На правах рукописи

ЛИХАЧЁВ Дмитрий Сергеевич

ОСОБЕННОСТИ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКОЙ

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ)».

Научный руководитель:	кандидат технических наук, доцент **Харитонов Сергей Александрович**
Научный консультант:	доктор технических наук, профессор **Тараторкин Игорь Александрович**
Официальные оппоненты:	**Городецкий Константин Исаакович** доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет» (МАМИ), профессор кафедры «Наземные транспортные средства»
	Блохин Александр Николаевич кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ), доцент кафедры «Автомобили и тракторы»
Ведущая организация:	**ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»**

Защита состоится « 26 » июля 2017 г. в 15 ^{00} часов
на заседании диссертационного совета Д 217.014.01 при ФГУП «НАМИ» по адресу: 125438, г. Москва, Автомоторная ул., д. 2.

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

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

Автореферат разослан « 25 » мая 2017 г.

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

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современные тенденции развития автомобилестроения направлены, в частности, на повышение производительности, средней скорости движения и экологичности транспортных средств (ТС). Проблемы экологии и экономии нефтяного топлива приводят разработчиков к необходимости создания и внедрения в автотранспортные средства комбинированных энергетических установок (КЭУ), в которых источником механической энергии является как двигатель внутреннего сгорания (ДВС), так и электродвигатель (ЭД) совместно с электрическими накопителями энергии при различных вариантах их совместной работы.

Однако все изменения, связанные с увеличением мощности ДВС, применением КЭУ, совершенствованием конструкции трансмиссии, неизбежно приводят к потенциальному увеличению интенсивности и расширению спектра вибраций в колёсной машине. Не учёт динамических нагрузок, порождаемых КЭУ, может привести к преждевременным усталостным поломкам деталей трансмиссии или к уменьшению комфортабельности ТС. Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление их в течение срока службы ТС, снижение уровня колебаний в трансмиссии является важной и актуальной проблемой современного машиностроения.

В многочисленных источниках, связанных с уменьшением вибронагруженности трансмиссий, в недостаточно полном объёме освещены особенности размещения гасителя крутильных колебаний (ГКК) в трансмиссиях автомобилей с КЭУ. Большинство научных работ по данной проблеме ориентировано на определение крутильных колебаний в механических трансмиссиях, где основным источником силового воздействия на колёсную машину является ДВС. В связи с этим ранее в исследованиях не рассматривался полигармонический характер возмущения от КЭУ, не учитывалось наличие электродвигателя как дополнительного элемента динамической системы с собственными упруго-инерционными параметрами, и наличие автоматической коробки передач (АКП) без гидротрансформатора, состоящей из кинематически связанных между собой планетарных механизмов (ПМ).

Недостаточный уровень проработки в области создания ГКК приводит к тому, что при конструировании выбор типа гасителя и его параметров осуществляется в процессе доводки конструкции. Необходимость решения этой задачи на ранних стадиях проектирования определяет актуальность настоящего исследования.

Цель исследования – разработка метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссий транспортных средств с комбинированной энергоустановкой и определение параметров гасителей крутильных колебаний.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

– проведение гармонического анализа крутящего момента двигателя;

– разработка эквивалентной модели динамической системы, определение частот и форм собственных колебаний трансмиссии;

– расчёт динамической нагруженности системы на установившихся режимах работы трансмиссии;

– разработка рекомендаций по выбору параметров и места расположения гасителя крутильных колебаний, исключающего опасные резонансные режимы работы;

– исследование динамической нагруженности системы с рекомендуемыми характеристиками гасителя крутильных колебаний на установившихся режимах работы трансмиссии;

– экспериментальное исследование вибронагруженности трансмиссии ТС с КЭУ;

– оценка корректности принятых в расчётной модели допущений, корректировка и валидация по результатам эксперимента имитационной модели;

– обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования динамической нагруженности трансмиссии.

Методы исследования. Расчётно-теоретические исследования выполнены с использованием имитационного моделирования на основе фундаментальных законов и уравнений механики. Экспериментальные исследования проведены на полигоне испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» с использованием поверенных и аттестованных средств измерения и обработки результатов эксперимента.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработана имитационная модель динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», в которой на основе использования методов статистической динамики и спектрального анализа учтены полигармонические возмущения от КЭУ и виброзащитные свойства трансмиссии.

2. Предложен научно обоснованный критерий оценки динамической нагруженности трансмиссии по уровню виброускорений инерционных масс механической системы.

3. Выполнено теоретическое обоснование конструктивных решений по выбору типа гасителя крутильных колебаний, его параметров и места установки путём анализа устойчивости полученных периодических решений исследуемой динамической системы методом корневого годографа.

4. Получены новые экспериментальные данные о динамических процессах, протекающих в системе «ДВС – ЭД – АКП – ТС» при различных режимах работы трансмиссии, на основе которых выявлены условия возникновения резонансов в эксплуатационном диапазоне рабочих частот силовой установки.

5. На основе обобщения результатов расчётных и экспериментальных исследований разработан метод, позволяющий на ранних этапах проектирования прогнозировать динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля с КЭУ.

Практическая ценность работы. Разработанный метод прогнозирования резонансных режимов работы и снижения уровня динамической нагруженности элементов трансмиссии ТС с КЭУ при использовании современных средств имитационного моделирования динамики механической системы позволяет определить необходимое место расположения ГКК и его параметры на ранних стадиях проектирования трансмиссии, а не в процессе доводки конструкции.

Полученные в работе результаты могут быть использованы при решении вопроса о размещении ГКК в трансмиссиях автомобилей с КЭУ и для формирования технических требований к ГКК.

На защиту выносятся: метод прогнозирования динамической нагруженности трансмиссий ТС с КЭУ, имитационная модель динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы использованы в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ООО «НИИ «Мехмаш», в учебном процессе подготовки инженеров по направлению 230502 «Транспортные средства специального назначения» в Курганском государственном университете, а также при выполнении НИР по заданию Минобрнауки РФ (проект № 291 «Повышение эффективности управления динамическими процессами», номер госрегистрации в ЕГИСУ НИОКР № 361), что подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы были заслушаны и обсуждены:

– на научно-техническом семинаре кафедры СМ-9 «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2017 г. (г. Москва);

– на II международной научно-практической конференции «Инновационные внедрения в области технических наук» в 2017 г. (г. Москва);

– на XVI международной молодёжной научно-практической конференции «Научные исследования и разработки молодых учёных» в 2017 г. (г. Новосибирск);

– на IV международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы технических наук в России и за рубежом» в 2017 г. (г. Новосибирск).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ, включая 4 публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание учёных степеней доктора и кандидата наук, получен патент РФ на изобретение № 2610847.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из четырёх глав основного текста, выводов, списка использованных источников и приложений. Содержание работы изложено на 135 страницах машинописного текста, включающих 65 рисунков, 16 таблиц, список использованных источников из 80 наименований и приложение на 56 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе изучено состояние вопроса и проанализированы ранее выполненные работы, посвящённые исследованию влияния КЭУ на динамическую нагруженность трансмиссий ТС. Также проведён анализ современных конструкций КЭУ, выявлены особенности их интеграции с трансмиссией, рассмотрены основные достоинства и недостатки известных средств уменьшения крутильных колебаний.

Исследованию вибронагруженности ТС посвящены работы следующих отечественных и зарубежных учёных: В.Б. Держанского, И.Т. Воробьева, Ф.Р. Геккера, А.И. Гришкевича, С.Н. Иванова, А.А. Полунгяна, В.В. Селифонова, И.А. Тараторкина, В.Е. Тольского, И.Н. Успенского, А.С. Уфимцева, А.Б. Фоминых, К.В. Фролова, В.М. Шарипова, Paul D. Walker, Nong Zhang, M. Zink, M. Hausner и др.

Установлено, что с целью защиты трансмиссии от динамических нагрузок, порождаемых КЭУ, разработчики устанавливают ГКК между электродвигателем и коробкой передач. Однако в данном случае обеспечивается снижение крутильных колебаний исключительно только в трансмиссии, которые приходят на входной вал коробки передач. Недостатком рассматриваемой схемы размещения ГКК является то, что крутильные колебания, возбуждаемые ДВС, непосредственно действуют на электродвигатель, вследствие жёсткого соеди-

нения ротора с коленчатым валом двигателя. Таким образом, надёжность электродвигателя напрямую зависит от форм крутильных колебаний и значений амплитуд возмущающих импульсов, которые приходят с ДВС. Кроме того, увеличение инерционной массы на заднем конце коленчатого вала, вызванное установкой ротора ЭД, значительно снижает запас усталостной прочности, что влечёт за собой необходимость упрочнения вала ДВС и изменение его балансировки.

Особенностью схемы размещения ГКК между ДВС и электродвигателем является то, что правильная настройка параметров ГКК позволяет защитить электродвигатель от динамических нагрузок, порождаемых ДВС. Недостаток заключается в том, что трансмиссия испытывает негативное возмущающее воздействие со стороны электродвигателя, являющегося дополнительным источником кинематического и силового воздействия на транспортное средство. Поэтому отсутствие в коробке передач гидротрансформатора лишь предопределяет её динамическую нагруженность от переменных составляющих крутящего момента КЭУ.

На основе анализа научных работ, посвящённых исследованию динамической нагруженности трансмиссий и проектированию гасителей крутильных колебаний, сделан вывод о необходимости проведения теоретического и экспериментального исследования по определению требуемого места расположения ГКК в трансмиссии автомобиля с КЭУ и его параметров, учитывая наличие электродвигателя как дополнительного элемента динамической системы и отсутствие в автоматической коробке передач гидротрансформатора, являющегося низкочастотным фильтром крутильных колебаний трансмиссии.

Во второй главе проведено имитационное моделирование динамической нагруженности механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» на установившихся режимах работы.

Объектом исследования диссертационной работы является девятиступенчатая трансмиссия автомобиля с КЭУ, разрабатываемого в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». Рассматриваемый автомобиль с полной массой 2975 [кг] оснащён бензиновым двигателем V8 с турбокомпрессором, электродвигателем с максимальной мощностью до 80 [кВт] и планетарной 9-ти ступенчатой автоматической коробкой передач без гидротрансформатора. Схема трансмиссии автомобиля представлена на Рис. 1.

Из результатов оценки гармонических составляющих ДВС, установлено, что для рассматриваемого двигателя V8 существенные амплитуды гармонических составляющих действуют в полосе частот до 800 [Гц].

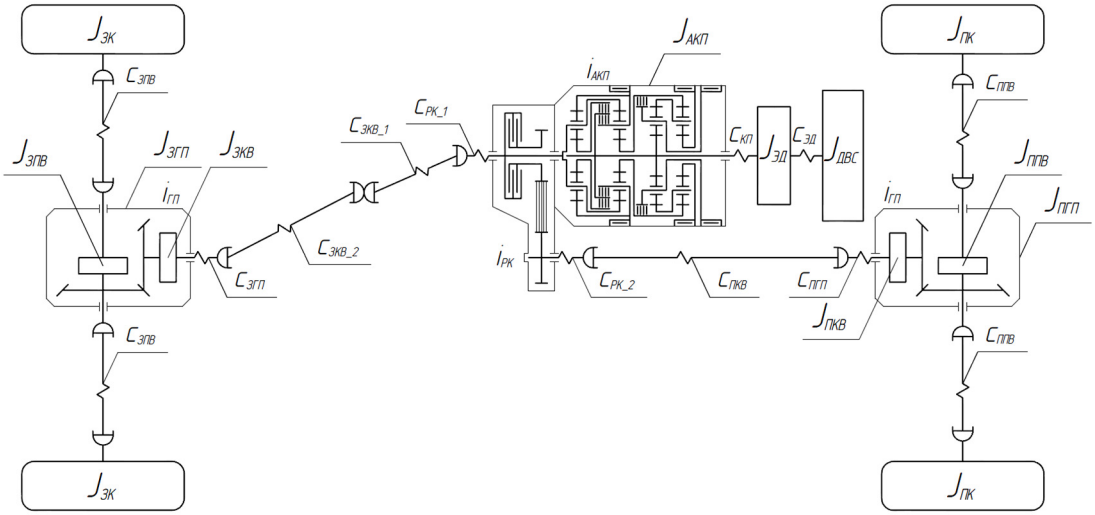

Рисунок 1 – Схема трансмиссии исследуемого автомобиля

При составлении эквивалентной модели динамической системы минимальное число масс выбрано из условия определения собственных частот трансмиссии, попадающих в частотный диапазон основных моторных гармоник двигателя.

В соответствии с известными принципами редуцирования получена пятимассовая модель системы «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС», где коробка передач, состоящая из 4-х планетарных рядов (ПР), разбита на два планетарных механизма (ПМ1 и ПМ2), соединённых упругой связью (см. Рис. 2).

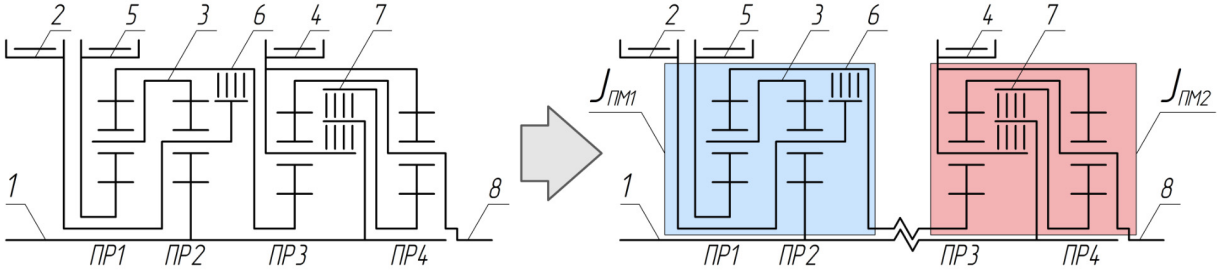

Рисунок 2 – Схема приведения АКП к двухмассовой модели:
$J_{ПМ1}$ и $J_{ПМ2}$ – приведённые моменты инерции вращающихся частей первого и второго планетарных механизмов АКП; 1 – 8 – номер звена коробки передач

Дальнейшее усложнение динамической модели нецелесообразно, так как учёт дополнительных инерционных масс приводит к появлению высокочастотных колебаний, частота которых превышает диапазон возмущений, генерируемых КЭУ.

На Рис. 3 приведена блок-схема программы расчёта динамики механической системы, где источником возмущающего воздействия на пятимассовую модель «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС» являются переменные составляющие крутящего момента ДВС и электродвигателя.

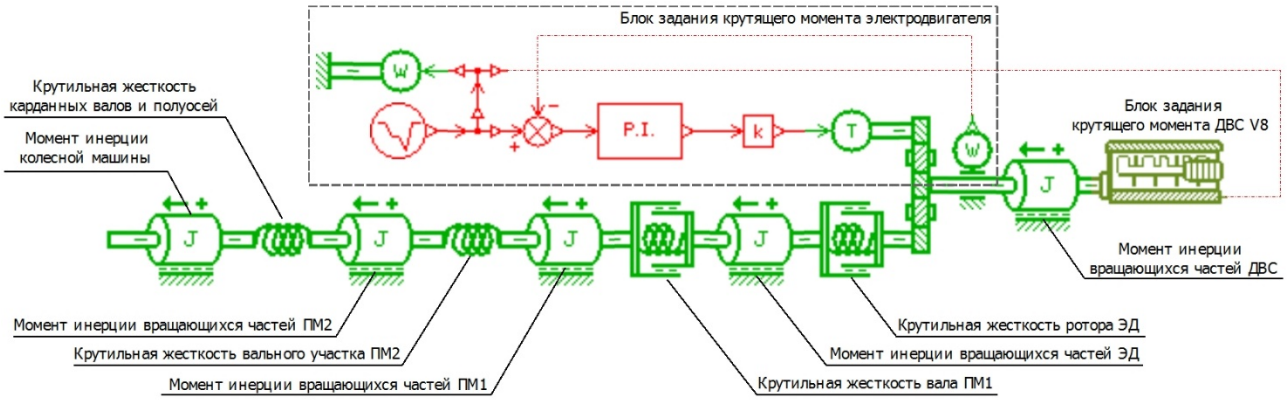

Рисунок 3 – Блок-схема программы расчёта динамики механической системы

Оценка влияния на динамическую нагруженность трансмиссии переменных составляющих крутящего момента, формируемых ЭД, показала, что частота гармоник электродвигателя существенно выше гармоник ДВС. Таким образом, на установившихся режимах работы рассматриваемой системы, крутильные колебания, возбуждаемые электродвигателем, резонанс вызвать не могут.

Для определения допустимого уровня динамической нагруженности системы предложен критерий оценки по угловому ускорению инерционных масс.

Как правило, надёжность конструкции определяется коэффициентом запаса прикладываемой нагрузки, превышение которой приводит к появлению опасных напряжений в деталях трансмиссии и преждевременному выходу их из строя. Однако для планетарных коробок передач с фрикционными элементами управления возможность передачи динамической нагрузки ограничена коэффициентом запаса сцепления β во фрикционных муфтах. В случае, если возмущающие импульсы, идущие от силовой установки, превысят допустимое значение, то это приведёт к буксованию фрикционного пакета, где за счёт сил трения между дисками будет осуществлено ограничение максимальной амплитуды путём перевода механической энергии в тепловую.

С целью уменьшения поверхностной температуры дисков, для фрикционных муфт, работающих в масле, значение β лежит в пределах β = 1,1…1,3. Кроме того, с точки зрения управления автоматической коробкой передач, небольшое значение коэффициента запаса позволяет повысить точность управления электромагнитными клапанами гидравлической системы, что обеспечивает, тем самым, плавность включения передач в АКП.

Таким образом, задав необходимое, с точки зрения конструкции, значение коэффициента β, из расчёта работы буксования фрикционных дисков определён допустимый уровень углового ускорения инерционных масс (1).

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{M_{\partial} \cdot (\beta - 1)}{J_{\partial}} \qquad (1)$$

где: ε_{∂} – угловое ускорение инерционных масс, [рад/с^2].

M_{∂} – крутящий момент силовой установки, [Н·м];

β – коэффициент запаса сцепления;

J_{∂} – момент инерции ведущих элементов муфты, [кг·м^2];

Полученное значение использовано в качестве целевого параметра при варьировании характеристик ГКК и определении допустимого предела динамической нагруженности трансмиссии.

По результатам расчёта динамики механической системы на установившихся режимах работы анализ амплитуд и форм колебаний показал, что наиболее критичными являются двухузловая форма колебаний в диапазоне частот 36,9 ... 79,3 [Гц] с узлом между ротором ЭД и АКП, а также трёхузловая форма колебаний в диапазоне частот 170,1 ... 177,4 [Гц] с узлом между маховиком ДВС и ротором ЭД.

Из анализа совмещённой характеристики гармоник ДВС и диапазонов собственных частот трансмиссии установлено, что для исключения резонансных режимов работы необходимо уменьшить собственную частоту элементов системы до уровня 30 ... 35 [Гц].

Оценка возможности уменьшения собственных частот системы путём изменения податливостей деталей исследуемой трансмиссии выполнена с помощью корневого годографа (см. Рис. 4).

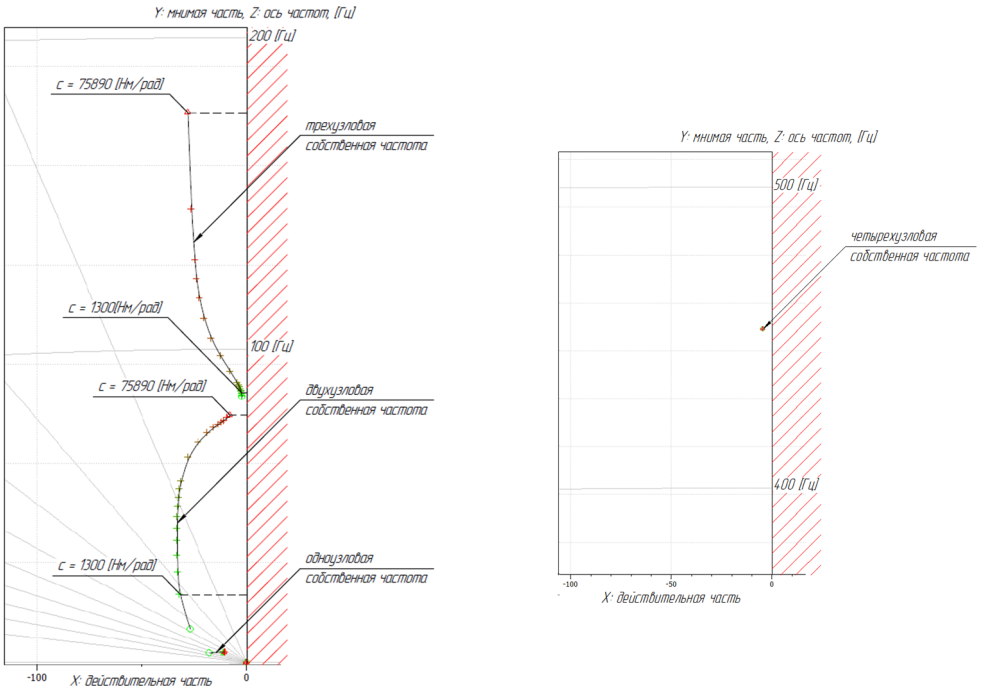

Рисунок 4 – Корневой годограф уравнения собственных частот системы

Используя представленный графический метод по перемещению корней характеристического уравнения свободных колебаний системы на комплексной плоскости проведён анализ устойчивости полученных периодических решений исследуемой динамической системы, определён необходимый упругий элемент и значение его жёсткости, соответствующее требуемому уровню собственных частот трансмиссии.

По результатам проведённого анализа установлено, что жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД должна быть уменьшена от исходного значения 75890 [Н·м/рад] до 1300 [Н·м/рад]. В связи с тем, что изменение конструкции ротора ЭД не представлялось возможным, рассмотрен динамический метод гашения крутильных колебаний системы путём установки ГКК, как упругого элемента с требуемой жёсткостью (см. Рис. 5).

Изменение модальных параметров системы, вызванное установкой ГКК, позволило вывести одно- и двухузловую формы колебаний за пределы рабочего диапазона частот ДВС, исключая вероятность возникновения резонансных режимов работы.

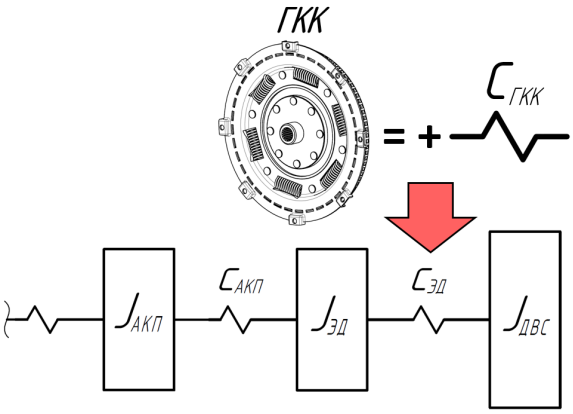

Рисунок 5 – Расположение ГКК в динамической системе

Результаты расчёта динамической нагруженности системы с рекомендуемыми параметрами ГКК показали, что амплитуда углового ускорения инерционных масс системы не превышает допустимого значения $\varepsilon_д$ = 1250 [рад/с^2], что соответствует предъявляемым требованиям. По итогам сравнительного анализа системы с исходными упруго-инерционными параметрами и ГКК установлено, что динамическая нагруженность элементов трансмиссии снижена до 10 раз.

В рамках научно-исследовательской работы проработан вопрос дополнительного повышения виброзащитных свойств трансмиссии. Для решения этой задачи выполнен сравнительный анализ эффективности установки диссипативного элемента в возможных, по условиям компоновки, местах его установки, а именно между маховиком ДВС и ротором ЭД, между ротором ЭД и АКП.

Установлено, что при размещении диссипативного элемента между ротором ЭД и АКП нагруженность элементов трансмиссии ниже, чем в варианте установки на маховик ДВС. Это объяснено тем, что при сопоставимых значениях коэффициента динамичности в зарезонансной зоне переменные составляющие крутящего момента ДВС на маховике в 4 раза больше, чем на роторе ЭД. Возмущающие моменты от ДВС после прохождения их через низкочастотный фильтр, образованный маховиком, податливостью валов и ротором ЭД, уменьшаются, что создаёт предпосылки обеспечения износостойкости поверхностей диссипативного элемента (фрикциона) при установки его после ЭД.

Таким образом, в процессе работы выполнены расчётный анализ гармонических составляющих крутящего момента КЭУ, определены частоты и формы собственных колебаний динамической системы, выполнен расчёт динамической нагруженности на установившихся режимах работы и определены требуемые параметры ГКК. Выполнена численная оценка эффективности предложенных решений, вызывающая необходимость проведения экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссии в реальных условиях движения автомобиля.

В третьей главе представлены результаты лабораторных испытаний ГКК, описан комплекс регистрационно-измерительного оборудования, представлена программа проведения экспериментального исследования, включающая в себя перечень измеряемых параметров и режимы проведения дорожных испытаний.

При оценке конструктивных и компоновочных возможностей размещения гасящего устройства на маховике ДВС, в качестве ГКК был выбран двухмассовый маховик (ДММ).

Перед установкой ДММ в трансмиссию исследуемого автомобиля и проведением дорожных испытаний выполнен ряд измерительных работ по определению:

– крутильной жёсткости пружин ДММ;
– момента инерции ДММ.

При определении крутильной жёсткости пружин были сняты показания угла закрутки первой инерционной массы относительно второй при нагружении пружин крутящим моментом до 1000 [Нм]. По результатам проведённых измерений получена прогрессивная характеристика, состоящая из трёх участков различной жёсткости. При определении момента инерции был использован распространённый метод прокачивания объекта на бифилярном подвесе.

Для проведения дорожных испытаний автомобиля подготовлен комплекс информационно-измерительной аппаратуры (см. Рис. 6). В качестве первичных преобразователей при регистрации крутящего момента использованы тензометрические датчики, распаянные на заднем карданном валу по полномостовой схеме. Для усиления, преобразования и бесконтактной передачи на регистрационно-измерительный прибор сигналов с тензорезисторов применён тензоусилитель. Вблизи передающей антенны на расстоянии 10 [мм] был установлен приёмник сигналов. Для определения частоты вращения использованы импульсный датчик ИС-445 и датчики, основанные на эффекте Холла. Регистрация получаемых сигналов осуществлена с помощью АЦП L-Card E14-440.

При подготовке к дорожным испытаниям осуществлён монтаж элементов аппаратуры на автомобиль (см. Рис. 7), выполнены калибровочные испытания отдельных датчиков и настройка измерительных каналов.

В качестве измеряемых параметров, необходимых для валидации имитационной модели, приняты относительные частоты вращения ведущей и ведомой частей ДММ, а также крутящий момент и частота вращения карданного вала привода заднего моста.

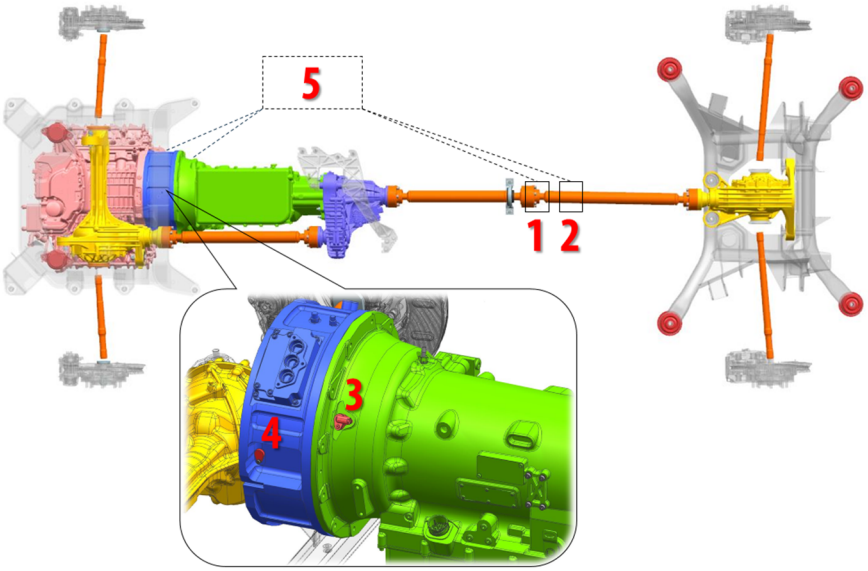

Рисунок 6 – Схема установки регистрационно-измерительной аппаратуры: 1 – импульсный датчик частоты вращения вала ИС-445; 2 – тензоусилитель телеметрический ТТ01 на заднем карданном валу; 3 – датчик частоты вращения входного вала АКП; 4 – датчик частоты вращения коленчатого вала ДВС; 5 – АЦП L-Card E14-440

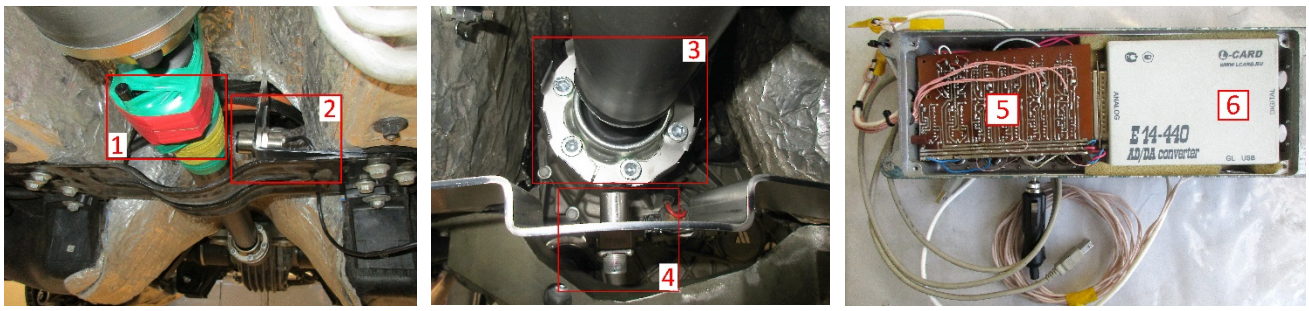

Рисунок 7 – Установка информационно-измерительной аппаратуры на автомобиль: 1 – блок тензоусилителя телеметрического; 2 – приёмник сигнала; 3 – металлическая гребёнка; 4 – импульсный датчик ИС-445; 5 – преобразователь «импульс-частота-напряжение» (ПЧН); 6 – АЦП L-Card E14-440

В четвёртой главе проведено сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования, выполнена оценка корректности принятых в расчётной модели допущений, корректировка и валидация по результатам эксперимента имитационной модели.

Для идентификации измеряемых параметров по экспериментальным данным была выполнена градуировка измерительных каналов. Воспроизводимость результатов испытаний определена степенью совпадения этих результатов при повторных испытаниях. При проведении дорожных испытаний трансмиссии автомобиля по дороге с твёрдым покрытием результаты испытаний не отличаются более, чем на 10%.

На основе обработки экспериментальных данных, их анализа и сопоставления с результатами численного моделирования в имитационную модель были внесены изменения, связанные с учётом моментов инерции ДММ и уменьшением упруго-инерционных параметров ТС, так как на момент проведения экспериментальных работ движение автомобиля происходило на заднем приводе. Корректировка упруго-инерционных параметров расчётной модели позволила обеспечить удовлетворительную сходимость амплитудно-частотных характеристик динамических процессов на всех передачах. Расхождение результатов теоретических и экспериментальных работ объяснено нелинейностью реальной механической системы, которое по амплитудам и частотам крутильных колебаний не превышает 10 ... 15 %.

Экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность работы ДММ при движении автомобиля на установившихся режимах в диапазоне рабочих частот ДВС.

Исключение составляют отдельные искусственно созданные режимы движения, связанные с принудительным удержанием заданной передачи при одновременном снижении частоты ДВС ниже рабочего диапазона, определяемого программой управления трансмиссией – до 1200 ... 1400 [мин$^{-1}$] на высших передачах. При этом зафиксированы резонансные режимы на собственной частоте системы в диапазоне 1,6 ... 6,6 [Гц], однозначно коррелируемые с процессами регулирования в системе управления ДВС и стабилизации частоты вращения ротора электродвигателя (см. Рис. 8). Полученный результат подтвердил актуальность научно-исследовательской работы, согласно которому установлено, что на динамику трансмиссии и автомобиля в целом существенное влияние может оказать особенность функционирования системы управления КЭУ.

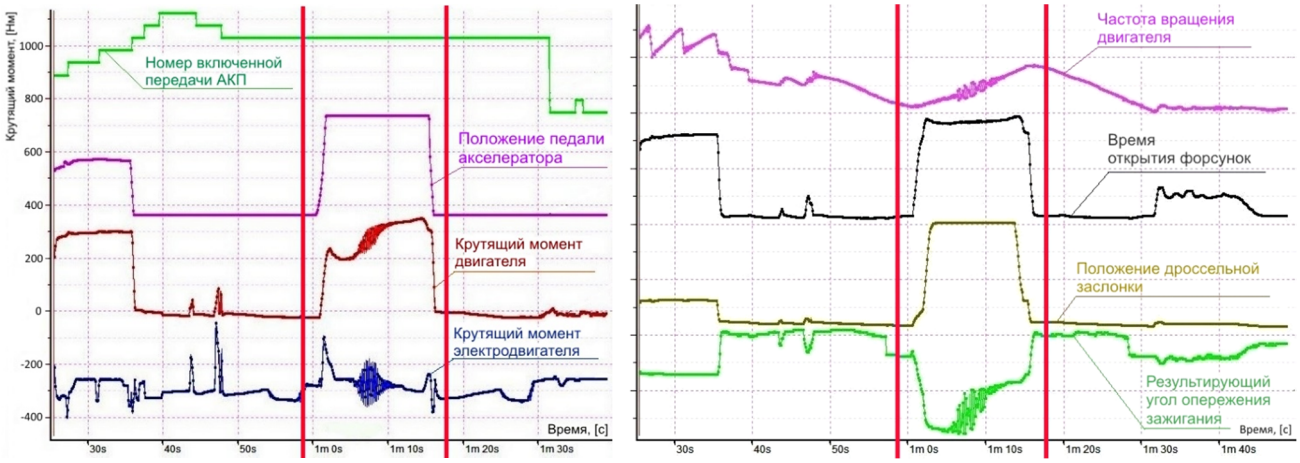

Рисунок 8 – Фрагмент осциллограммы, характеризующий влияние параметров системы управления ДВС и электродвигателя на динамические процессы в трансмиссии автомобиля

На основании результатов теоретического и экспериментального исследования разработан метод прогнозирования резонансных режимов работы и снижения уровня динамической нагруженности элементов конструкции трансмиссии автомобиля с КЭУ путём определения необходимого места расположения ГКК и его параметров на основе анализа устойчивости периодических решений исследуемой системы по корневому годографу и использования критерия оценки допустимого уровня динамической нагруженности трансмиссии по значениям виброускорений инерционных масс механической системы (см. Рис. 9).

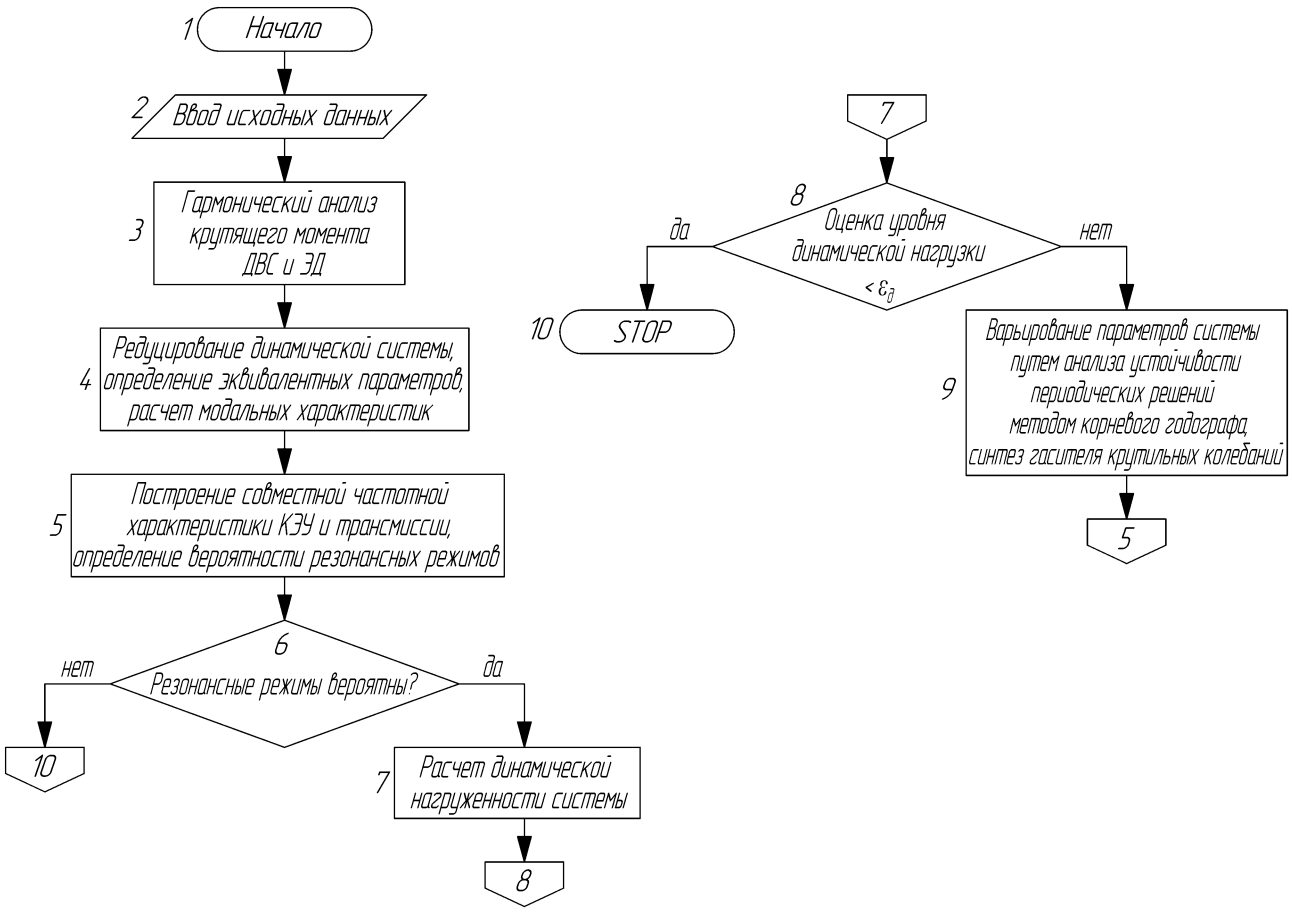

Рисунок 9 – Блок-схема метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии ТС с КЭУ

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате проведённых в данной работе расчётно-теоретических и экспериментальных исследований получены следующие основные результаты и выводы:

1) Разработан метод, позволяющий на ранних этапах проектирования автоматических трансмиссий без гидротрансформатора для ТС с КЭУ прогнозировать резонансные режимы работы и снижать уровень динамической нагруженности элементов трансмиссии путём определения необходимого места расположения гасителя крутильных колебаний и его параметров.

2) По результатам моделирования динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» установлено, что наиболее критичной, с точки зрения динамической нагруженности, является трёхузловая форма колебаний в диапазоне частот 170,1 ... 177,4 [Гц] с узлом между маховиком ДВС и ротором ЭД. Для исключения этих колебаний жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД уменьшена до значения 1300 [Н·м/рад] путём установки гасителя крутильных колебаний.

3) Для определения допустимого уровня динамической нагруженности трансмиссии предложен и научно обоснован критерий оценки по угловому ускорению инерционных масс механической системы $\varepsilon_д$ = 1250 [рад/с^2], получаемый по результатам анализа процесса буксования фрикционных муфт и определения закладываемого в конструкции коэффициента запаса сцепления.

4) На основе выполненного методом корневого годографа анализа устойчивости периодических решений при варьировании параметров механической системы трансмиссии автомобиля с КЭУ обосновано место установки ГКК и оптимизированы его характеристики. На основании полученных результатов динамическая нагруженность элементов системы уменьшена до 10 раз.

5) Экспериментальными исследованиями динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» и статической обработкой их результатов подтверждена достоверность разработанной имитационной модели, отражающей физические процессы при резонансных режимах и корректность основных допущений. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составило не более 10 ... 15 %.

6) Экспериментальными исследованиями установлено, что при движении автомобиля на установившихся режимах (на всех передачах с плавным увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя от минимально устойчивых оборотов до максимальных) вследствие эффективного функционирования ГКК резонансов не выявлено. Исключение составляют отдельные искусственно созданные режимы движения, связанные с принудительным удержанием заданной передачи при одновременном снижении частоты ДВС ниже рабочего диапазона, определяемого программой управления трансмиссией – до 1200 ... 1400 [мин$^{-1}$] на высших передачах. При этом зафиксированы резонансные режимы на собственной частоте системы в диапазоне 1,6 ... 6,6 [Гц], однозначно коррелируемые с процессами регулирования в системе управления ДВС и стабилизации частоты вращения ротора электродвигателя.

Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:

1. Лихачёв, Д.С. Обзор вариантов расположения гасителя крутильных колебаний в транспортных средствах с комбинированными энергоустановками / Д.С. Лихачёв // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 159 – 169. **Издание входит в перечень ВАК.**

2. Лихачёв, Д.С. Анализ возмущающих крутящих моментов силовых установок средствами программного пакета LMS Imagine.Lab AMESim / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2016. – № 266. – С. 74 – 83. **Издание входит в перечень ВАК.**

3. Лихачёв, Д.С. Особенности динамической нагруженности трансмиссии транспортного средства с комбинированной энергоустановкой / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2016. – № 267. – С. 22 – 31. **Издание входит в перечень ВАК.**

4. Лихачёв, Д.С. Оценка чувствительности собственных частот крутильных колебаний трансмиссии методом корневого годографа / Д.С. Лихачёв // Инновационные внедрения в области технических наук: матер. II междунар. науч. - практич. конф. – М., 2017. – С. 10 – 18.

5. Лихачёв, Д.С. Анализ проблем вибронагруженности трансмиссий гибридных автомобилей / Д.С. Лихачёв // Научные исследования и разработки молодых учёных. – 2017. – № 16. – С. 71 – 82.

6. Лихачёв, Д.С. Критерий оценки динамической нагруженности системы по уровню угловых ускорений инерционных масс / Д.С. Лихачёв // Актуальные проблемы технических наук в России и за рубежом: матер. IV междунар. науч. - практич. конф. – Новосибирск, 2017. – С. 19 – 25.

7. Лихачёв, Д.С. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2017. – № 268. – С. 92 – 106. **Издание входит в перечень ВАК.**

8. Патент РФ на изобретение № 2610847 «Демультипликатор», 2017, (в соавторстве).