксплуатационных свойств транспортных машин, таких как интенсивность разгона, уровень комфортабельности и др.

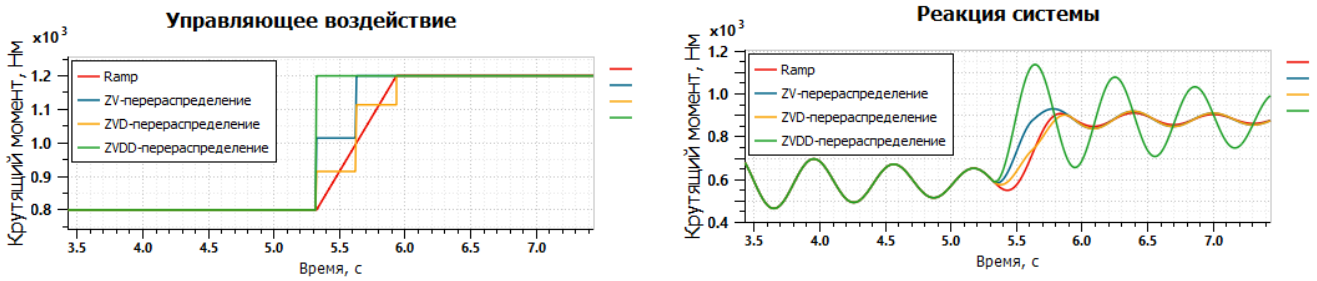


Рисунок 3 – Перераспределение управляющего крутящего момента

При проведении доводочных испытаний трансмиссии легкового автомобиля категории М1 установлен эффект неуравновешенности центробежного давления жидкости в компенсационной камере фрикциона управления М3, что является следствием вариации многих факторов, в частности, скорость заполнения гидроцилиндра. Это приводило к двум вариантам протекания процесса управления. Первый – вследствие действия центробежных сил происходило самопроизвольное включение фрикциона, что может сопровождаться высокой динамической нагруженностью, большой работой буксования и как следствие повышением температуры и разрушением элементов конструкции. Второй – дисбаланс давлений в камерах фрикциона приводил к нарушению закона изменения давления и существенной вариации длительности процесса переключения, росту динамической нагруженности или работы буксования. Проведёнными исследованиями установлено, что реализация требуемых законов управления фрикционом зависит от большого числа параметров. Предложенное техническое решение по стабилизации давления в

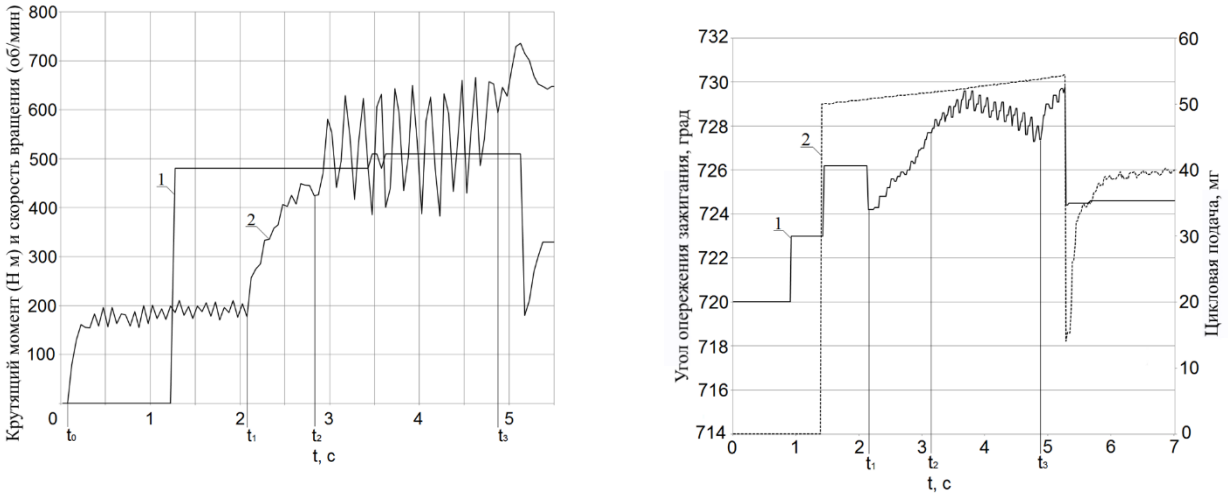
компенсационной камере реализовано в конструкции девятиступенчатой коробки передач трансмиссии автомобиля категории М1.

Динамическая нагруженность трансмиссии, в частности фрикционных дисков, определяется не только действующим моментом, но и температурными деформациями. Отклонение геометрических параметров от номинального значения и волнообразные изгибные колебания дисков приводят к перераспределению давления и, соответственно, температурных полей. Тепловой поток, формируемый трением дисков, пропорционален контактному давлению. В точках контакта дисков локальное давление превышает среднее. В связи с этим температура имеет тенденцию повышения в областях, где давление выше. Это дополнительно увеличивает локальное давление из-за теплового расширения. Нагрев дисков, совершающих изгибные колебания в зонах пучностей приводит к тому, что в процессе включения фрикциона возбуждается так называемая термоупругая неустойчивость (termo elastic instability – TEI, рисунок 4). При этом, как следует из рисунка, зоны локального повышения температур (hotspoting - «горячие пятна») расположены асимметрично с каждой стороны диска на равном расстоянии друг от друга. Данные зоны соответствуют пучностям соответствующей формы колебаний в поперечной плоскости, а «горячие пятна» на противоположной стороне диска расположены в зазорах между показанными на рисунке. Анализ модальных свойств диска, как распределённой системы, может позволить уточнить и расширить границы областей термоупругой устойчивости.

Рисунок 4 – Иллюстрация явления «hotspoting» - перегрева диска, совершающего изгибные колебания в зонах пучностей

В ходе выполнения ОКР перспективной БГМ массой 25 т проведённый прогноз динамической нагруженности на этапе проектирования трансмиссии показал неудовлетворительность первоначального варианта конструкции в отношении исключения крутильных колебаний. В дотрансформаторной зоне при разблокированном гидротрансформаторе реализуется резонанс в зоне частот вращения вала двигателя 700…900 об/мин. Это основной резонанс главной гармонической составляющей возмущающих моментов порядка $v = 3$. Данный резонанс представлял опасность для входных элементов конструкции трансмиссии (деталей дотрансформаторной зоны). Для исключения возможности относительно длительной работы двигателя в резонансной зоне предложены варианты перерегулировки двигателя с повышением минимальной частоты на холостом ходу до 1000…1200 об/мин и (или) повышением эффективности фильтрации низкочастотных колебаний в дотрансформаторной зоне обоснованным выбором жёсткости входного торсионного вала. Однако выполнение гасителя в виде торсионного вала при большой мощности двигателя вызывает дополнительные серьёзные проблемы, связанные с проходом резонансной зоны при запуске и глушении двигателя. Проведённые экспериментальные исследования опытного образца трансмиссии подтвердили правомерность прогнозируемых результатов.

Особенно данный эффект проявился при возбуждении энергоёмких резонансных колебаний в дотрансформаторной зоне трансмиссии в процессе пуска двигателя ЯМЗ-7801, оснащённого современной интеллектуальной мехатронной системой управления подачей топлива вследствие проявления так называемого «конфликта задач» из-за неопределённости алгоритма управления подачей топлива при прохождении через зону резонанса. В этом случае резонанс в механической системе приводит к снижению показателей рабочего процесса в ДВС и «зависанию» двигателя на резонансном режиме (500 … 530 об/мин). На рисунке 5 показаны фрагменты осциллограмм, характеризующих неустойчивость процесса запуска двигателя ЯМЗ-7801.



а б

Рисунок 5 – Фрагмент осциллограммы для режимов пуска и заглохания:
а – с записью действующего момента (1) и оборотов коленчатого вала (2); б – угол опережения зажигания (1) и цикловая подача (2)

Кроме того, на этапе проектного расчёта была установлена возможность возбуждения резонансного режима в затрансформаторной зоне, в том числе при заблокированном ГТ. Высокий уровень динамической нагруженности от крутильных колебаний элементов трансмиссии при разблокированном и заблокированном ГТ является недостатком первоначального варианта конструктивного исполнения трансмиссии. В рассматриваемой конструкции трансмиссии без согласующего редуктора обосновано решение установки на маховик двигателя упруго-фрикционного демпфера в виде эластичного гасителя крутильных колебаний. Реализация предложенного технического решения в конструкции трансмиссии БГМ массой 25 т с двигателем ЯМЗ-7801 позволила исключить резонансные режимы. Кроме того, обоснован вариант установки фрикционного демпфера в ступице внутреннего барабана блокировочного фрикциона ГТ. Таким образом, применение разработанного метода МПДС позволило обосновать и реализовать в дотрансформаторной зоне трансмиссии БГМ два варианта гасителей крутильных колебаний - в виде упругого торсионного вала и эластичной упруго-фрикционной муфты. Кроме того, показана необходимость регулирования инерционных свойств трансмиссии на режиме пуска

двигателя путём отключения насосов систем управления поворотом, трансмиссией, а также введение в конструкцию фрикциона блокировки гидротрансформатора упруго-фрикционного демпфера. Реализация предложенных решений позволила обеспечить коэффициент динамичности на установившихся и переходных процессах не выше 1,25 – 1,30.

Применительно к анализу динамической нагруженности силовых передач СКШ, трансмиссии которых состоят из планетарного редуктора и гидродинамической передачи (ГДП), предлагаемый метод снижения динамической нагруженности потребовал существенного уточнения из-за нелинейности упругой системы, в которой возбуждаются субгармонические параметрические колебания. На основе уточнённого метода снижения динамической нагруженности разработаны запатентованные технические решения (патент RU 2735455 и RU 2581891), реализованные в конструкциях СКШ. 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.

В соответствии с методом МПДС выполнено исследование динамической нагруженности силовых передач грузовых автомобилей на установившихся режимах работы. Объектом исследования был разрабатываемый модельный ряд трансмиссий для грузовых автомобилей категории N2 и N3, оснащенных V-образными и рядными ДВС. Трансмиссии выполнены по вально-планетарной схеме с двойным и обычным сцеплениями с передаваемым максимальным моментом M=1400, M=2100, M=2600 и M=2700 Н·м при частоте вращения 1300 об/мин. В качестве демультипликатора используется одно- или двухрядный планетарный редуктор. Переключение передач в трансмиссиях с обычным сцеплением и подготовка переключения передач в трансмиссиях с двойным сцеплением осуществляется синхронизаторами. Для установившихся режимов движения изменение параметров динамической системы и выбор гасителя крутильных колебаний (параметров низкочастотного фильтра колебаний) выполнялись на основе анализа модальных характеристик системы. Были определены требуемые параметры упруго-диссипативных характеристик, обеспечивающих приемлемый уровень динамической нагруженности, в соответствии с которыми выбраны конструкции гасителей из серийно выпускаемых в автомобильной промышленности.

Другим примером реализации разработанного метода является решение задачи повышения ресурса силовых передач приводов водометных движителей амфибийных быстроходных гусеничных машин массой 14 т. Исследованиями установлено, что особенность конструкции силовых передач, содержащих карданные передачи, приводит к возбуждению параметрических высокочастотных резонансов, сопровождающихся колебаниями момента в форме «биений», и как следствие к увеличению числа циклов нагружения до 11 млн. за 50 часов работы при амплитуде момента превышающей расчётную в 1,5–2,0 раза. Высокий уровень возбуждаемых виброускорений (до 30 g), а также проявление эффекта, описанного И.И. Блехманом - ослабление болтовых соединений из-за высокой вибронагруженности сопрягаемых деталей, приводят к перекосу валов и

разрушению элементов передач. Положительный результат достигается разработкой и обоснованием технических решений, обеспечивающих устойчивость параметрических колебаний механической системы. Реализация результатов исследования позволила пройти государственные испытания исследуемым АГМ.

Одним из наиболее часто встречающихся отказов в трансмиссиях транспортных машин является выход из строя и в отдельных случаях разрушение фрикционных дисков. Известные методы проектного расчёта фрикционных элементов и их систем управления ориентированы на обеспечение прочности элементов конструкции во включённом состоянии. В то же время в результате выполненных автором исследований при разработке многих трансмиссий перспективных машин установлено, что функционирование фрикционов сопровождается малоизученными волновыми процессами во фрикционных дисках, приводящими к ограничению их работоспособности. Волновые процессы возникают при включении и выключении фрикционов, а также при свободном вращении в выключенном состоянии. Такие процессы сопровождаются возбуждением резонансных режимов. Это приводит к повышенной динамической и тепловой нагруженности фрикционных дисков, ограничивающей работоспособность трансмиссии в целом. Например, для фрикционных дисков, устанавливаемых в опытный образец шестиступенчатой трансмиссии «Синтез» для грузовых автомобилей с колёсной формулой 6х6, а также серийно выпускаемой гусеничной машины ТМ-140, расчётно-экспериментальным исследованием установлено, что на переходной галтели впадин дисков при резонансных колебаниях второй и третьей форм (703 Гц и 2800 Гц) возникают напряжения, превышающие допустимые до трёх раз. При этом амплитуда колебаний поверхности диска, находящейся в сопряжении с зубом барабана, может достигать 2 мм, что в свою очередь приводит к образованию остаточных деформаций на поверхности окружности выступов зубьев барабана. Угловые колебания приводят к деформациям рабочих поверхностей зубьев барабана, вплоть до выкрашивания. Данные явления приводят к нарушению подвижности дисков в осевом направлении, приводящему к неполному включению и выключению фрикционов и преждевременному выходу из строя. Исследованиями установлено, что в основе данного физического явления лежат высокочастотные параметрические колебания, возбуждаемые в существенно нелинейной динамической системе, формируемые упругим взаимодействием диска с барабаном (рисунок 6). На основе результатов, полученных при реализации разработанного метода, уточнена методика проектного расчёта фрикционов и предложены технические решения по ограничению амплитуд колебаний и исключению резонансов на рассматриваемых режимах работы (патент РФ на изобретение № 2728584), базирующиеся на управлении параметрами фрикционов и элементов их конструкции (фрикционных дисков) с учётом определения точных значений их модальных характеристик (патент на полезную модель RU 157159).

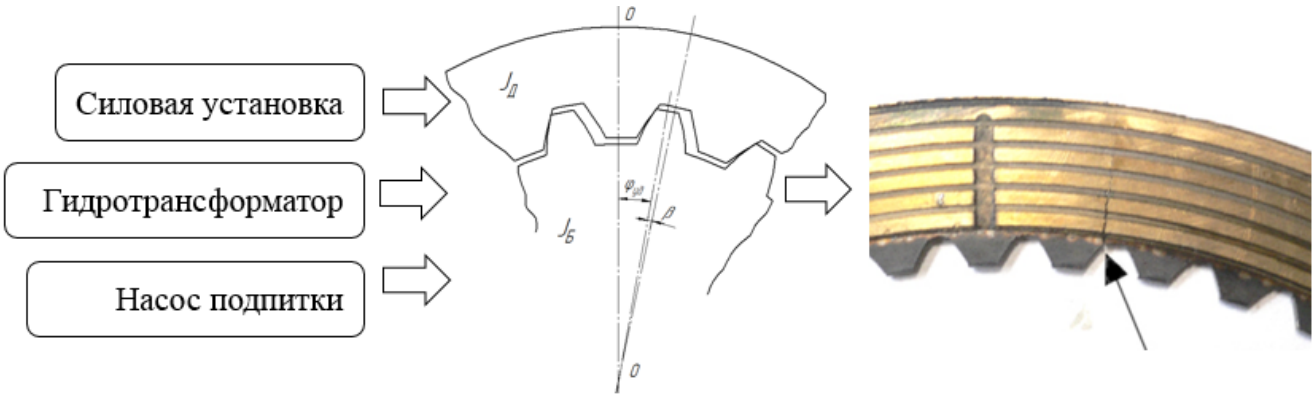


Рисунок 6 – Источники и последствия параметрических резонансных колебаний, формируемых нелинейным упругим взаимодействием диска и барабана с зазором: стрелкой показано зарождение трещины

В четвертой главе излагается реализация предлагаемого метода для прогнозирования виброакустической нагруженности силовых передач перспективных и модернизируемых колёсных и гусеничных машин.

Решение задач совершенствования виброакустической нагруженности (вибрационные и акустические колебания в области высоких частот (более 200 Гц) достигается применением обоснованной стратегии моделирования NVH-параметров (Noise, Vibration, Harshness) разрабатываемой трансмиссии, представляющей собой комплексный набор программных решений в пакетах Virtual.Lab, Simcenter3D и др. на основе конечно-элементного моделирования. Изменение NVH-параметров трансмиссии как многомодульного объекта осуществляется на основе анализа его структуры, результатов расчётов динамических нагрузок, шумов и вибраций.

Алгоритм расчёта включает пять этапов.

1. Разработка конечно-элементной математической модели трансмиссии как многомодульного объекта и её верификация.
2. Определение динамических нагрузок, передаваемых на корпус трансмиссии через подшипниковые опоры. В качестве основного источника нагрузок принимаются переменные реакции в зубчатых зацеплениях и различных гидравлических, пневматических и электромеханических устройствах, определяемые экспериментально либо аналитически и возникающие вследствие сложно формализуемых газогидродинамических, электродинамических и других процессов.
3. Определение уровня вибраций корпуса коробки на основе результатов модального анализа и определения путей распространения вибраций.
4. Определение акустического шума (уровень звукового давления и (или) мощность). В качестве основного источника шума принимаются вибрационные колебания стенок корпуса коробки, рассчитанные на предыдущем этапе.
5. Целенаправленное изменение модальных свойств системы для обеспечения требуемого уровня NVH-параметров конструкции.

При определении динамических нагрузок переменная составляющая динамического момента определяется амплитудами гармонических составляющих момента двигателя и переменными составляющими, возникающими при взаимодействии зубьев шестерён, определяемых на основе теории Герца с применением результатов точного конечно-элементного моделирования. Кроме того, в результате экспериментального исследования вибронагруженности опытных образцов девятиступенчатой планетарной АКП легкового автомобиля категории М1 и вально-планетарных роботизированных АКП грузового автомобиля установлено, что одними из доминирующих источников высокочастотного возбуждения являются элементы трансмиссии, не участвующие в передаче основного силового потока. К ним относятся различные гидравлические, пневматические и электромеханические устройства, обеспечивающие управление и работу как трансмиссии, так и автомобиля в целом. Например, для объектов исследования таковым является масляный насос. На рисунке 7 приведены диаграммы виброускорений, демонстрирующие данный эффект. Из рисунка следует, что порядок № 14 соответствует основной частоте, формируемой насосом девятиступенчатой планетарной АКП. При проявлении нелинейных свойств рабочей жидкости (например, при вспенивании), порядки доминирующих амплитуд возмущения являются кратными основной частоте. На отдельных режимах их амплитуды могут существенно превышать амплитуду основной частоты. Такой же эффект экспериментально установлен при стендовых испытаниях вально-планетарной роботизированной АКП грузового автомобиля, рассчитанной на момент 2700 Н·м.

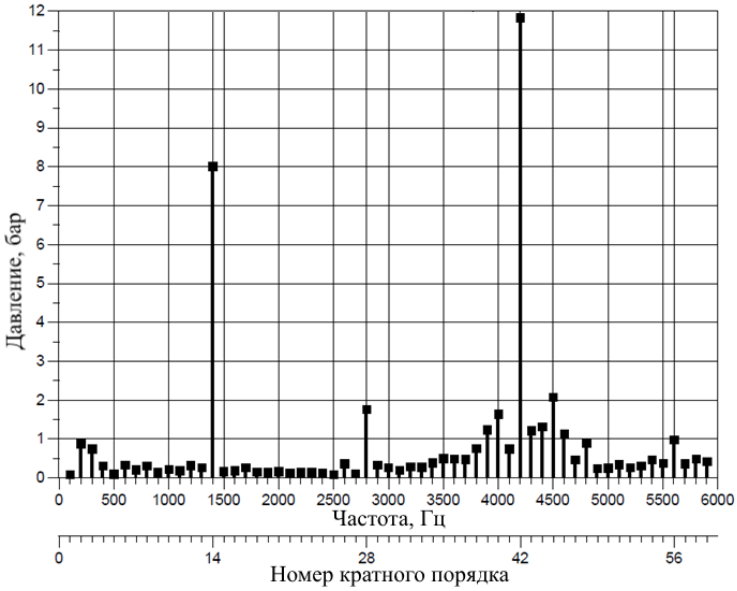


Рисунок 7 – Порядковая диаграмма возмущений, формируемых масляным насосом девятиступенчатой планетарной АКП автомобиля категории М1

Изложенная выше последовательность показана на рисунке 8 и реализована при совершенствовании конструкций картерных деталей планетарной АКП автомобиля категории М1 и вально-планетарных АКП грузовых автомобилей категорий N2 и N3.

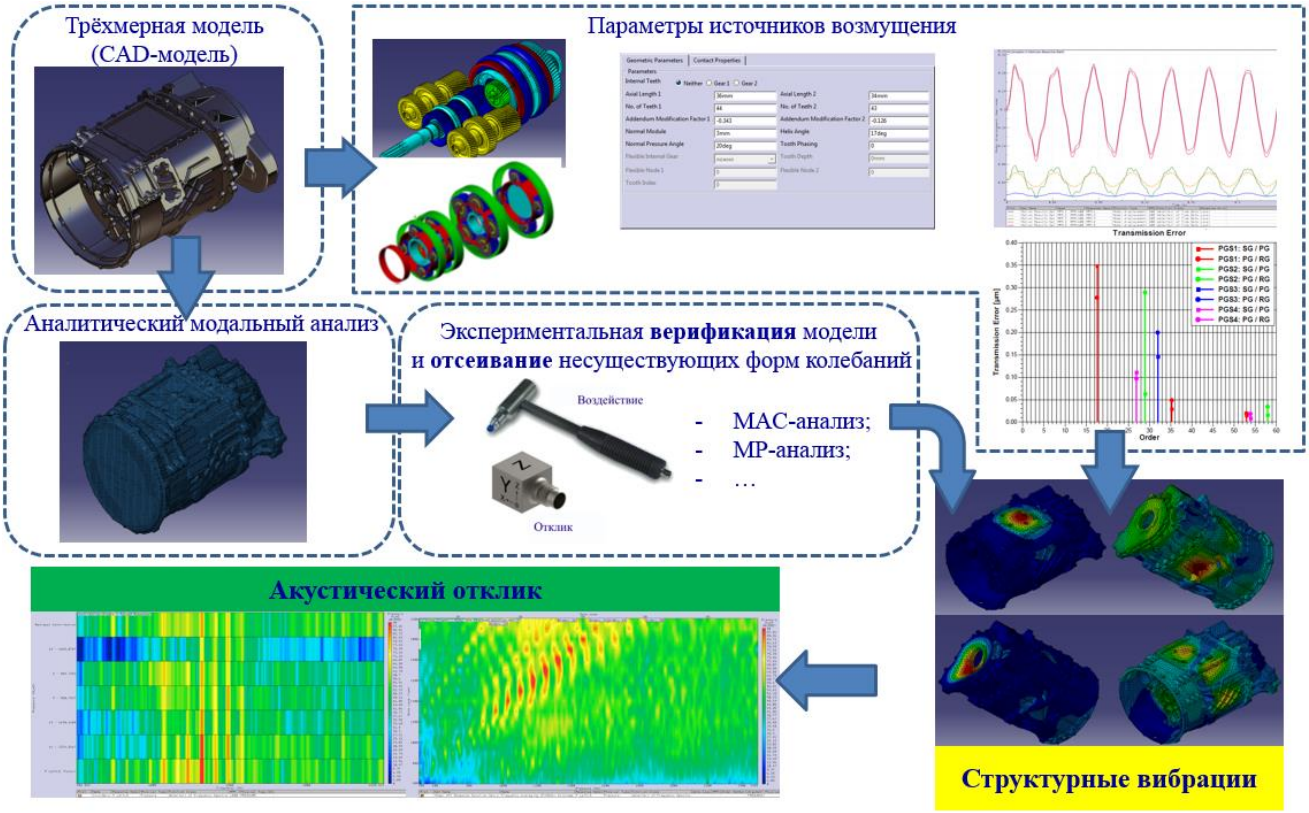


Рисунок 8 – Алгоритм расчёта вибронагруженности на основе МПДС

При этом после «интеграции кинематики» в упругий корпус выполнен расчёт нагрузок от валов на корпус через упругие связи, имитирующие податливость подшипников, определяемую экспериментально либо по данным производителей, а также через соединение тормозных барабанов 1-го и 2-го планетарных рядов с картером девятиступенчастой планетарной АКП (рисунок 9 а), и через кольца синхронизатора демультипликатора с картером в АКП для грузовых автомобилей (рисунок 9 б).

По имеющейся информации о нагрузках в точках опирания валов и динамической жёсткости корпуса производится расчёт вынужденного отклика (вибраций) во временной области. Результатом расчёта являются величины перемещений, скоростей и ускорений каждого узла конечно-элементной модели корпуса, которые могут быть визуализированы. После этого этапа производится переход в частотную область с выделением из непрерывного сигнала режимов с постоянной скоростью вращения. В результате определяется набор функций коэффициентов модального участия в зависимости от частоты (формы колебаний) и скорости вращения входного вала.

На следующем этапе строится акустическая гранично-элементная сетка путём построения огибающей поверхности и разбиения её на плоские конечные элементы. На полученную акустическую сетку проецируются формы колебаний корпуса путём нахождения соответствия узлов сеток. Выполняется расчет акустических передаточных функций на основе стандартных методов (например, MATV – Modal Acoustic Transfer Vectors) с последующим расчётом акустического давления в искомых точках пространства для каждой частоты вращения входного вала. Результаты также, как и в случае вибраций, могут быть визуализированы в виде водопадной диаграммы, где по осям откладываются

частота акустического отклика и обороты входного вала, а цвет характеризует амплитуду акустического давления.

На основе полученных результатов определяется вклад отдельных форм колебаний в интегральный уровень звукового давления для различных собственных частот и форм. Для определения приоритетности формы колебаний, подвергаемой корректирующим действиям (внесению конструктивных модификаций) предложен метод расчёта интегрального коэффициента вклада формы в суммарный шум с учётом всех рассмотренных режимов.

В качестве ключевого параметра целевой функции (интегрального уровня шума) оценивается значимость рассматриваемой формы колебаний по пятибальной шкале для различных частот вращения двигателя и разных передач. Максимальное значение суммы баллов для n-й формы колебаний определяет необходимость внесения конструктивных изменений для подавления вклада данной формы колебаний в общем интегральном уровне шума.

Например, для вально-планетарной АКП, рассчитанной на максимальный передаваемый момент 2700 Н·м, определены первые 50 форм колебаний в диапазоне частот до 8 кГц. Выполненный анализ на основе разработанной методики позволил сделать заключение, что наибольший вклад в интегральный уровень шума вносят формы колебаний на частоте 968 Гц (боковые стенки и перегородка между вальной частью АКП и демультипликатором), и на частоте 1439 Гц (связанные колебания боковых стенок и передней крышки АКП).

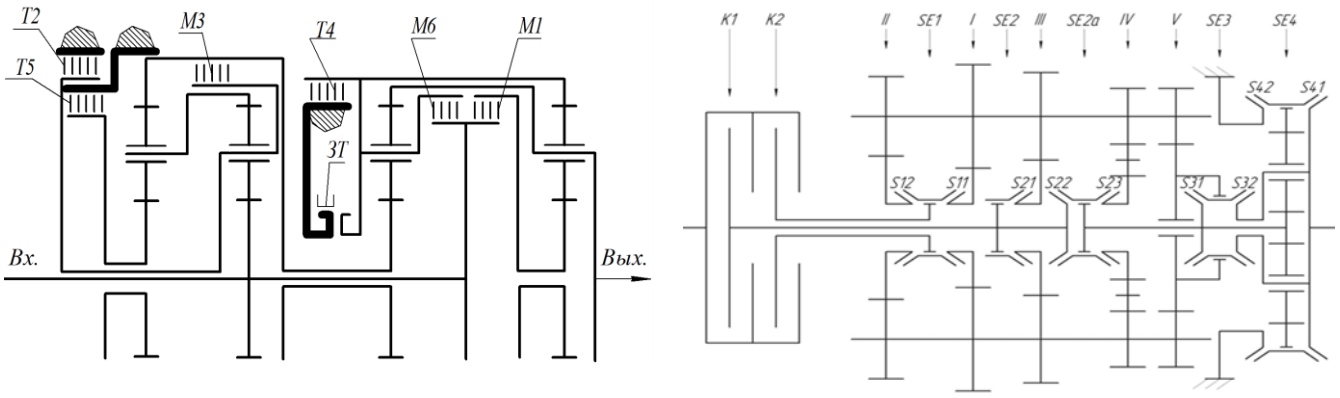
Экспериментальные исследования виброакустической нагруженности выполнялись во ФГУП «НАМИ» (г. Москва) и исследовательском центре IAV (г. Хемниц, Германия).

На основе реализации предложенного метода прогнозирования и снижения шума и вибраций силовых передач применительно к ряду объектов исследования разработаны новые модальные модели, комплекс методик по их верификации с использованием современных средств CAE и алгоритм совершенствования виброакустических параметров силовых передач, что позволило обосновать и предложить технические решения по снижению виброакустической нагруженности.

Суть технических предложений заключается в следующем:

– для вально-планетарной АКП предложены изменения в конструкции боковых поверхностей картера, перегородки между вальной частью АКП и демультипликатором, крышки распределителя. Жёсткость предлагается увеличить за счёт добавления диагонально расположенных рёбер в зонах идентифицированных значимых форм колебаний. При этом прогнозируется смещение резонансных частот и снижение общей мощности акустического излучения. Обоснована возможность и целесообразность введения упругого соединения колец синхронизаторов демультипликаторов с картером, а также возможность снижения глубины модуляции возмущения за счёт коррекции геометрических параметров зубчатых зацеплений. По результатам моделирования с использованием верифицированной модели применительно к рассматриваемому объекту исследования прогнозируемое снижение интегрального уровня шума достигает 3,5 дБ;

– в трансмиссию девятиступенчатой планетарной АКП автомобиля категории М1 внесены изменения в конструкцию боковых поверхностей, а также поддон картера, обоснована целесообразность введения упругих элементов между барабанами тормозов 1- го и 2- го планетарных рядов и картером трансмиссии, предложены изменения параметров зубчатых зацеплений шестерён, а также обоснована необходимость изменения конструкции масляного насоса для исключения возникновения высокоамплитудных возмущений на «порядковых» частотах (следствие кавитационных процессов в рабочей полости). Численная и экспериментальная оценка показала высокую эффективность предложенных технических решений. Таким образом, в данной главе приведены результаты реализации разработанного метода оценки и целенаправленного совершенствования модальных свойств и параметров виброакустической нагруженности опытных образцов многих трансмиссий. Используя предложенную стратегию моделирования и инструменты CAE в процессе прогнозирования виброакустических показателей представляется возможным на этапе проектирования разработать научнообоснованные мероприятия по совершенствованию модальных свойств конструкции и, соответственно, достичь необходимого уровня виброакустического излучения.



а б

Рисунок 9 – Кинематические схемы девятиступенчатой (а) и вально-планетарной (б) исследуемых автоматических коробок передач: М1, Т2, М3, Т4, Т5, М6, 3Т, К1, К2, SE1, SE2, SE2a, SE3, SE3, SE4 – элементы управления

В пятой главе обосновываются и формулируются цели и задачи экспериментального исследования динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин, перечень необходимого испытательного оборудования и программно-аппаратного обеспечения для проведения ходовых и стендовых испытаний. Разрабатывается комплекс программ и методик испытаний для различных этапов выполняемого расчётно-экспериментального исследования в рамках реализации предложенных методов оценки и совершенствования динамической и виброакустической нагруженности на основе МПДС.

Цель экспериментальных исследований заключается в сборе объективной информации об исследуемых процессах для последующего совершенствования параметров объектов

исследований – силовых передач колёсных и гусеничных машин, трансмиссий и отдельных элементов конструкции изделий.

Для этого решаются задачи: обоснование, выбор и разработка испытательного оборудования, информационно-измерительного и программного обеспечения; экспериментальное определение параметров исследуемых динамических систем и исследуемых динамических и виброакустических процессов (упруго-инерционные и демпфирующие параметры, частотные характеристики и др.); интерпретация результатов экспериментальных исследований, оценка модальных параметров, подтверждение адекватности разработанных моделей и при необходимости их уточнение.

При решении задач параметры исследуемых процессов динамического и виброакустического нагружения определяются при ходовых и стендовых испытаниях. При этом перечень испытательного и измерительного оборудования определялся характером этих процессов. В зависимости от частоты процесса, характеризующего динамическое и виброакустическое нагружение, измерения осуществлялись следующим образом: низкочастотные процессы (до 100 Гц), характеризующие параметры движения машины, такие как ускорения, угловые и линейные скорости, положение в пространстве определялись с помощью измерительной навигационной системы RaceLogic 3i, а также с использованием возможностей ИИУС исследуемого транспортного средства в соответствии с CAN-протоколом; при исследовании динамических моментов и сил в элементах конструкции силовой передачи (частота от 100 Гц до 20 кГц) использовались АЦП фирмы L-Card, соответствующие по частоте опроса и количеству одновременно регистрируемых каналов. При этом для регистрации и обработки данных использовалось программное обеспечение PowerGraph 3.3.8, обладающее широким набором функций для качественного спектрального анализа исследуемых процессов (оконные, циклические функции, различные фильтры и т.д.).

Для измерения отдельных параметров, характеризующих функциональные, модальные и другие характеристики силовых передач, создавались специальные устройства и разрабатывались оригинальные способы их определения. В частности, для анализа динамической нагруженности привода генератора двигателя ЯМЗ-7801 в составе перспективной БГМ разработан и реализован способ определения спектра нагружения и амплитуд периодических составляющих динамического момента по колебаниям напряжения в обмотках генератора, наведённых механическими колебаниями ротора. Разработан и реализован способ определения приведённого момента инерции дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии транспортной машины (патент РФ на изобретение RU 2581891). Для точной идентификации и визуализации модальных пространственных характеристик фрикционных дисков трансмиссий разработан и реализован способ с использованием лазерного доплеровского виброметра, выполненного в виде трёх лазерных головок (патенты РФ на изобретение RU 157159).

Приведённое выше относится к анализу процессов динамического нагружения силовых передач. Для экспериментального определения параметров виброакустического нагружения и модальных характеристик объектов исследования, для верификации модальных моделей

использовалось специализированное программно-аппаратное обеспечение. Установлено, что в этом случае измерительный комплекс должен обеспечивать высокочастотную (не менее 50 кГц) регистрацию кинематических и силовых параметров на входных и выходных валах трансмиссии, регистрацию сигналов с акселерометров, установленных на корпусе АКП, а также измерение, расчёт и визуализацию полей акустического давления (акустической мощности) со стороны АКП в процессе стендовых испытаний.

Для этого обоснован и скомплектован измерительный комплекс, построенный на базе трёх синхронизируемых по времени независимых программно-аппаратных систем измерения фирмы Siemens и высокоточных датчиков нескольких типов – трёхкомпонентные акселерометры компании PCB Piezotronics и акустической решетки MicrodB с камерой LMS HD Acoustic Camera с 36 микрофонами.

Результаты измерений и их интерпретация приведены в разделах 3 и 4. Таким образом, в данной работе на основе обоснованных и предложенных методов разработаны, рассмотрены и отражены основные этапы подтверждения адекватности модальных моделей на основе сочетания математических методов, инженерной оценки и здравого смысла, что позволило решить задачу совершенствования параметров объектов исследований и ограничения их динамической и виброакустической нагруженности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Научно обоснован и разработан метод снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин на основе структурно-динамического анализа сложных механических систем и вариации их модальных свойств с использованием современных инструментов CAD-CAE, реализующий:

– при исследовании низкочастотных процессов – алгоритм создания оригинальных моделей мехатронных нелинейных систем переменной структуры, позволяющий определить динамическую нагруженность на установившихся режимах и при переходных процессах, отличающийся учётом малоизученных динамических эффектов возбуждения параметрических резонансов и термоупругой неустойчивости в элементах управления (во фрикционах), учётом эффекта «Бонанца» – возбуждения низкочастотных энергоёмких колебаний на собственной частоте системы при управлении переключением передач после окончания фазы кинематического выравнивания скоростей ведущих и ведомых элементов и др.;

– при исследовании высокочастотных процессов – алгоритм структурно-динамического моделирования, совершенствования модальных свойств и решения обратной задачи снижения вибраций и шума силовых передач перспективных колёсных и гусеничных машин на этапе разработки виртуального образца (модальной модели), отличающийся учётом нелинейных свойств сложных мехатронных систем.

2. Созданы новые модальные модели исследуемых силовых передач, учитывающие переменность структуры и нелинейность свойств элементов системы, позволяющие ввести в модель кратные порядковые возмущения – 2-го, 3-го, 4-го и т. д. порядков, формируемые в масляных насосах и зубчатых зацеплениях. Соответствие разработанных моделей реальным объектам подтверждено результатами стендовых и ходовых испытаний.

3. При решении сформулированных в работе задач на основе теоретического и экспериментального исследования установлены новые закономерности и разработаны научно обоснованные методы и способы снижения динамической нагруженности фрикционных дисков:

– метод расчёта и экспериментального определения спектра собственных частот ФД как конструкции с распределёнными параметрами, состоящими из материалов с различными физико-механическими свойствами в неисследованном ранее диапазоне частот;

– способ исключения резонансов фрикционных дисков путём расширения областей устойчивости колебательного процесса при его многопараметрическом регулировании за счёт вариации собственных частот, снижения параметра глубины модуляции в 2 раза и синтеза низкочастотного фильтра;

– модель мехатронной системы управления включением фрикционных дисков в трансмиссии автомобиля категории М1, учитывающая малоизученное ранее явление вариации давления в компенсационной камере гидроцилиндра управления, на основе которой предложены и реализованы технические решения, минимизирующие отклонения давления управления от требуемой величины, что обеспечило значение коэффициента динамичности крутящего момента при переключении передач не более 1,2.

4. На основе реализации предложенного метода:

– решена задача снижения динамической нагруженности силового блока перспективной БГМ путём предложения научно обоснованных технических решений, направленных на исключение резонансных режимов в рабочем диапазоне частот вращения двигателя и при его пуске и заглохании, в частности при выполнении конструкции гасителя крутильных колебаний в виде упругого торсионного вала, традиционно используемого в трансмиссиях транспортных гусеничных машин и обеспечивающего высокую эффективность фильтрации колебаний, а также высокие удельные объёмно-массовые показатели силовой передачи;

– установлено, что такое решение может иметь ограниченное применение при использовании с высокомоментными, современными двигателям (например, ЯМЗ-7801) в случае возникновения так называемого эффекта «конфликта задач» из-за неопределённости (неоднозначности) алгоритмов управления подачей топлива при прохождении через зону резонанса, а также алгоритмов управления трансмиссией (в случае «раздельного торможения» при повороте). В этих случаях резонанс в механической системе приводит к «зависанию» двигателя на резонансном режиме (500–530 об/мин). Установлено, что сокращение времени прохождения через резонанс можно обеспечить увеличением цикловой подачи топлива на режиме пуска. Но применительно к двигателю с турбонагнетателем данное решение не позволяет обеспечить требуемое качество смесеобразования в камере сгорания, что затрудняет эксплуатацию двигателя в различных условиях, в частности пуск при низких температурах. В качестве альтернативного варианта низкочастотного фильтра обосновано техническое решение установки на маховик двигателя упруго-фрикционного гасителя крутильных колебаний в виде эластичной муфты. Реализация предложенного технического решения в конструкции трансмиссии перспективной БГМ позволило исключить резонансные режимы.

5. На основе применения разработанного метода снижения динамической нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин посредством анализа и совершенствования модальных свойств системы был обоснован выбор упруго-фрикционного гасителя крутильных колебаний и определено место его установки между тепловым двигателем и электромашиной, что позволило реализовать высокоэффективный низкочастотный фильтр высокомоментных возмущений от ДВС (основных моторных гармоник), обеспечивающий гашение крутильных колебаний на уровне двухмассового маховика. Данное решение реализовано в трансмиссии автомобиля категории М1. Это обеспечило снижение коэффициента динамичности для основной 4-й моторной гармоники до величины менее 0,1 и на порядок меньше для 8-й гармоники двигателя.

6. Реализация метода позволила снизить динамическую нагруженность при возбуждении субгармонических параметрических колебаний в нелинейной системе трансмиссии обеспечением устойчивости колебательного процесса путём обоснованного снижения параметра глубины модуляции и вариацией модальных характеристик регулированием упруго-инерционных и демпфирующих свойств системы. Новые запатентованные технические решения позволили 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.

7. Для разрабатываемого модельного ряда трансмиссий с обычным и двойным сцеплением, для грузовых автомобилей категории N2 и N3 определены требуемые параметры упруго-диссипативных характеристик, обеспечивающих приемлемый уровень динамической нагруженности на установившихся и переходных режимах, в соответствии с которыми выбраны конструкции гасителей из серийно выпускаемых в автомобильной промышленности.

8. Для трансмиссий, содержащих силовые передачи привода водомётных движителей, обоснованы технические решения, позволившие уменьшить глубину модуляции в 2 раза и расширяющие область устойчивости периодического процесса за счёт снижения амплитуды параметрических резонансных колебаний. Данные решения реализованы в конструкциях трансмиссий АГМ массой 14 т.

9. Созданы новые модальные модели ряда исследуемых трансмиссий транспортных средств, реализация которых в соответствии со стратегией структурно-динамического анализа позволила обеспечить снижение интегрального уровня их виброакустических излучений до нормируемых величин.

10. Разработан комплекс методик по верификации модальных моделей исследуемых трансмиссий, обоснован перечень силовых факторов и средств CAE для их определения, обоснована последовательность определения путей распространения вибраций и формирования уровня акустического давления в заданной области пространства и предложен алгоритм совершенствования параметров конструкции, обеспечивающий требуемый уровень виброакустического излучения.

При этом:

– перечень факторов силового возмущения включает: переменные моменты на входном и выходном валах трансмиссии, определяемые по дискретным моделям (Matlab, LMS Amesim и др.); возмущения, формируемые гидравлическими и пневматическими устройствами, определяемые в специализированных программах по расчёту газогидродинамики (Star CCM+ и др.); возмущения, формируемые за счёт переменной реакции в зубчатых зацеплениях – Kissoft, Transmission Builder и др.).

– пути распространения вибраций и формирование акустического излучения определяются с использованием специализированного программного обеспечения – VirtualLab, Simcentr 3D, Comsol и др.;

– алгоритм совершенствования параметров заключается в определении количественных характеристик вклада отдельных форм колебаний картера трансмиссии в интегральный уровень акустического излучения с учётом разработанной системы оценки значимости отдельных форм колебаний на различных режимах работы трансмиссии и идентификацию источников возмущения наиболее значимых форм колебаний (вносящих наибольший вклад в интегральный уровень акустического излучения).

11. На основе реализации метода прогнозирования шума и вибраций силовых передач применительно к ряду разрабатываемых трансмиссий установлены источники возмущения и формы колебаний, оказывающие наибольшее влияние на формирование уровней вибрационного и акустического излучений, а также предложены и реализованы технические решения по их снижению, и выполнена оценка эффективности.

Для вально-планетарных трансмиссий грузовых автомобилей категорий N2 и N3 были установлены наиболее значимые формы связных колебаний боковых поверхностей и внутренней перегородки картера, обоснованы изменения в конструкцию (оребрение боковых поверхностей и перегородки), что позволяет прогнозировать снижение уровня акустического излучения до 3,5 дБ.

Для девятиступенчатой планетарной АКП автомобиля категории M1 с целью снижения параметра глубины модуляции, формирующего вибрационное и акустическое излучение картера трансмиссии:

– предложен вариант изменения параметров зубчатых зацеплений первого и второго планетарных рядов, обоснована необходимость введения в конструкцию и определены параметры упругого элемента (фильтра колебаний), соединяющего барабан тормоза T5 с картером трансмиссии;

– выполнена расчётно-экспериментальная оценка формирования высоко-моментного и высокочастотного полигармонического возбуждения, формируемого нелинейными кавитационными процессами в полостях масляного насоса, обоснованы направления изменения его конструкции;

– на основе анализа вклада форм колебаний картера трансмиссии предложены варианты оребрения отдельных элементов его конструкции. Реализация комплекса предложений позволила снизить уровень виброакустического излучения на 8 дБ.

12. На основе сформулированных целей и задач экспериментального исследования в рамках разработанных методов снижения динамической и виброакустической

нагруженности силовых передач колёсных и гусеничных машин на основе структурно-динамического анализа сложных механических систем и совершенствования их модальных свойств обоснованы требования к конструкции и функциональным возможностям испытательных стендов и комплексов информационно-измерительной аппаратуры, обеспечивающих решение поставленных задач, отличающиеся тем, что:

– при исследовании низкочастотных процессов комбинированных систем, включающих в себя элементы конструкции с распределённой массой, частотный диапазон программно-аппаратных комплексов должен обеспечивать возможность раздельной регистрации низкочастотных (до 200 Гц) и высокочастотных процессов (не менее 10 кГц) с одновременным представлением сигнала в частотной области;

– при исследовании высокочастотных виброакустических процессов программно-аппаратный комплекс должен обеспечивать регистрацию с частотой не менее 50 кГц и определение в реальном времени или в режиме постобработки модальных характеристик системы, в том числе частотной функции.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. **Тараторкин А. И.** Прогнозирование и снижение динамической и виброакустической нагруженности энергосиловых блоков колесных и гусеничных машин на основе совершенствования модальных свойств / А. И. Тараторкин. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2021. – 200 с.
2. **Тараторкин А.И.** Параметрические колебания дисков фрикционов управления трансмиссией транспортной машины / А.И. Тараторкин // Машиностроение и инженерное образование. – 2015. – № 1 (42). – С. 40–51. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**
3. **Тараторкин А.И.** Снижение динамической нагруженности фрикционов гидромеханических трансмиссий транспортных машин / А.И. Тараторкин // Труды НАМИ: сб. науч. ст. – Москва: Наука, 2015. – Вып. 260. – С. 178–189. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**
4. Держанский В.Б. Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1. – № 1 (15). – С. 73–78. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**
5. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров при повороте гусеничной машины / **А.И. Тараторкин**, И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский, М.В. Вязников [и др.] // Транспорт Урала. – 2016. – № 3(50). – С. 80–86. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**
6. Виды разрушения фрикционных дисков, используемых в планетарных коробках передач в качестве элементов управления / **А.И. Тараторкин**, С.А. Харитонов, П.А. Дроздов, М.М. Нагайцев // Труды НАМИ. – 2016. – № 3 (266). – С. 55–63. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**
7. Повышение качества переходных процессов при управлении поворотом быстроходной гусеничной машины / **А.И. Тараторкин**, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский,

И.А. Тараторкин [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18. – № 3. – С. 21–29. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

8. Гашение колебаний в энергосиловом блоке при пуске современного двигателя / **А.И. Тараторкин**, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.А. Волков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18. – № 2. – С. 5–14. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

9. Стабилизация траектории движения быстроходной гусеничной машины при ошибочных управлениях / И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский, **А.И. Тараторкин**, А.А. Волков // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 2 (38). **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

10. Исследование динамической нагруженности привода водометных движителей амфибийных гусеничных машин / П.Н. Ненашев, **А.И. Тараторкин**, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 20. – № 4 – С. 35–44. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

11. Ненашев П.Н. Экспериментальное исследование динамической нагруженности привода водомётных движителей амфибийной гусеничной машины / П.Н. Ненашев, С.В. Абдулов, **А.И. Тараторкин** // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – № 1 (132). – С. 70–77.

12. Верификация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH параметров / **А.И. Тараторкин**, И.А. Трусевич, И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21. – № 3). – С. 61–68. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

13. Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля / И.А. Трусевич, **А.И. Тараторкин**, И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20. – № 4. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

14. Обеспечение точности реализации требуемого закона управления фрикционами трансмиссии регулированием объёма рабочей жидкости в компенсационной камере гидроцилиндра / **А.И. Тараторкин**, А.В. Жук, А.И. Руднев [и др.] // Труды НАМИ. – 2021. – № 3 (286). – С. 67–80. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

15. **Taratorkin A.**, Derzhanskii V., Taratorkin I. Improving the Quality of Transmission Shifting Transients Due to Controlling Torque Redistribution // Journal of Vibration Engineering & Technologies. – 2020. – Vol. 8. – Iss. 3. – P. 431–441. – DOI: 10.1007/s42417-019-00183-4. **Издание входит в перечень Scopus.**

16. Blokhin A., Nedyalkov A., Barakhtanov L., **Taratorkin A.**, Kropp A. Multistage mechanical transmissions with automatic control for advanced trucks and buses // ActaMechanica et Automatica. – 2017. – Т. 11. – № 4. – P. 260–266. **Издание входит в перечень Scopus.**

17. Taratorkin I., **Taratorkin A.**, Derzhanskii V. Reduction in Dynamicl of the Hydromechanical Transmission on the Wheeled Chassis // SAE Technical Paper 2015-01-2789, 2015. – DOI: 10.4271/2015-01-2789. **Издание входит в перечень Scopus.**

18. Taratorkin I., Derzhanskii V., **Taratorkin A.**, Kharitonov S. Dynamic loading reduction of multiplate clutches lined plates of the vehicle powertrainsae // Technical Papers. – 2014. **Издание входит в перечень Scopus.**

19. **Taratorkin A.**, Derzhanskii V., Taratorkin I. Decrease in dynamic loading of transmission elements of the vehicle // Lecture Notes in Electrical Engineering. – 2013. – T. 198 LNEE. – № 10. – P. 495–504. **Издание входит в перечень Scopus.**

20. **Taratorkin A.**, Derzhanskii V., Taratorkin I. Experimental Determination of Kinematic and Power Parameters at the Tracked Vehicle Turning // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 136. – P. 1368–1377. – DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.331. **Издание входит в перечень Scopus.**

21. **Taratorkin A.**, Taratorkin I., Derzhanskii V. Prediction of the Parametrical Resonance Oscillations of Transmission Friction Discs on the Basis of High Precision Determination of Their Modal Characteristics // AIP Conf. Proc. 1785, 040086 (2016). – http://dx.doi.org/10.1063/1.4967143. **Издание входит в перечень Scopus.**

22. Taratorkin I., Derzhanskii V., **Taratorkin A.**. Improving the Quality of Transient Response During Automatic Control of the Turn of a Tracked Vehicle Based on the Implementation of Structured Input Shapers // Matec Web of Conferences. – 2017. – 129, 06029 (2017). – DOI: 10.1051/matecconf/2017129, 06029 ICMTMTE 2017. **Издание входит в перечень Scopus.**

23. Taratorkin I.A., Derzhansky V.B., **Taratorkin A.I.** Methods for Predicting Dynamic Loading of Friction Disks // AIP Conf. Proc. – 2017. – Vol. 1915. – 040060. – https://doi.org/10.1063/1.5017408. **Издание входит в перечень Scopus.**

24. Taratorkin I., Derzhanskii V., **Taratorkin A.** Oscillation damping in the power unit when starting the engine equipped with the Common Rail system // MATEC Web of Conferences 224, 02037 (2018) . **Издание входит в перечень Scopus.**

25. Abdulov S., **Taratorkin A.**, Nenashev P. Dynamic loading of a water jet propulsion drive of amphibious vehicles // MATEC Web of Conferences 224, 02042 (2018). **Издание входит в перечень Scopus.**

26. **Taratorkin A.**, Derzhanskii V., Taratorkin I. Stability of the dynamic shifting process in the vehicle transmission with the input shaper // MATEC Web of Conferences 211, 02007 (2018). **Издание входит в перечень Scopus.**

27. **Taratorkin A.**, Taratorkin I., Derzhanskii V., Alexander V. Oscillation elimination method in transient processes of controlling the transport vehicle transmission / FISITA World Automotive Congress 2018, 2018-October. **Издание входит в перечень Scopus.**

28. **Taratorkin, A.,** Taratorkin, I., Derzhanskii, V., Oscillation damping in the power unit when starting the engine equipped with the Common Rail system // MATEC Web of Conferences, 224, 02037 (2018). **Издание входит в перечень Scopus.**

29. **Taratorkin A.**, Derzhankii V., Taratorkin I. Increasing the Quality of Transient Processes in the Vehicle Transmission // Science & Technique.00 – 2019. – Vol. 18. – No. 6. – P. 509-518. – https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-6-509-518. **Издание входит в перечень Scopus.**

30. **Taratorkin A.**, Derzhankii V., Taratorkin I. Oscillation damping in the powertrain unit of transport vehicles // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 287. – 01021. – https://doi.org/10.1051/matecconf/201928701021. **Издание входит в перечень Scopus.**
31. **Taratorkin A.**, Derzhankii V., Taratorkin I. Optimization of transport vehicle transmission vibroacoustic characteristics // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 287. – 03004. – https://doi.org/10.1051/matecconf/201928703004. **Издание входит в перечень Scopus.**
32. **Taratorkin A.**, Derzhankii V., Taratorkin I. Dynamic loading of friction disks in automotive transmissions // MATEC Web of Conferences. – 2020. – Vol. 317. – 02002. – https://doi.org/10.1051/matecconf/202031702002. **Издание входит в перечень Scopus.**
33. **Taratorkin A.**, Derzhankii V., Taratorkin I. Improving the Quality of Transmission Shifting Transients Due to Controlling Torque Redistribution // Journal of Vibration Engineering & Technologies. – 2020. – Vol. 8. – Iss. 3. – P. 431–441. – DOI: 10.1007/s42417-019-00183-4. **Издание входит в перечень Scopus.**
34. **Taratorkin A.I.**, Belevich A.V., Taratorkin I.A., Trusevich I.A.. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – 052085. – DOI: 10.1088/1757-899X/971/5/052085. **Издание входит в перечень Scopus.**
35. Nenashev P., Abdulov S., **Taratorkin A.**. Increase of durability of an amphibious vehicle water jet propulsion driver // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709. – 033036. – DOI:10.1088/1757-899X/709/3/033036. **Издание входит в перечень Scopus.**
36. Nenashev P., Abdulov S., **Taratorkin A.** Estimation of adequacy of the simulation model of a water-jet propulsion drive of high-speed tracked amphibious vehicles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – 052077. – DOI: 10.1088/1757-899X/971/5/052077. **Издание входит в перечень Scopus.**
37. **Taratorkin A.I**., Taratorkin I.A., Trusevich I.A.. Theoretical and experimental optimization of vibroacoustic parameters of MKSM-800 loader // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709. – 022112. – DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022112. **Издание входит в перечень Scopus.**
38. Способ исключения резонансных режимов в фрикционных дисках гидромеханической трансмиссии транспортной машины : пат. 2728584 Рос. Федерация / **Тараторкин А.И.**, Держанский В.Б., Тараторкин И.А. – № 2019117501: заявл. 05.06.2019.
39. Способ гашения низкочастотных колебаний в трансмиссии транспортной машины : пат. 2735455 Рос. Федерация / **Тараторкин А.И.**, Держанский В.Б., Тараторкин И.А. – № 2019127072 : заявл. 29.08.2019.
40. Способ определения приведенного момента инерции дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии транспортной машины : пат. RU 2581891 C1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., **Тараторкин А.И.**, Тараторкин И.А., Гизатуллин Ю.Н.
41. Стенд для определения пространственных модальных характеристик фрикционных дисков гидромеханических трансмиссий : пат. RU 157159 U1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., **Тараторкин А.И.**, Тараторкин И.А. – № 2015106397/28 : заявл. 25.02.2015.

42. Автоматизированная система управления гидромеханической трансмиссией транспортной машины : пат. 153666 Рос. Федерация / Держанский В.Б., Тараторкин И.А., **Тараторкин А.И.**, Гизатуллин Ю.Н., Волков А.А.

43. Механизм автоматического натяжения гусениц транспортноймашины : пат. RU 137536 U1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., **Тараторкин А.И.**, Тараторкин И.А., Гизатуллин Ю.Н., Абдулов С.В., Маринин С.Н. – № 2013147791/11 : заявл. 25.10.2013.

44. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2540046 C1 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133749/11 : заявл. 19.07.2013.

45. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2543114 C2 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133741/11 : заявл. 19.07.2013.

46. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2543116 C2 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133750/11 : заявл. 19.07.2013.

47. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2545841 C2 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133746/11 : заявл. 19.07.2013.

48. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2540045 C1 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133752/11 : заявл. 19.07.2013.

49. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2549343 C2 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133740/11 : заявл. 19.07.2013.

50. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 2549344 C2 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133747/11 : заявл. 19.07.2013.

51. Прибор для измерения температуры внутренних слоёв массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин : пат. RU 141139 U1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., **Тараторкин А.И.**, Тараторкин А.И. – № 2013153845/28 : заявл. 04.12.2013.

52. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 143404 U1 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133745/11 : заявл. 19.07.2013

53. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 132851 U1 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133743/11 : заявл. 19.07.2013.

54. Гидромеханическая коробка передач : пат. RU 134267 U1 Рос. Федерация / Нагайцев М.В., Нагайцев М.М., **Тараторкин А.И.**, Харитонов С.А. – № 2013133744/11 : заявл. 19.07.2013.

55. Стенд для определения спектра собственных частот металлокерамических дисков гидромеханических трансмиссий: пат. RU 122171 U1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., Тараторкин И.А., **Тараторкин А.И.**, Гизатуллин Ю.Н. – № 2012126204/28 : заявл. 22.06.2012.
56. Гусеница транспортной машины : пат. RU 122353 U1 Рос. Федерация / Держанский В.Б., Тараторкин И.А., **Тараторкин А.И.**, Максимов Н.В., Пайнов Н.М. – № 2012132806/11: заявл. 31.07.2012.
57. Устойчивость разветвленной механической системы привода водометного движителя амфибийных машин / И.А. Тараторкин, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, **А.И. Тараторкин** // Актуальные проблемы защиты и безопасности: труды XVIII Всерос. науч.-практ. конф. РАРАН (1–4 апреля 2015 г.); издание ФБГУ «Российская академия ракетных и артиллерийских наук». – Москва, 2015. – С. 158–165.
58. Стабилизация параметрических колебаний и резонансов в гусеничном движителе / И.А. Тараторкин, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, **А.И. Тараторкин** // Актуальные проблемы защиты и безопасности: труды XVIII Всерос. науч.-практ. конф. РАРАН (1–4 апреля 2015 г.); издание ФБГУ «Российской академии ракетных и артиллерийских наук». – Москва, 2015. – С. 153–158.
59. Держанский В.Б. Повышение подвижности гусеничной машины при управлении поворотом / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** Волков А.А. // Инновации и исследования в транспортном комплексе: материалы III Междунар. науч.-практ. конф. (4–5 июня 2015): в 2 ч. Ч. II. – Курган, 2015. –С.30–36.
60. Устойчивость разветвленной механической системы привода водометного движителя амфибийных машин / И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин**, В.Б. Держанский, С.В. Абдулов // Инновации и исследования в транспортном комплексе: материалы III Междунар. науч.-практ. конф. (4–5 июня 2015): в 2 ч. Ч. II. – Курган, 2015. – С. 129–137.
61. **Тараторкин А.И.** Снижение динамической нагруженности фрикционов управления трансмиссией транспортной машины / А.И. Тараторкин // Труды XXVI Междунар. инновационно-ориентированной конф. молодых учёных и студентов (МИКМУС-2014); Российская Академия наук; РФФИ: Отделение энергетики, машиностроения, механики и процессов управления; Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – 2015. – С. 343–347.
62. Экспериментальное исследование динамической нагруженности приводов водомётов амфибийных машин / В.Б. Держанский, А.А. Волков, **А.И. Тараторкин**, И.А. Тараторкин // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2015. – № 3 (37). – С. 41–45.
63. Держанский В.Б. Исключение параметрических резонансных колебаний в движителе быстроходных гусеничных машин / В.Б. Держанский, **А.И. Тараторкин**, И.А. Тараторкин // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2015. – Т. 3. – № 4. – С. 13 – 20.

64. Taratorkin I., Derzhanskii V., **Taratorkin A.** Reduction in dynamic loading of hydromechanical transmission of multiple wheel chassis // FISITA 2014 World Automotive Congress. – 2014.
65. **Taratorkin A.**, Kharitonov S., Derzhanskii V., Taratorkin I. Durability increase of multiplate clutches of vehicle transmissions // FISITA 2014 World Automotive Congress. – 2014.
66. Динамическая устойчивость разветвленной механической системы с пространственно расположенными карданными передачами / В.Б. Держанский, И.А. **Тараторкин, А.И.** Тараторкин, А.А. Волков // Актуальные вопросы машиноведения. – 2014. – Т. 3. – С. 56–60.
67. **Тараторкин А.И.** Исследование параметрических резонансных колебаний дисков фрикционных узлов трансмиссий транспортных машин / А.И. Тараторкин, В.Б. Держанский, С.А. Харитонов // Труды юбилейной XXV Междунар. инновационно-ориентированная конф. молодых ученых и студентов (МИКМУС-2013). – 2013. – С. 346–351.
68. **Тараторкин А.И.** Динамическая нагруженность фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин / А.И. Тараторкин, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2013. – № 9. – С. 181–200.
69. Держанский В.Б. Повышение долговечности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2013. – № 29. – С. 53–61.
70. Держанский В.Б. Совершенствование методики расчета дисков фрикционов трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** // Актуальные вопросы машиноведения. – 2013. – Т. 2. – С. 84–87.
71. Держанский В.Б. Подавление параметрических колебаний элементов ходовой части гусеничной машины / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 2–3 (34). – С. 151–156.
72. Taratorkin I., Derzhanskii V., **Taratorkin A.** The parametric oscillations of steel friction plates for a multiplate clutches // Trans and Motauto World. – 2016. – Т. 1. – № 1. – p. 3–6.
73. Синтез фильтра колебаний в трансмиссии транспортной машины / С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 18–20.
74. Прогнозирование динамической нагруженности фрикционных дисков трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин**, А.А. Волков // Актуальные вопросы машиноведения. – 2017. – Т. 6. – С. 61–65.
75. Совершенствование модели криволинейного движения гусеничной машины / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, **А.И. Тараторкин** [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. –Т. 7. – С. 32–35.
76. Управление акустическим излучением трансмиссии посредством корректировки модальных показателей ее картера / И.А. Тараторкин,, **А.И. Тараторкин** Г.А. Анищенко, В.Б. Держанский [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Т. 7. – С. 36–39.

Подписано в печать 22.02.2022
Формат А5
Бумага офсетная. Без печати цифровой.
Объём: усл. печ. л. 1, 0
Тираж 100 Экз. Заказ 584884-2-22
Типография ООО"МДМпринт"
(Печатный салон МДМ)
г.Москва, Проспект Мира, д. 47, стр.1
Тел.8-495-256-10-00