

ЭФФЕКТ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА ПРИ ТРОГАНИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

А.И. Тараторкин¹, alexandr_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4173-3350>
Д.В. Бутузов², butuzdv@yandex.ru

¹ Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН,
Екатеринбург, Россия

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

Аннотация. При проведении испытаний разрабатываемой перспективной автоматической планетарной трансмиссии было выявлено нежелательное явление, выражающееся в продольных колебаниях кузова транспортного средства и приводящее к снижению комфортабельности автомобиля. Установлено, что такое явление проявляется при трогании транспортного средства во время буксования стартового фрикционного элемента управления и прекращается сразу после завершения буксования. Существующие способы прогнозирования комфортабельности транспортных машин не принимают во внимание возбуждение механической системы вследствие колебательных процессов в стартовых элементах управления и воздействие системы управления. Динамические процессы рассматриваются по большей части для замкнутых передач или для переходных процессов во время переключений. Требуется разработка комплексного подхода к обнаруженному явлению, который бы дополнительно учитывал переменность структуры трансмиссии на установившихся и переходных режимах работы с учётом несогласованности систем управления автомобиля, которые также могут формировать похожие возбуждающие колебания, а также свойства механической системы. Целью настоящей работы является повышение комфортабельности транспортных средств при трогании с места и разработка научно обоснованных путей исключения продольно-угловых колебаний, возникающих при буксовании в элементах управления планетарной коробки передач. Разработана и верифицирована комплексная имитационная модель транспортного средства, включающая элементы и взаимосвязи, являющиеся существенными для исследуемой проблемы, позволяющая менять входные параметры (податливости, моменты инерции, коэффициенты трения и др.), алгоритмы управления и выполнять оценку эффективности предлагаемых технических решений. Предложена методика дорожных испытаний для идентификации, воспроизведения и изучения продольно-угловых колебаний при трогании с места, которая охватывает анализ параметров, характеризующих работу систем управления. Выполнен обзор, который показал недостаточную изученность данной проблемы в зарубежной и особенно отечественной литературе для рассматриваемого типа трансмиссии и транспортных машин с повышенными требованиями к комфортабельности. На основе выполненного расчётно-экспериментального исследования подтверждается гипотеза возникновения продольно-угловых колебаний кузова в процессе трогания с места при буксовании стартового фрикциона, в частности, вследствие фрикционных автоколебаний. Намечены пути исследования и решения проблемы. На основе разработанной модели представляется возможным дальнейшее эффективное изучение причин возникновения продольных колебаний при трогании, связанных как с параметрами самого источника возмущения, так и с параметрами систем транспортного средства.

Ключевые слова: автоматическая планетарная коробка передач, многодисковые фрикционные муфты, продольные колебания, фрикционные автоколебания, трогание, комфортабельность

Для цитирования: Тараторкин А.И., Бутузов Д.В. Эффект продольных колебаний кузова при трогании транспортного средства // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2026. Т. 26, № 1. С. 38–50. DOI: 10.14529/engin260104

Original article

DOI: 10.14529/engin260104

EFFECT OF LONGITUDINAL OSCILLATIONS OF THE VEHICLE BODY WHEN LAUNCH

*A.I. Taratorkin¹, alexandr_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4173-3350>**D.V. Butuzov², butuzdv@yandex.ru,*¹ *Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences,
Yekaterinburg, Russia*² *The Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute, Moscow, Russia*

Abstract. During the tests of the prospective planetary AT under development, undesirable phenomena was revealed, expressed in longitudinal vibrations of the vehicle body that leads to a decrease in the vehicle's comfort. It was established that such a phenomenon manifests itself when the vehicle starts moving during the slippage of the starting friction control element and stops immediately after the slippage is completed. Existing methods for predicting the comfort of transport vehicles do not take into account the excitation of the mechanical system due to oscillatory processes in the starting friction control elements and the car control systems influence. Dynamic processes are considered for the most part for enabled gears or for transition process during shifting. It is necessary to develop a comprehensive approach to the identified phenomenon that would additionally account for the variable structure of the drivetrain during steady-state and transient operating modes, the inconsistency of vehicle control systems that may generate similar excitation vibrations, and the inherent properties of the mechanical system. The objective of this work is to improve vehicle comfort during launching and to develop scientifically justified methods for eliminating longitudinal-angular oscillations arising from slippage in the control elements of a planetary gearbox. A comprehensive simulation model of the vehicle has been developed and validated, incorporating elements and interactions essential to the studied problem. This model allows for modifying input parameters (compliance, moments of inertia, friction coefficients, etc.), control algorithms, and evaluating the effectiveness of proposed technical solutions. A methodology for road testing has been proposed to identify, reproduce, and study longitudinal-angular oscillations during launching, covering the analysis of parameters characterizing control system performance. A literature review revealed insufficient research on this issue in foreign and especially domestic publications for this transmission type and vehicles with high comfort requirements. The computational and experimental study confirms the hypothesis that longitudinal-angular body oscillations occur during acceleration due to slippage in the starting clutch, particularly as a result of frictional self-oscillations. Potential research directions and solutions to the problem have been outlined. Based on the developed model, it is possible to further effectively study the causes of longitudinal vibrations during launching, related both to the parameters of the disturbance source itself and to the parameters of the vehicle systems.

Keywords: automatic planetary transmission, multi-plate friction clutches, longitudinal vibrations, frictional self-induced shudder, judder, chatter, comfort

For citation: Taratorkin A.I., Butuzov D.V. Effect of longitudinal oscillations of the vehicle body when launch. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2026;26(1):38–50. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin260104

Введение

С момента появления первых транспортных средств и по настоящее время трансмиссии прошли большой путь развития, связанный прежде всего с повышением эффективности, увеличением комфорта, а также с совершенствованием параметров тягово-динамической характеристики машин. Существенный рывок связан с появлением гидромеханических трансмиссий, нашедших применение как в машинах, эксплуатируемых в особо трудных условиях (тягачи Минского и Курганского заводов колёсных тягачей, машины специального назначения), так и в пассажирских транспортных средствах. С внедрением электронных систем управления появилась возможность более гибких способов управления изменением режимов работы трансмиссий. Благодаря этому появилось множество их разновидностей – автоматизированные, вариаторные,

трансмиссии с двойным сцеплением и прочие. Перспективным направлением развития является создание гибридных (электромеханических) трансмиссий. В частности, специалистами ВНИИТМ [1, 2] показана эффективность создания трансмиссии такого типа для быстроходной гусеничной машины. Однако для всех указанных типов трансмиссий во время трогания и при изменении режимов работы повсеместно применяются многодисковые фрикционные муфты. Даже в случае трансмиссий с силовыми установками на электротяге для экономии запасов энергии стремятся вывести их работу в зону наибольшего коэффициента полезного действия, что часто приводит к появлению редукторов для электродвигателей с двумя или даже тремя передачами, в которых также применяются фрикционные муфты. Кроме того, несмотря на появление электротяги в современных электромеханических, электрических и гибридных трансмиссиях, разработчики часто оставляют классический способ трогания транспортного средства, то есть используют фрикционный элемент для начала движения и при остановке. Причиной этого является возможная несогласованность системы управления и механической системы, которая приводит к возбуждению колебательных процессов как на переходных режимах, например при трогании и переключении передач, так и на установившихся режимах. Первому посвящены работы А.В. Климова [3]. Иллюстрация второго приводится на рис. 1. Видно, что крутящий момент электромашин автомобиля с гибридной силовой установкой возбуждает колебательный процесс в трансмиссии на собственных частотах крутильной системы. Вместе с тем электрификация трансмиссий пока ещё находится на начальном этапе развития, поэтому возможны случаи возникновения колебательных процессов на нерасчётных режимах, к примеру, при разряженной батарее, при увеличившейся нагрузке на холостых оборотах и т. п. Таким образом, комфортабельность большинства перспективных трансмиссий тесно связана с управлением как силовой установкой, так и многодисковыми фрикционными муфтами.



Рис. 1. Иллюстрация процесса возбуждения колебаний в трансмиссии гибридной установки крутящим моментом электромашин при замкнутой передаче

Fig. 1. The process of excitation of oscillations in the hybrid transmission by the torque of an electric machine in engaged gear

Известные производители гидромеханических планетарных трансмиссий всё чаще отказываются от гидротрансформатора, заменяя его электрической машиной. Например, компания ZF (Zahnrad Fabrik) в конце 2022 года заявила о состоявшейся постройке завода по изготовлению линейки гибридных трансмиссий, в которых уже интегрированы электропривод и силовая электроника [4].

При разработке гибридной трансмиссии параллельного типа (двигатель внутреннего сгорания связан с электромашинной и входным валом коробки передач непосредственно без размыкающих элементов), включающей 9-ступенчатую планетарную коробку передач без применения гидро-

трансформатора, выполняемую в рамках государственной программы по разработке автомобилей представительского класса, было обнаружено явление низкочастотных колебаний, ухудшающее комфортабельность транспортного средства и обусловленное функционированием фрикционных элементов управления. Схема трансмиссии объекта исследования приведена на рис. 2.



Рис. 2. Схема гибридной трансмиссии объекта исследования
Fig. 2. Hybrid transmission diagram of the research object

Для более детального изучения обнаруженного явления была разработана программа испытаний, в ходе выполнения которой изучалось отдельное влияние различных факторов, предположительно влияющих на возникновение проблемного явления: состояние коробки передач (замкнута передача или буксует), номер передачи, с которой происходит трогание, состояние привода (полный, задний), применяемый алгоритм управления стартовым фрикционом и др. Воспроизведение явления осу-

ществлялось в составе транспортного средства категории М1 на горизонтальном асфальтированном участке и при движении на подъём, что соответствовало полученным жалобам от пассажиров при возникновении проблемы. Выполнялись многократные трогания на едином участке с контролем недопущения перегрева стартового пакета, при которых варьировалось ограничение крутящего момента двигателя. Это позволяло обеспечить различную длительность буксования фрикционного пакета и длительность движения до замыкания передачи.

Объект испытаний был оснащён измерительным оборудованием для измерения следующих показателей работы: крутящий момент на приводных валах, давление в стартовых элементах управления, продольное ускорение кузова, перемещение точек кузова вблизи опор, акустическое давление в трансмиссионном тоннеле и салоне, виброускорения на картерных деталях. Также фиксировались некоторые измеряемые показатели работы узлов и агрегатов по штатным датчикам трансмиссии (частоты вращения валов, температуры жидкостей, положение исполнительных устройств и др.), а также вычисляемые и алгоритмические параметры, обеспечивающие управление агрегатами (номер передачи, состояние фрикционных элементов, запрашиваемые давление и моменты, состояние привода и др.).

При проведении испытаний фиксируются ощутимые продольные колебания автомобиля во время начала движения при буксовании стартового пакета на первой, второй передачах и на передаче заднего хода (рис. 3).

Частота фиксируемых колебаний зависит от параметров автомобиля (масса, комплектация, давление в шинах и др.), номера передачи в коробке передач, состояния привода (только задний или полный) и может составлять около 4,5 Гц (включён задний привод) и около 6,5 Гц (подключен полный привод). Результаты заездов показали, что объективно возникновение колебаний можно отслеживать по превышению значения продольных ускорений автомобиля при колебательном характере с частотой 4,5–6,5 Гц с амплитудой свыше 0,030–0,040 м/с². В то же время при начале движения со второй передачи в некоторых случаях возможно возникновение шумов в силовом агрегате. Кроме того, при определённых сочетаниях условий проведения эксперимента и состава силового агрегата можно наблюдать продольные покачивания транспортного средства при остановленном автомобиле при подведении поршня гидроцилиндра к пакету фрикционных дисков стартового элемента управления.

В связи с этим целью настоящей работы является повышение комфортабельности транспортного средства в процессе трогания с места разработкой научно-обоснованных путей исключения продольно-угловых колебаний, возникающих при буксовании в элементах управления планетарной коробки передач.

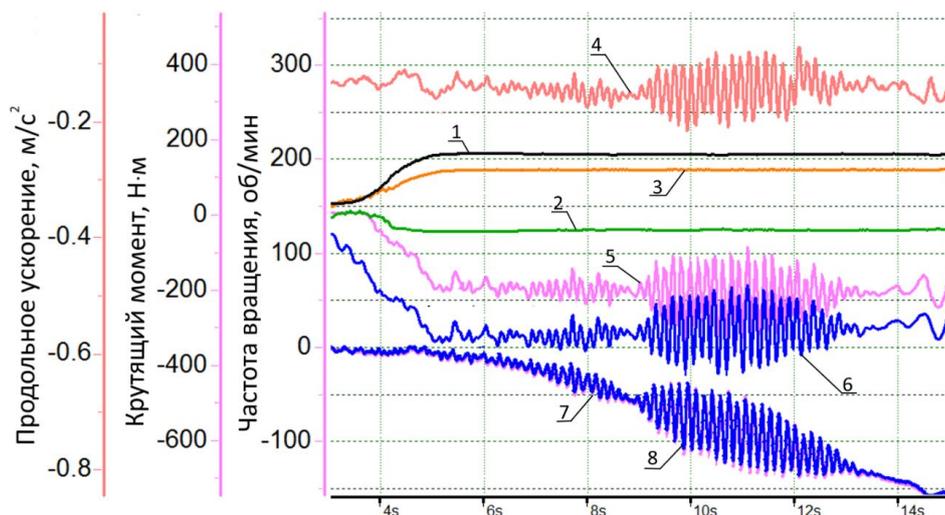


Рис. 3. Экспериментальное воспроизведение рассматриваемого явления при трогании на задней передаче: 1 – момент ДВС; 2 – момент электромашин; 3 – суммарный момент силовой установки; 4 – продольное ускорение кузова; 5 – скорость вращения переднего приводного вала; 6 – скорость вращения заднего приводного вала; 7 – момент на заднем приводном валу; 8 – момент на переднем приводном валу

Fig. 3. Experimental reproduction of the phenomenon under consideration when launch in reverse gear: 1 – ICE torque; 2 – electric machine torque; 3 – total torque of the power unit; 4 – longitudinal acceleration of the body; 5 – front drive shaft speed; 6 – rear drive shaft speed; 7 – rear drive shaft torque; 8 – front drive shaft torque

Обзор литературных источников

Исследования работы фрикционных элементов управления трансмиссий транспортных машин посвящены труды многих исследователей. В первую очередь внимание уделяется тепловой нагруженности поверхностей трения. В основном рассматриваются двухмассовые математические модели либо системы с большим числом масс [5–9], которые описывают крутильное поведение при выравнивании скоростей соединяемых звеньев.

Большая часть трудов посвящена работе сцеплений трансмиссий, которые оснащаются механическими коробками передач как наиболее широко распространённые в отечественном машиностроении. Известны труды В.М. Шарипова о работе пар трения сцеплений тракторных агрегатов. Затронуты вопросы возникновения автоколебаний в сцеплениях этих транспортных машин [10].

Труды В.П. Тарасика затрагивают особенности управления фрикционными многодисковыми муфтами гидромеханических трансмиссий. В работе [11] приводятся результаты анализа влияния изменяющегося коэффициента трения между рабочими поверхностями и его влияние на динамические нагрузки в трансмиссии и удельную работу и мощность буксования.

Работы В.Б. Держанского и соавт. посвящены вопросам динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин различных классов и назначений. Разработан способ гашения низкочастотных колебаний в трансмиссиях машин по окончании стадии выравнивания угловых скоростей соединяемых звеньев во время переключения передач [12].

В настоящее время особое внимание уделяется комфортабельности и виброакустическому поведению агрегатов транспортных машин, что является ключевым фактором при оценке качества потребителями не только автомобилей представительского класса, но и транспортных средств общего и специального назначения, различных видов сельскохозяйственной техники и дорожно-строительных машин. Когда размах колебаний момента в трансмиссии или силовой установке превышает некоторое пороговое значение, величина колебаний, передающихся на кузов транспортного средства, становится достаточной для того, чтобы человек мог её почувствовать. Влияние вибрации на человека зависит от её спектрального состава, направления, места приложения, продолжительности воздействия, а также индивидуальных особенностей человека. Суммарная качественная оценка субъективных ощущений представляется в виде областей равного восприятия [13]. По результатам исследований установлено, что вибрационные воздействия в диапазоне 2–27 Гц оказывают наиболее вредное влияние на человека [14].

В ходе изучения литературных источников авторы работы пришли к заключению, что существующие способы прогнозирования комфортабельности транспортных машин и методика рас-

чѐта многодисковых фрикционных элементов управления недостаточно затрагивают и не принимают во внимание возбуждение динамического колебательного процесса при трогании автомобиля. Не учитывается возможность возбуждения механической системы вследствие несогласованной работы электронных систем управления при буксовании фрикционной муфты. Существующие на данный момент работы не рассматривают функционирование многодисковых фрикционных муфт в составе новых типов трансмиссий на основе планетарных механизмов без гидропередачи с учётом всех существенных параметров, характеризующих колебательный процесс. Динамические процессы рассматриваются по большей части для замкнутых передач или для переходных процессов во время переключений передач. Требуется разработка подхода к обнаруженному явлению, которая учитывает переменность структуры трансмиссии на установившихся и переходных режимах работы с учётом несогласованности систем управления, которые могут формировать возбуждающие колебательные воздействия, и свойств механической системы.

Анализ литературных источников и осмысление наблюдений за объектом испытаний позволили сделать предположение, что изучаемая проблема тесно связана с процессом буксования стартовых фрикционных элементов, а сам колебательный процесс может возникать по нескольким причинам. Одна из основных связана с формированием фрикционных автоколебаний. Исследование фрикционных автоколебаний лежит на стыке теории колебаний механических систем и теории динамики машин с трибологией. Такие колебания возникают в условиях, когда динамический коэффициент трения становится меньше статического коэффициента трения. И.В. Крагельский определяет такие колебания как неплавность скольжения в условиях трения тѐрдых тел при постоянной силе тяги, которая может сопровождаться или не сопровождаться более или менее периодическими остановками [15]. Однако для случаев работы фрикционных дисков в масле с низкой скоростью буксования в современных типах трансмиссий данный процесс недостаточно освещѐн в отечественной литературе. В [16] выполнено исследование подобных явлений для сцеплений легковых автомобилей с механической коробкой передач. Как указано в [17], в последнее время ведутся интенсивные работы по созданию расчѐтных методов для моделирования низкочастотной вибрации, однако эти методы ещё настолько не совершенны, что не позволяют получать адекватные экспериментальным результаты. В области низкочастотной вибрации подходы к моделированию только обозначены.

Обзор иностранной литературы [6, 18–21] показывает, что есть упоминания о близком проявлении продольных колебаний в других типах трансмиссий, например, при блокировке гидротрансформатора в гидромеханических трансмиссиях и при работе трансмиссий с двойным сцеплением. Для оценки склонности к подобным проявлениям проводится тест по стандарту SAE J2490 SAE No. 2 Friction Test Machine μ PVT Test, в результате которого делается вывод об увеличении или понижении коэффициента трения при изменении скорости буксования фрикционного элемента управления в различных условиях. Считается, что повышение коэффициента трения по мере завершения буксования во фрикционном пакете нежелательно и может привести к описанным выше проблемам. Однако, как показывает практика и уже упомянутые зарубежные источники, выполнение этого условия не является гарантией отсутствия подобных проблем при работе фрикционных элементов в составе агрегата.

Разработка имитационной модели процесса трогания транспортного средства

Для изучения рассматриваемой проблемы и воспроизведения условий её возникновения разработана соответствующая модель транспортного средства. Транспортная машина представляет собой совокупность множества функциональных систем и узлов, которые находятся в динамической взаимосвязи между собой. Конструктивные параметры этих элементов и их выходные характеристики влияют на выходные характеристики транспортного средства в целом, к которым относятся скоростные, динамические, экономические показатели, нагруженность систем и звеньев. В процессе движения автомобиль находится под непрерывно меняющимися воздействиями внешней среды, системы управления и водителя. При проектировании следует учитывать влияние различных вариантов исполнения конструкции и параметров элементов автомобиля на выходные характеристики его функционирования. Для этого все элементы и узлы автомобиля должны рассматриваться в единой системе – модели, в которой учитывается взаимосвязь изменений отдельных входных воздействий и выходных характеристик отдельных элементов и узлов [22].

В каждом конкретном случае расчетная схема должна соответствовать задачам исследования. Работа над изучаемой проблемой не допускает значительных упрощений расчетной схемы, так как необходимо определять все внутренние и внешние динамические процессы, изменение скорости и ускорения автомобиля, должны учитываться изменения угловых скоростей, ускорений и крутящих моментов звеньев трансмиссии.

Для подтверждения предположения о взаимосвязи возникающих продольно-угловых колебаний корпуса автомобиля вследствие проявления колебательных процессов в элементах управления коробкой передач была разработана соответствующая имитационная модель транспортной машины, общий вид которой представлен на рис. 4. Разработанная модель позволяет анализировать:

- крутильные колебания трансмиссии: вращение валов, маховика и других инерционных масс J , взаимосвязанных через упругие k и диссипативные c связи;
- динамику силового агрегата: поступательные x, y, z и угловые перемещения корпусных деталей $\theta_x, \theta_y, \theta_z$, массы m и инерции силовой передачи J_x, J_y, J_z , установленной в опорах с соответствующей жёсткостью k_x, k_y, k_z и демпфированием c_x, c_y, c_z ;
- колебания кузова: обобщённые координаты поступательного перемещения центра масс и угловые перемещения в продольной плоскости.

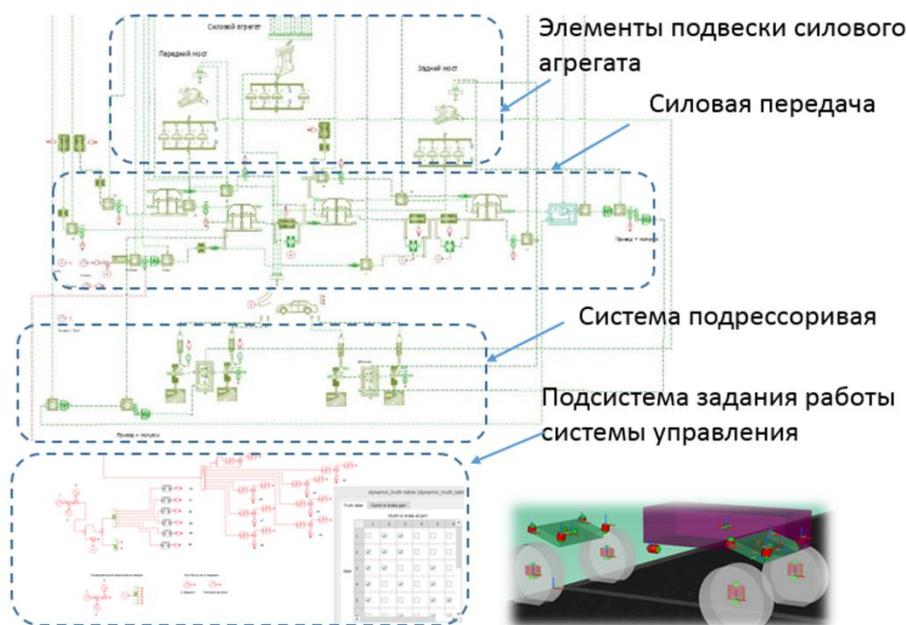


Рис. 4. Общий вид модели транспортного средства

Fig. 4. General view of the vehicle model

Для описания движения использованы общепринятые зависимости, многократно изложенные в различных изданиях, основанные на системах дифференциальных уравнений второго порядка для поступательно и вращательно движущихся масс. Такой подход нашёл своё развитие в работах А.С. Антонова, В.Л. Вейца, А.Е. Кочуры, Г.С. Белоутова, А.Н. Гришкевича, И.С. Цитовича, В.Б. Альгина, М.Д. Генкина и др. и был положен в основу отраслевых стандартов и методик. В матричной терминологии эти уравнения записываются в виде

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

где $[M]$ – матрица масс; $[K]$ – матрица демпфирования; $[C]$ – матрица жесткости; $\{f\}$ – вектор внешних сил; $\{x\}$ – вектор перемещений.

Реализация модели выполнена в одном из современных программных продуктов, использующих для решения методы Рунге – Кутты. Такая модель описывает работу основных узлов трансмиссии, обеспечивающих трогание, и позволяет принять во внимание переменность структуры трансмиссии автомобиля. Разработанная модель позволяет учесть и отрабатывать типовые режимы функционирования автомобиля. Чрезмерное усложнение модели без достижения обос-

нованного существенного результата лишено смысла. По этой причине выполнена различная детализация модели для сравнения результатов и сопоставления с результатами экспериментально проведённых измерений:

- рассмотрена модель с учётом только крутильных параметров трансмиссии;
- модель дополнена податливыми элементами подвески;
- модель дополнена опорами силового агрегата.

Результаты расчетов имеют схожие, но не идентичные значения. Незначительная разница наблюдается в частотах колебаний: для более сложной модели с большим числом упругих связей наблюдаются наиболее низкие значения частоты, как и амплитуды.

На основе моделирования представляется возможным изучить рассматриваемую проблему. Выполнена серия моделирований для воспроизведения условий возникновения продольных колебаний, наблюдаемых при проведении экспериментального исследования. Для этого работа стартового фрикционного элемента управления при моделировании задана с учётом характеристик коэффициента трения, соответствующих условию возбуждения фрикционных автоколебаний. Таким условием является поведение коэффициента трения для фрикционного материала, которое характеризуется проявлением эффекта Штрибека, означающего, что коэффициент трения изменяется с относительной скоростью между буксующими поверхностями. Возникновение эффекта Штрибека характеризуется зависимостью

$$\mu(\omega_{\text{отн}}) = \mu_{\text{нач}} + (\mu_{\text{кон}} - \mu_{\text{нач}}) \cdot e^{-\alpha |\omega_{\text{отн}}|}, \quad (2)$$

где $\mu_{\text{кон}}$ – коэффициент трения в конце процесса буксования при $\omega_{\text{отн}} \rightarrow 0$; $\mu_{\text{нач}}$ – коэффициент трения в начале процесса буксования при больших $\omega_{\text{отн}}$; α – параметр, определяющий крутизну спада. Особенно такой эффект проявляется, если коэффициент трения уменьшается по отношению к относительной скорости скольжения (рис. 5). Такой эффект приводит к нестабильному поведению системы и формированию автоколебательных процессов.

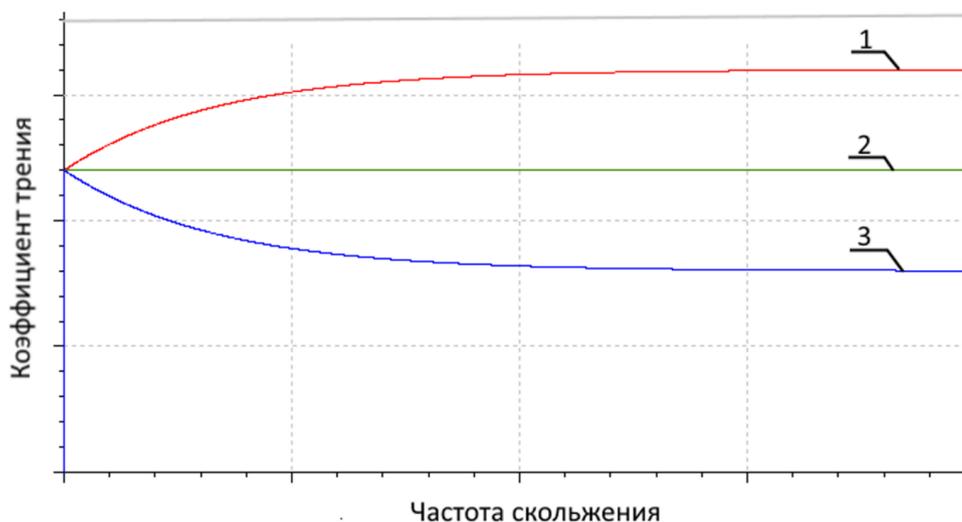
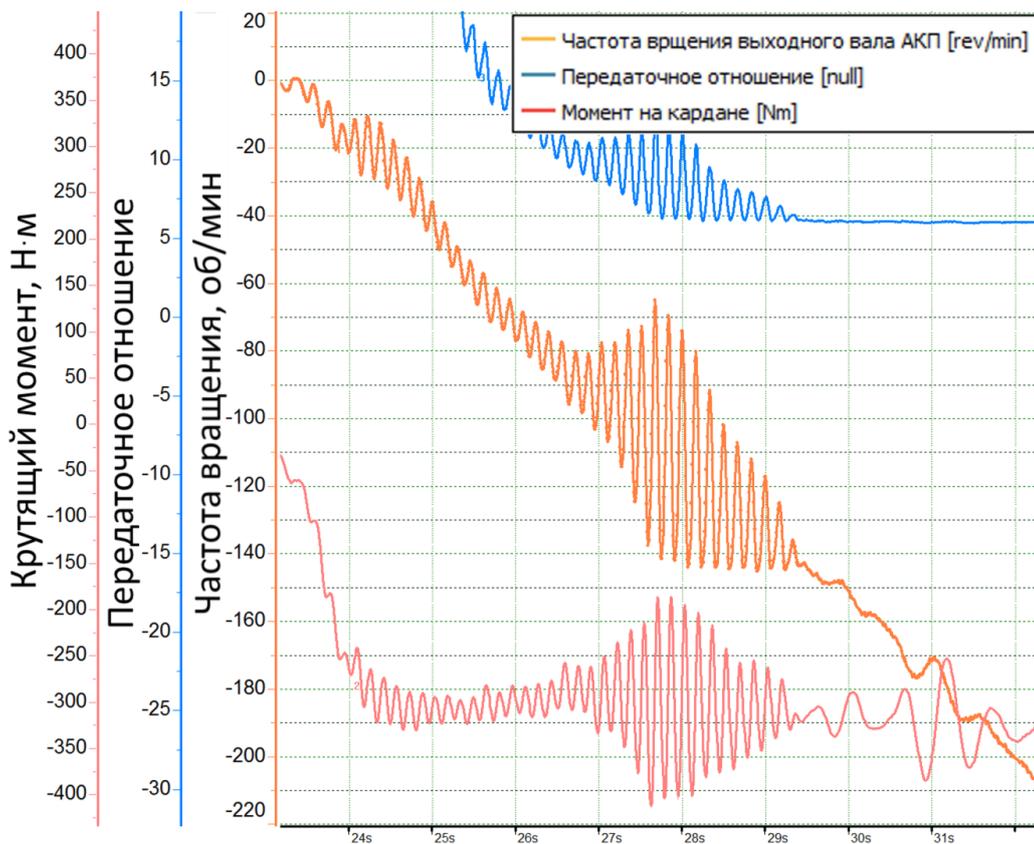


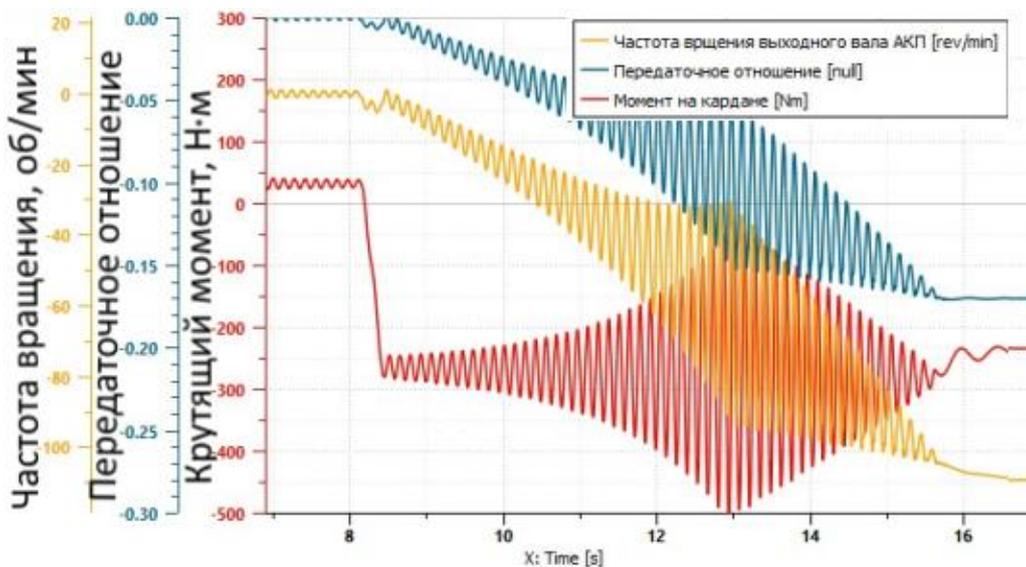
Рис. 5. Различная зависимость коэффициента трения от частоты скольжения: 1 – не склонная к возбуждению колебаний в системе; 2 – нейтральная; 3 – склонная к возбуждению колебаний в системе

Fig. 5. Different dependence of the friction coefficient on the sliding frequency: 1 – not prone to excitation of oscillations in the system; 2 – neutral; 3 – prone to excitation of oscillations in the system

Пример сопоставления результатов моделирования с замерами, полученными при экспериментальном исследовании изучаемого явления, представлен на рис. 6. Можно увидеть, что с помощью разработанной модели удаётся воспроизвести возникновение колебательных процессов при трогании транспортного средства. Видно совпадение количественных показателей, характеризующих работу трансмиссии: крутящий момент, деформация в опорах, изменение частоты вращения валов. Кроме того, совпадают частоты возникших колебательных процессов при трогании, а также при выполнении типового манёвра при резком нажатии и отпуске педали акселератора на замкнутой передаче.



a)



b)

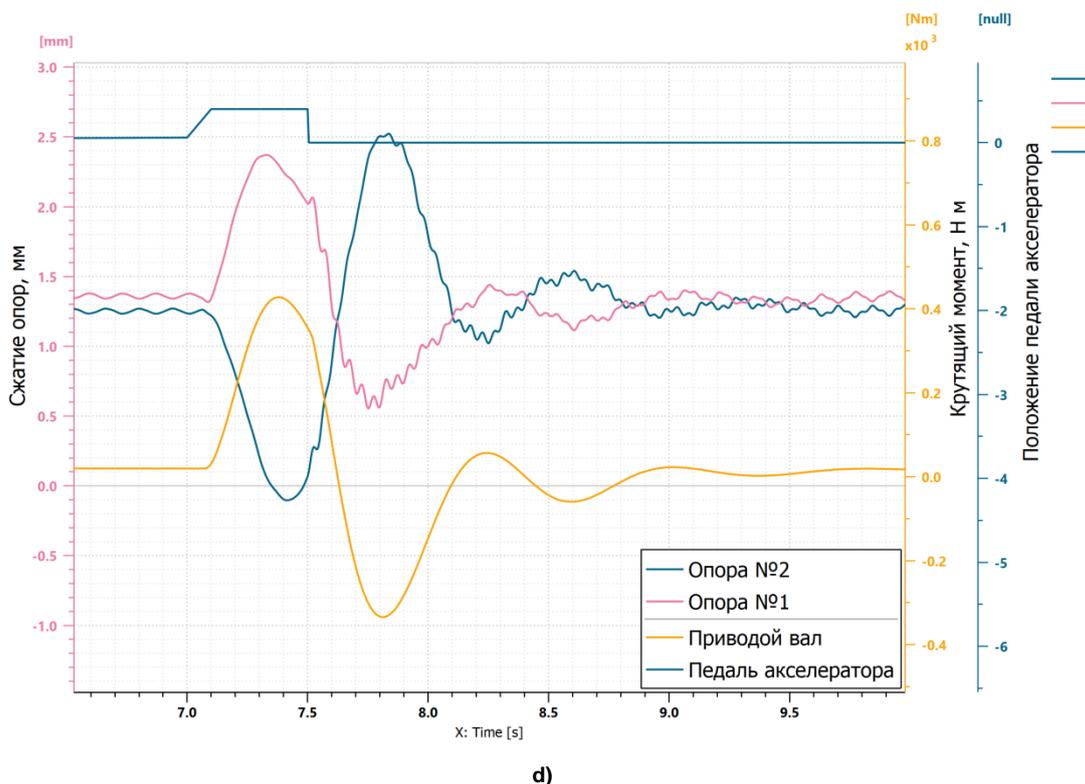
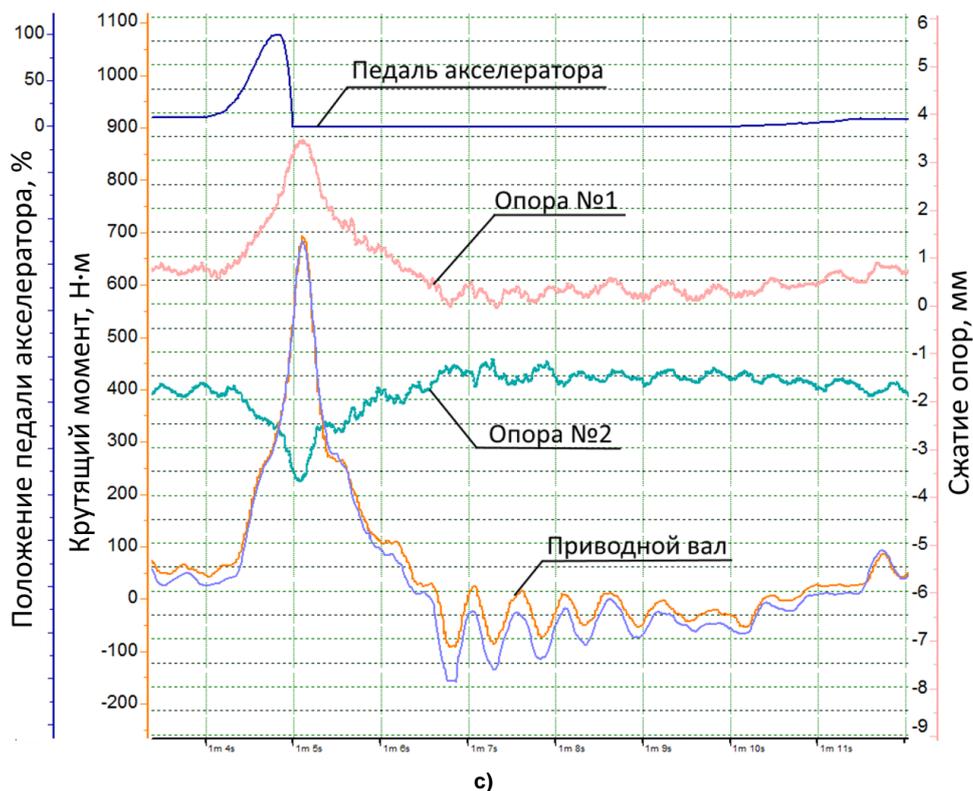


Рис. 6. Результаты моделирования и сопоставление с экспериментом: а – экспериментальная запись параметров работы трансмиссии при трогании; б – воспроизведение колебательного процесса при трогании транспортного средства на расчётной модели; с – экспериментальная запись режима резкого нажатия и сброса педали акселератора (Tip in / Tip Out); д – моделирования типичного режима резкого нажатия и сброса педали акселератора (Tip in / Tip Out)

Fig. 6. Simulation results and comparison with experiment: а – experimental measurement of transmission operating parameters during launch; б – reproduction of the oscillatory process during launch of the vehicle using the mathematical model; с – experimental measurement of fast press and release of the accelerator pedal (Tip in / Tip out); д – simulation of a typical mode of fast press and release of the accelerator pedal (Tip in / Tip out)

Результаты выполненной работы и планы по её продолжению

На основе анализа результатов выполненных экспериментальных и теоретических исследований можно сделать следующие выводы:

1. Причиной возникающих продольно-угловых колебаний транспортного средства в процессе трогания с места являются фрикционные автоколебания, возникающие в стартовом пакете трансмиссии объекта исследования, что существенно снижает комфортабельность транспортного средства и ухудшает ездовые свойства. Установлено, что фиксируемые частоты продольно-угловых колебаний находятся в области частот, оказывающих вредное влияние на организм.

2. Выполненный обзор отечественной и зарубежной литературы показал недостаточную изученность исследуемой проблемы в зарубежной и особенно отечественной литературе для рассматриваемого типа трансмиссий и транспортных машин с повышенными требованиями к комфортабельности. Проблема актуальна для вновь разрабатываемых транспортных средств.

3. Разработана методика дорожных испытаний для идентификации, воспроизведения и изучения продольно-угловых колебаний при трогании машины с места. В ходе выполнения испытаний удалось воспроизвести эффект возникновения автоколебаний в стартовом пакете объекта исследования.

4. Разработана и верифицирована комплексная имитационная модель транспортного средства, включающая элементы и взаимосвязи, являющиеся существенными для исследуемой проблемы, позволяющая менять входные параметры (податливости, моменты инерции, коэффициенты трения и др.), алгоритмы управления и выполнять оценку эффективности предлагаемых технических решений. Построенная имитационная модель позволяет комплексно анализировать крутильные резонансы в трансмиссии с учетом жесткости опор силового блока, оценивать влияние вариации значений коэффициента трения, алгоритмов управления агрегатами автомобиля на его комфортабельность.

5. Дальнейшее исследование рассматриваемой проблемы возникновения продольно-угловых колебаний кузова требует оценки влияния различных физических параметров и конструктивных факторов на возникающие колебания, что позволит сформулировать способы устранения и предотвращения колебательного процесса. Среди таких факторов следующие:

- температура компонентов фрикционного элемента управления;
- геометрические параметры фрикционных узлов: неравномерность толщины фрикционных дисков и расположение неровностей дисков относительно друг друга;
- параметры возвратной пружины гидроцилиндра и её работа при подведении поршня к фрикционным дискам;
- состав трансмиссионной жидкости, омывающей фрикционные диски стартовых элементов управления.

Кроме того, необходимо исследовать влияние различных факторов на предмет возбуждения продольно-угловых колебаний автомобиля, к которым можно отнести:

- колебания давления масла в управляющих контурах АКП;
- геометрические параметры стартового элемента управления;
- неравномерность работы силовой установки.

Список литературы

1. Степанов В.В., Куртц Д.В., Лойко А.В. Перспективы и проблемы использования электрической энергии в гусеничных машинах // Актуальные проблемы защиты и безопасности: труды XXII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН. 2019. С. 44.

2. Усов О.А., Гусев М.Н., Лойко А.В., Макаров А.С. Электромеханическая трансмиссия для военной гусеничной машины с гибридной силовой установкой // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. № 2 (219). С. 167–174.

3. Климов А.В. Исследование работоспособности и эффективности алгоритма подавления автоколебаний при интенсивном начале движения на подъёме // Грузовик. 2025. № 3. С. 10–19. DOI: 10.36652/1684-1298-2025-3-10-19.

4. ZF Friedrichshafen AG. (n.d.). New 8-speed automatic transmission 8HP70 – Set of slides. URL: https://press.zf.com/press/en/media/media_48448.html

5. Albers A., Herbst D. Chatter – Causes and Solutions // LuK Symposium. 1998. P. 23–45. Corpus ID: 6556656.

6. Crowther A. et al. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick slip in automotive powertrain systems // IMechE. 2004. Vol. 218, Part D. DOI: 10.1243/0954407042707731
7. Barr M., Srinivasan K. Estimation of Wet Clutch Friction Parameters in Automotive Transmissions // SAE Technical Paper. 2015. No. 2015 01 1146. DOI: 10.4271/2015-01-1146
8. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti Shudder Mechanism of ATF Additives at Slip Controlled Lock Up Clutch // SAE Technical Paper. 1999. No. 1999 01 3616. DOI: 10.4271/1999-01-3616
9. Tohyama M., Ohmori T., Sanda S., Ueda F. Anti shudder mechanism of ATF additives (part 1): Formation of contact area roughness // R&D Review of Toyota Central R&D Labs. 2002. Vol. 35, no. 3 (2000.9). Corpus ID: 137770298.
10. Шарипов В.М., Маринкин А.П., Шарипова Н. Н. и др. Автоколебательные процессы в сцеплениях автомобилей и тракторов // Известия МГТУ МАМИ. 2013. Т. 1, № 1 (15). С. 239–242.
11. Тарасик В.П., Пузанова О.В. Управление фрикционными гидромеханической передачи // Автомобильная промышленность. 2021. № 9. С. 18–24.
12. Патент № 2735455 С1 Российская Федерация, МПК F16F 15/00. Способ гашения низкочастотных колебаний в трансмиссии транспортной машины / А.И. Тараторкин, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин; заявитель ФГБУН Институт машиноведения УрО РАН. Заявл. 27.08.2019. Оpubл. 02.11.2020.
13. Фролов К.В. Вибрации в технике: в 6 т. Т. 6 / под общ. ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1995. 456 с.
14. СН 2.2.4/2.1.8.566 96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданиях.
15. Крагельский И.В., Алисин В.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник: в 2 кн. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1978.
16. Прокопьев М. В. Метод оценки фрикционных автоколебаний в трансмиссии при трогании легкового автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03. Тольятти, 2002. 137 с.
17. Сергиенко В.П., Бухаров С.Н. Вибрация и шум в нестационарных процессах трения. Минск: Беларус. навука, 2012. 346 с.
18. Murakami Y. et al. Anti Shudder Property of Automatic Transmission Fluids – A Study by the International Lubricants Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF Subcommittee // CEC and SAE International. 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1870.
19. Zhang J., Ma B., Zehn M. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions // International Journal of Vehicle Noise and Vibration. 2010. Vol. 6, Nos. 2/3/4. P. 176–199. DOI: 10.1504/IJNVN.2010.036685.
20. Reik W. Torsional Vibrations in the Drive Train of Motor Vehicles // LuK Symposium. 1990. P. 5–28.
21. Mauchler P. Clutch Chatter // LuK Symposium: Schaeffler. 1990. P. 109–124.
22. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Повышение долговечности фрикционных элементов перспективных гидромеханических трансмиссий // Приводная техника. 2008. № 1 (71). С. 16–22.

References

1. Stepanov V.V., Kurtz D.V., Loiko A.V. *Perspektivy i problemy ispol'zovaniya elektricheskoy energii v gusenichnykh mashinakh* [Prospects and problems of using electrical energy in tracked vehicles]. Actual Problems of Protection and Safety: Proceedings of the XXII All Russian Scientific and Practical Conference of RARAN, 2019, p. 44. (In Russ.)
2. Usov O.A., Gusev M.N., Loiko A.V., Makarov A.S. [Electromechanical transmission for a military tracked vehicle with a hybrid power plant]. *Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Polytechnic University*, 2015, no. 2 (219), pp. 167–174. (In Russ.)
3. Klimov A.V. [Investigation of the operability and effectiveness of the algorithm for suppressing self oscillations during intensive start on an uphill slope]. *Truck*, 2025, no. 3, pp. 10–19. DOI: 10.36652/1684-1298-2025-3-10-19. (In Russ.)
4. ZF Friedrichshafen AG. (n.d.). New 8 speed automatic transmission 8HP70 – Set of slides. Available at: https://press.zf.com/press/en/media/media_48448.html
5. Albers A., Herbst D. Chatter – Causes and Solutions. *LuK Symposium*, 1998, pp. 23–45. Corpus ID: 6556656.

6. Crowther A. et al. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick slip in automotive powertrain systems. *IMechE*, 2004, vol. 218, part D. DOI: 10.1243/0954407042707731
7. Barr M., Srinivasan K. Estimation of Wet Clutch Friction Parameters in Automotive Transmissions. *SAE Technical Paper*, 2015, no. 2015 01 1146. DOI: 10.4271/2015-01-1146
8. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti Shudder Mechanism of ATF Additives at Slip Controlled Lock Up Clutch. *SAE Technical Paper*, 1999, no. 1999 01 3616. DOI: 10.4271/1999-01-3616
9. Tohyama M., Ohmori T., Sanda S., Ueda F. Anti shudder mechanism of ATF additives (part 1): Formation of contact area roughness. *R&D Review of Toyota Central R&D Labs*, 2002, vol. 35, no. 3 (2000.9). Corpus ID: 137770298.
10. Sharipov V.M., Marinkin A.P., Sharipova N.N. et al. [Self oscillatory processes in clutches of cars and tractors]. *Proceedings of MSTU MAMI*, 2013, vol. 1, no. 1 (15), pp. 239–242. (In Russ.)
11. Tarasik V.P., Puzanova O.V. Control of friction elements of a hydromechanical transmission. *Automotive Industry*, 2021, no. 9, pp. 18–24. (In Russ.)
12. Taratorkin A.I., Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A. Patent RU 2735455 C1. *Sposob gasheniya nizkochastotnykh kolebaniy v transmissii transportnoi mashiny* [Method for damping low frequency oscillations in the transmission of a transport vehicle]. Filed: 27.08.2019. Publ.: 02.11.2020. (In Russ.)
13. Frolov K.V. *Vibratsii v tekhnike: v 6 t.* [Vibrations in technology: in 6 vols.], vol. 6. Moscow, 1995, 456 p.
14. SN 2.2.4/2.1.8.566 96. *Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniyakh* [Industrial vibration, vibration in residential and public buildings]. (In Russ.)
15. Kragel'skii I.V., Alisin V.V. *Trenie, iznashivanie i smazka: spravochnik v 2 kn.* [Friction, wear and lubrication: handbook in 2 books], book 1. Moscow, 1978.
16. Prokop'ev M.V. *Metod otsenki friktsionnykh avtokolebaniy v transmissii pri troganii legkovogo avtomobilya* [Method for assessing frictional self oscillations in the transmission when starting a passenger car]: Cand. Eng. Sci. Diss. Tolyatti, 2002, 137 p.
17. Sergienko V.P., Bukharov S.N. *Vibratsiya i shum v nestatsionarnykh protsessakh treniya* [Vibration and noise in non stationary friction processes]. Minsk, 2012, 346 p.
18. Murakami Y. et al. Anti Shudder Property of Automatic Transmission Fluids – A Study by the *International Lubricants Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF Subcommittee*. CEC and SAE International, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1870.
19. Zhang J., Ma B., Zehn M. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, 2010, vol. 6, nos. 2/3/4, pp. 176–199. DOI: 10.1504/IJVNV.2010.036685.
20. Reik W. Torsional Vibrations in the Drive Train of Motor Vehicles. *LuK Symposium*, 1990, pp. 5–28.
21. Mauchler P. Clutch Chatter. *LuK Symposium: Schaeffler*. 1990, pp. 109–124.
22. Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A. [Increasing the durability of friction elements in advanced hydromechanical transmissions]. *Drive Technology*. 2008, no. 1 (71), pp. 16–22. (In Russ.)

Информация об авторах

Тараторкин Александр Игоревич, д-р техн. наук, старший научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; alexandr_tar@mail.ru

Бутузов Дмитрий Владимирович, главный специалист, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия; butuzdv@yandex.ru

Information about the authors

Alexander I. Taratorkin, Doctor of Engineering. Sciences, senior researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; alexandr_tar@mail.ru

Dmitry V. Butuzov, chief specialist, the Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute, Moscow, Russia; butuzdv@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 27.10.2025; принята к публикации 28.10.2025.

The article was submitted 27.10.2025; accepted for publication 28.10.2025.