

Мальцева Нана Зурабовна

аспирант

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный
университет (НИУ)»

г. Челябинск, Челябинская область

Анчуков Владислав Валерьевич

инженер-исследователь

Управление научной

и инновационной деятельности

ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный
университет» (НИУ)

аспирант

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный
университет (НИУ)»

г. Челябинск, Челябинская область

Алюков Александр Сергеевич

аспирант

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный
университет (НИУ)»

г. Челябинск, Челябинская область

DOI 10.21661/r-472190

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ В СЛУЧАЕ ТРОГАНИЯ С БРОСКОМ СЦЕПЛЕНИЯ

Аннотация: в статье рассмотрен режим нагружения трансмиссии грузового автомобиля для характерного случая эксплуатации – трогания с броском сцепления. Реализована математическая модель грузового автомобиля с колесной формулой 4 x 2, с помощью которой моделируется процесс трогания автомобиля с броском сцепления.

Ключевые слова: колесные машины, моделирование динамики, математическая модель, трансмиссия, динамика машин.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства «Создание высокотехнологичного производства нового поколения энергоэффективных трансмиссий для грузовых автомобилей и автобусов» по договору №02.G25.31.0142 от «01» декабря 2015 года между Министерством образования и науки Российской Федерации и Публичным акционерным обществом «КАМАЗ» в кооперации с головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным автономным образовательным учреждением высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)».

Введение

Безопасность автомобиля, его устойчивость и управляемость, а также проходимость привлекают внимание большого числа исследователей, испытателей и конструкторов и рассматриваются в современном автомобилестроении как одно из стратегических направлений, определяющих комплекс важнейших эксплуатационных свойств. В связи с этим возникает необходимость изучения и исследования динамики движения автомобилей с помощью инновационных средств моделирования.

Имитационное моделирование процесса движения автомобиля получает все более широкое распространение в мировой научной практике. Главная причина этого – возможность получения необходимых характеристик разрабатываемого изделия без проведения экспериментальных мероприятий, т.е. на стадии проектирования, что положительно сказывается на общем качестве выпускаемой продукции и снижает ее себестоимость.

В настоящее время существует множество подходов к моделированию динамики автомобиля, однако далеко не все из них являются универсальными. Рассмотрим некоторые из них.

В работах [1; 2] авторами разработаны математические модели легковых автомобилей. В [3] представлена математическая модель стендовых испытаний автомобиля, позволяющая имитировать ряд стандартизованных стендовых испытаний. Широкое развитие получают методы имитационного моделирования, в достаточной степени они рассмотрены в следующих работах [4–6].

В работе А.В. Келлера, И.А. Муруга [7; 13] авторы с помощью математического моделирования решают научную проблему обеспечения требуемого уровня проходимости.

Анализируя рассмотренные выше работы, можно сделать вывод о том, что в настоящее время в полном объеме не изучены вопросы, связанные с оценкой динамики движения транспортных средств с учетом динамических процессов во всех основных подсистемах автомобиля: двигателе, трансмиссии, подвеске и колесе. Таким образом, создание адекватной и достаточно детализированной модели движения является вполне логичным этапом развития проблемы оценки динамики автомобиля.

Описание математической модели

Динамика движения транспортных средств представляет собой сложный процесс, исследование которого целесообразно разбить на несколько основных этапов. Начать лучше всего с изучения движения при трогании с места, а на следующем этапе исследовать динамику движения автомобиля по деформируемому грунту с управляемыми механизмами распределения мощности.

Для проведения исследований нами использована программа LMS Amesim Интегрированная платформа 1D моделирования для построения и анализа разнородных (мульти-физических) интеллектуальных систем и предсказания их междисциплинарных характеристик, в которой компоненты изделия описываются аналитическими моделями, представляющими процессы взаимодействия механических, гидравлических, пневматических и электрических подсистем. Для создания имитационной модели системы в LMS Amesim нами также использовался большой набор библиотечных компонентов из разных физических областей. С помощью программного обеспечения была создана модель, основанная

на физических процессах, это в свою очередь позволило нам имитировать поведение интеллектуальных систем задолго до появления детализированной CAD геометрии. Для правильной и достоверной реализации модели автомобиля в программе были изучены и подобраны элементы, необходимые для создания модели в LMS. Из выбранных элементов была собрана модель и настроены необходимые параметры. В итоге была реализована модель грузового автомобиля, полностью соответствующая реальному объекту.

Создание модели грузового автомобиля с колесной формулой 4x2 было решено начать с создания трансмиссии автомобиля. Разработку расчетной модели трансмиссии начали с определения состава агрегатов и других элементов рассматриваемого объекта, затем задали все необходимые для моделирования параметры, составили схему трансмиссии.

В состав трансмиссии вошли следующие основные элементы:

- двигатель;
- сцепление;
- коробка передач;
- главная передача ведущего заднего моста;
- дифференциал ведущего заднего моста;
- задние ведущие колеса.

Рассмотрим более подробно процессы, происходящие внутри машины во время трогания с места, а также основные элементы трансмиссии.

Крутящий момент от двигателя, установленного в передней части автомобиля, передается через сцепление на коробку передач. От коробки передач крутящий момент через карданную передачу поступает на задний ведущий мост, внутри которого размещается главная передача, дифференциал и полуоси ведущих колес. Машина трогается с места. Трогание автомобиля происходит на низших передачах с возрастающей частотой от холостого хода до максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Сцепление автомобиля располагается между двигателем и коробкой передач. Оно предназначено для кратковременного отсоединения двигателя от

трансмиссии и плавного их соединения при переключении передач, а также предохранения элементов трансмиссии от перегрузок и гашения колебаний.

Сцепление имеет два режима работы:

1) сцепление выключено, нет соединения. В это время крутящий момент не передается от двигателя к коробке передач, что позволяет переключаться между передачами без рывков или заглохания двигателя;

2) сцепление включено, есть соединение. В это время происходит синхронизация крутящего момента двигателя с коробкой передач, за счет трения маховика.

Модель сцепления представляет собой математическую модель передачи крутящего момента при помощи сил трения вращающихся частей (дисков) сцепления. В модели учитываются массовые моменты инерции вращающихся частей. Управляющее воздействие представляет собой бинарный сигнал: 0 – соответствует включенному состоянию сцепления, 1 – отключенному. При этом возможна реализация промежуточных состояний сцепления, т.е. неполного включения или отключения.

Закон нарастания момента трения в сцеплении закладывается в соответствующий блок (№16 на рисунке 1), определяется типом и параметрами привода и описывается с достаточной точностью экспоненциальной зависимостью

$$f_c(t) = 1 - \exp(-kt), \quad (1)$$

где k – константа, характеризующая темп включения сцепления ($k=3/t_c$);

t_c – время полного включения сцепления.

Для привода сцепления автомобилей КАМАЗ время полного включения сцепления назначено равным $t_c = 0,1$ с [9].

Блок главной передачи (№15 на рисунке 1) представляет собой физически ориентированный оператор библиотеки механики пакета LMSAmesim, работающий по принципу редуктора. Основным параметром является передаточное отношение, на величину которого увеличивается крутящий момент и уменьшается

скорость вращения. Аналогичный оператор использован для преобразования крутящего момента в коробке передач.

Дифференциал предназначен для передачи, изменения и распределения крутящего момента между двумя полуосями, соединенными с колесами, и обеспечения, при необходимости, их вращения с разными угловыми скоростями. Дифференциал служит для распределения мощности, подаваемой с двигателя на колеса.

Эскиз поучившейся виртуальной модели трансмиссии показан на рисунке 1.

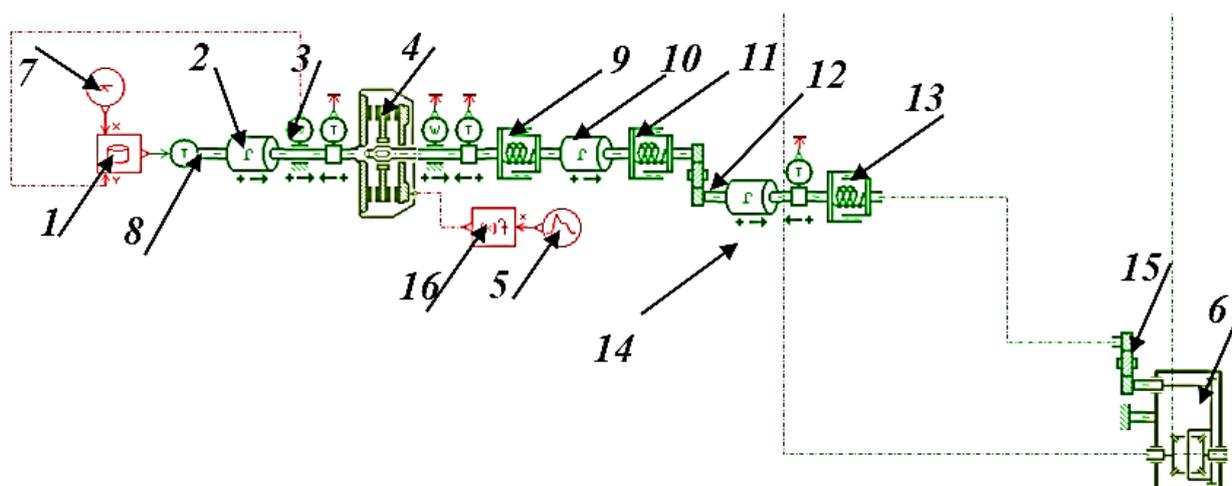


Рис. 1. Стендовый вариант виртуальной модели трансмиссии: 1 – сигнал внешней скоростной характеристики; 2 – приведенный момент инерции двигателя; 3 – датчики, измеряющие частоту вращения двигателя и момент; 4 – сцепление; 5 – сигнал включения сцепления по времени; 6 – межколесный дифференциал; 7 – сигнал подачи топлива; 8 – генератор крутящего момента двигателя; 9, 11, 13 – упругие элементы трансмиссии; 10, 14 – приведенный момент инерции на входе и выходе коробки передач; 12 – передаточное отношение коробки передач; 15 – главная передача; 16 – закон нарастания момента трения сцепления

После создания модели трансмиссии и ее отладки последовал завершающий этап моделирования – создание шасси автомобиля, как системы, состоящей из поддрессоренных и недрессоренных масс. Для этого были определены массово-инерционные характеристики рассматриваемого автомобиля, такие как,

координаты центра тяжести. Эскиз полной получившейся модели автомобиля представлен на рисунке 2.

Модель кузова автомобиля представляет собой твердое тело с соответствующими массово-инерционными характеристиками, на которое передаются внешние воздействия, определяемые режимом движения.

В рассматриваемой модели пространственного движения автомобиля используется модель шины из библиотеки пакета LMS Amesim. В модели применяется комплексный подход описания взаимодействия колесного движителя с дорогой. Модель взаимодействия колесного движителя и дорожной поверхности описывается с достаточной степенью точности с помощью формулы «Расејка 1989» [12] и реализуется в данной модели, тип дорожного покрытия и микропрофиль задаются элементами «Roadmodel» и «Adherence generator» (рисунок 2).

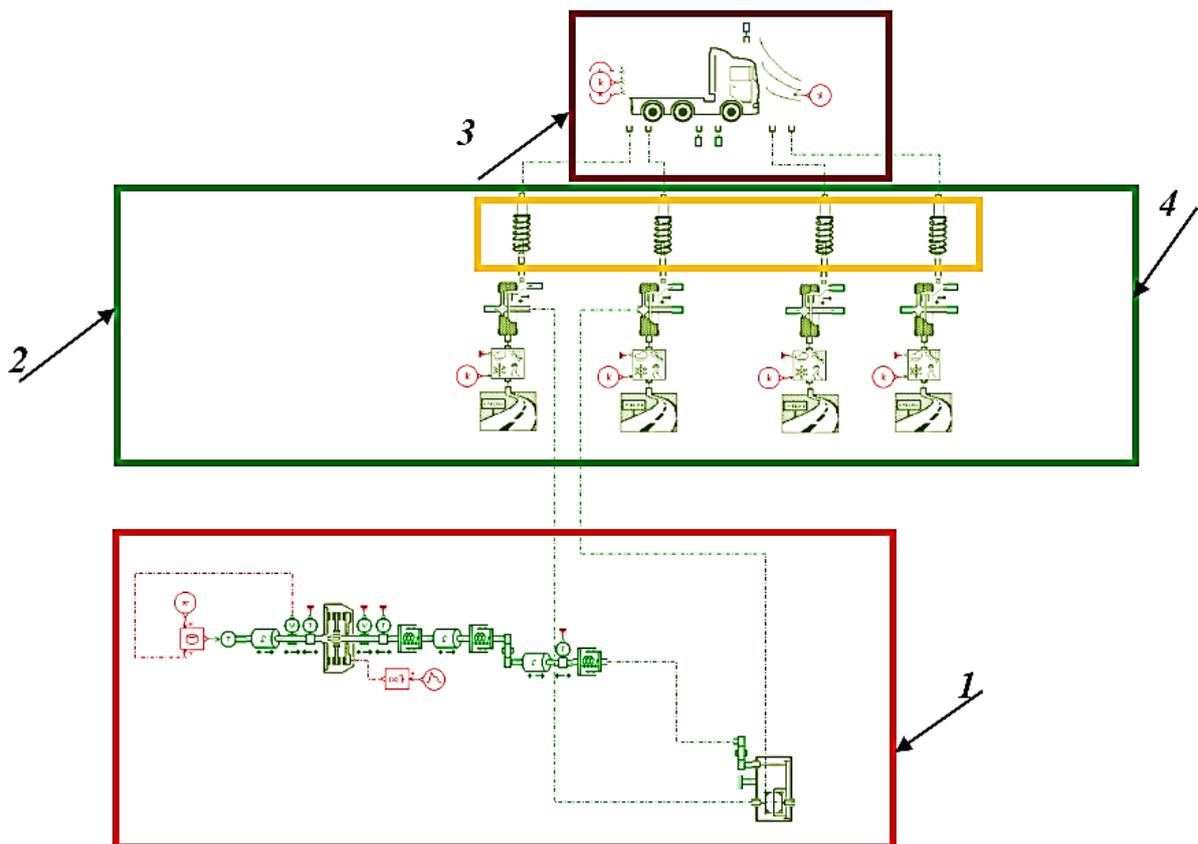


Рис. 2. Эскиз модели автомобиля: 1 – моторно-трансмиссионная установка, 2 – ходовая часть, 3 – кузов автомобиля, 4 – подвеска

Эта подмодель представляет взаимодействие «шина-дорога» с учетом вертикальной силы и продольной составляющей силы, возникающие при контакте пневматической шины с поверхностью дороги, за счет сопротивления качению и дорожным препятствиям. Продольная сила зависит от вертикальной нагрузки. Вертикальная сила вычислена с учетом жесткости подвески, колес и расположения центра тяжести кузова. Связи колес автомобиля с опорной поверхностью дороги описываются уравнениями, учитывающими только упругое скольжение (колеса не отрываются от дороги).

Различные дорожные условия имитируются с помощью специально ориентированных элементов библиотеки (рисунок 3), которые позволяют задавать различные законы изменения и распределения коэффициента сцепления и микропрофиля дороги. В расчетном случае тип дорожного покрытия – сухой асфальт с коэффициентом сцепления 0,8, а микропрофиль дороги – ровная прямая дорога.

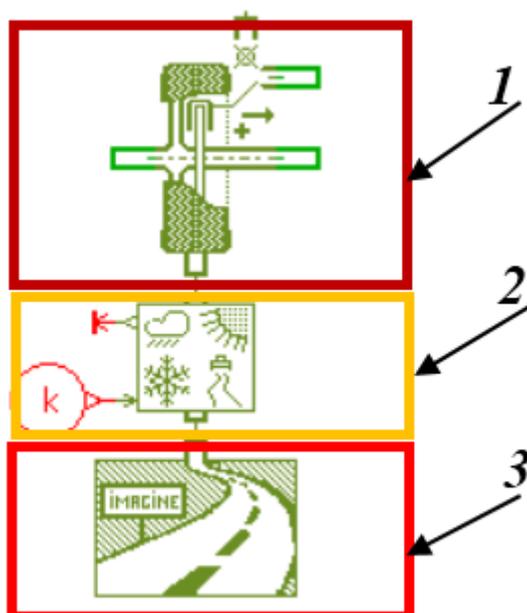


Рис. 3. Модель взаимодействия колесного движителя с дорогой:

- 1 – модель колеса, 2 – модель, описывающая тип дорожного покрытия,
- 3 – модель, описывающая микропрофиль дорожного покрытия

Для проведения виртуальных испытаний и оценки динамики движения автомобиля был выбран следующий расчетный случай: автомобиль начинает

движение по дорожной поверхности с коэффициентом сцепления 0,8, который соответствует движению шин высокой проходимости по асфальтобетонному дорожному покрытию. При моделировании процесса трогания в исходном состоянии автомобиль находится на ровном горизонтальном участке в состоянии покоя. С частотой вращения холостого хода (800 об/мин.) при выжатой педали сцепления и предельном положении педали контроля за подачей топлива производится разгон двигателя до максимальной скорости вращения коленчатого вала 2300 об/мин. Разгон двигателя занимает порядка 0,3 с. Включается первая передача пониженного ряда коробки передач. Момент двигателя задается по внешней скоростной характеристике. Начиная с 0,3 секунды, производится включение сцепления (рисунок 4). Процесс занимает 0,1 с. При этом начинает осуществляться динамический процесс трогания автомобиля с места.

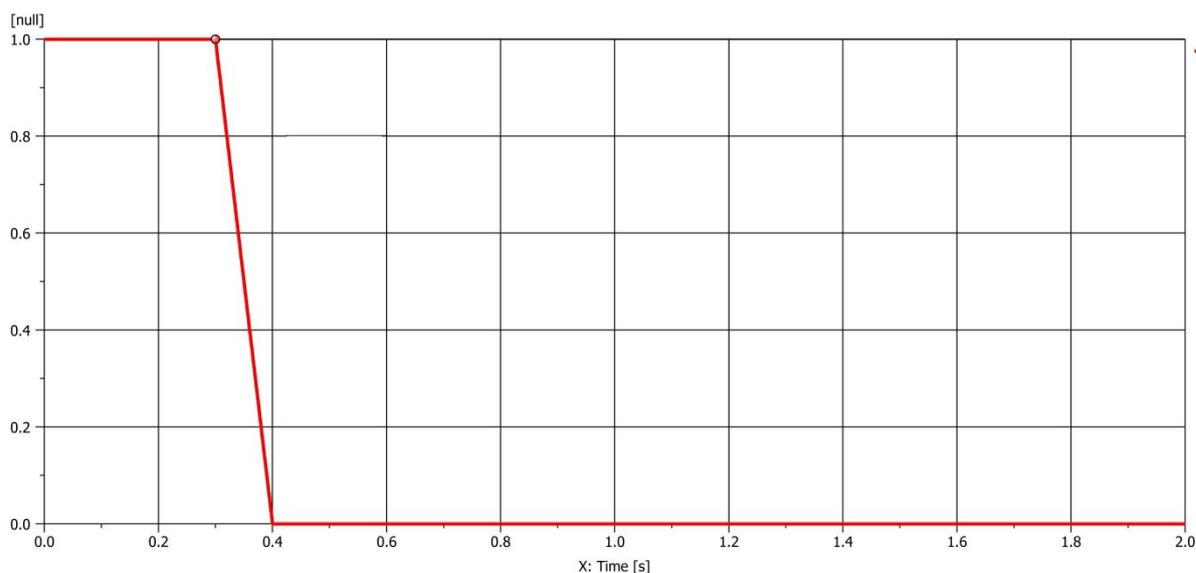


Рис. 4. График включения сцепления (1 – выключено, 0 – включено)

Графическое представление полученных результатов можно наблюдать на рисунках 5 и 6, 7, 8.

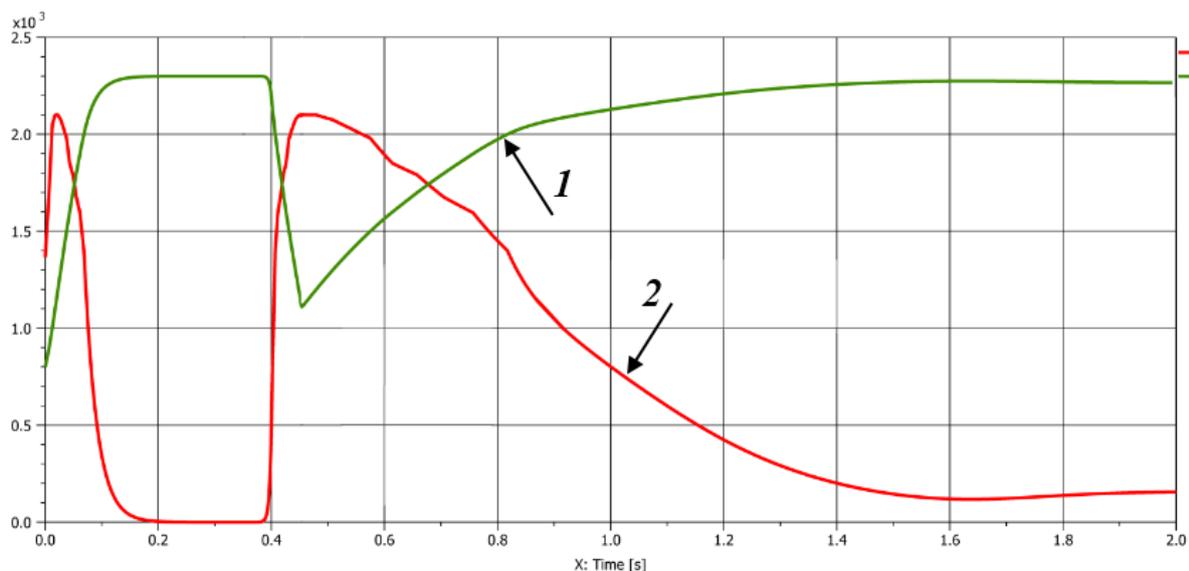


Рис. 5. Зависимость моментов (1) и частоты вращения (2) двигателя при трогании с броском

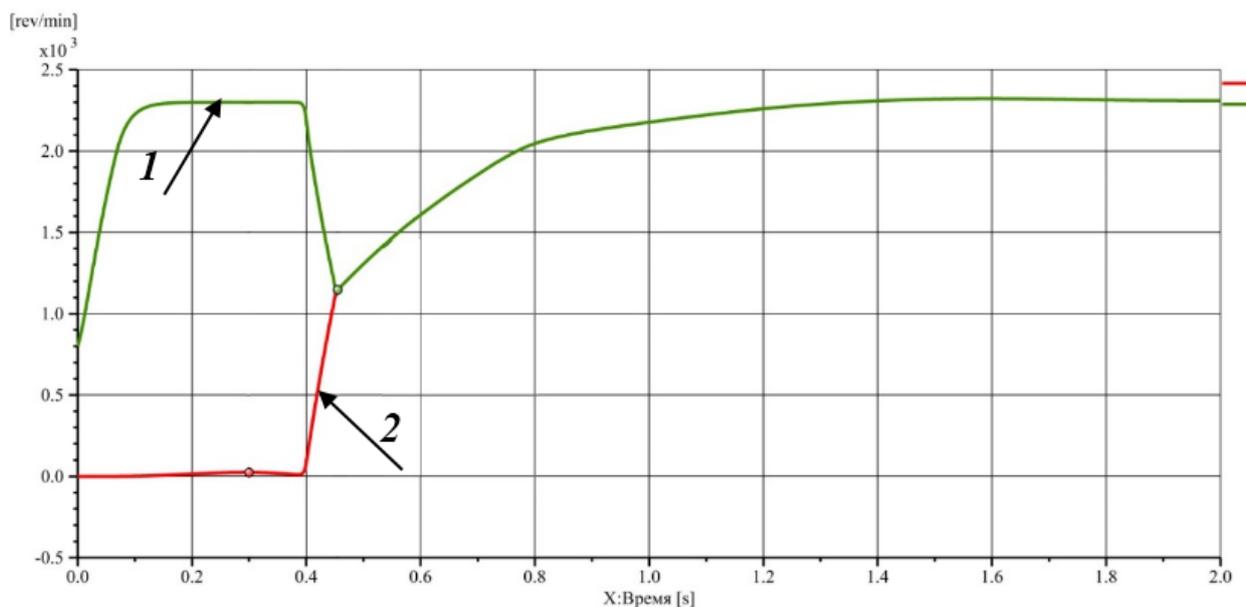


Рис. 6. Зависимость угловых скоростей при трогании с броском сцепления:
(1 – частота вращения коленчатого вала двигателя,
2 – частота вращения ведомого диска сцепления)

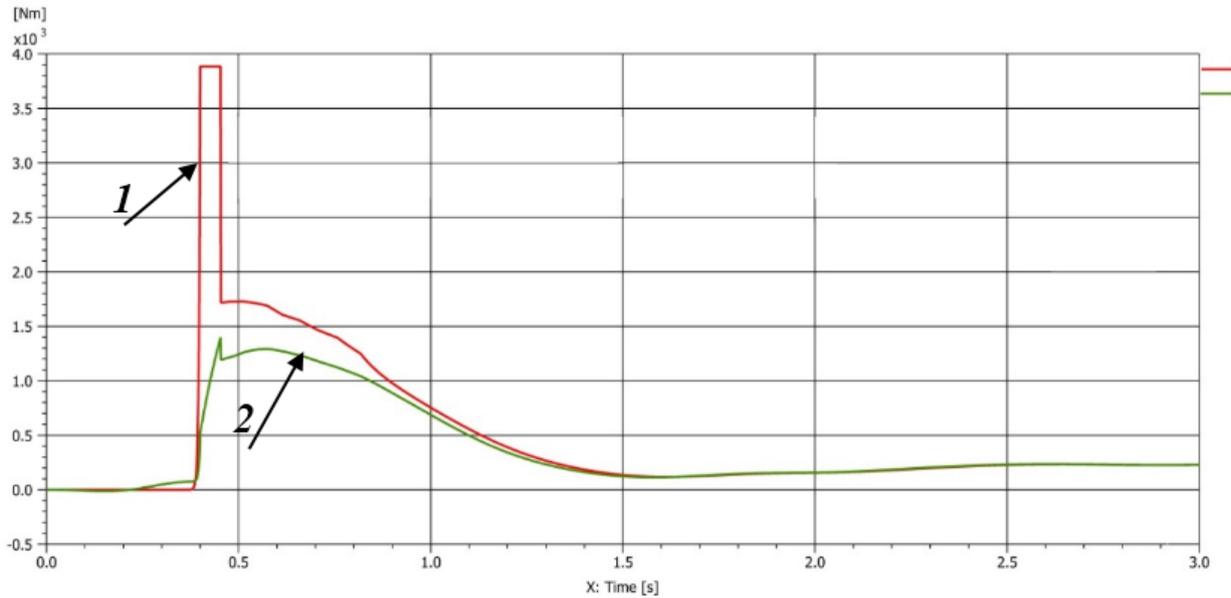


Рис. 7. Зависимость моментов при трогании с броском сцепления
(1 – крутящий момент, действующий на ведомом диске сцепления,
2 – момент трения сцепления)

На рисунке 5 видно, что в момент «броска» сцепления момент коленчатого вала двигателя достигает максимального значения 2100 Н·м при 1109,2 об/мин. Это значит что, внешняя скоростная характеристика и регуляторная ветвь внешней характеристики учитываются корректно: При скорости вращения выше 2000 об/мин включается регуляторная ветвь и происходит резкое линейное снижение крутящего момента до нулевых значений при максимальной скорости вращения 2300 об./мин. Далее происходит адекватное изменение крутящего момента при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

На рисунке 6 видно, что после полного включения сцепления на 0,4-й секунде моделируемого процесса угловая скорость ведомого диска сцепления начинает расти. При этом обороты коленчатого вала двигателя и ведущего диска сцепления начинают падать. На 0,455-й секунде процесса скорости вращения фрикционных дисков выравниваются, происходит замыкание сцепления. Далее диски сцепления вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, без проскальзывания.

На рисунке 7 можно увидеть резкое возрастание момента трения сцепления в процессе его включения, начиная с 0,38-й секунды. Момент трения возрастает до своих предельных значений и сохраняется постоянным вплоть до замыкания сцепления. При замыкании сцепления на 0,455-й секунде момент трения падает до значений, несколько меньших, чем крутящий момент на двигателе, при этом разница в моментах тратится на разгон маховика и коленчатого вала. После разгона автомобиля его скорость стабилизируется, а отмеченные выше моменты выравниваются и снижаются до стационарных значений, соответствующих суммарному моменту сопротивления от сил трения качения, приведенному к ведомому диску сцепления. В общем виде характеристика двигателя в зависимости от режима работы представляет собой область ограниченную ветвями внешней и регуляторной характеристик (линии 1, 2 рисунок 8).

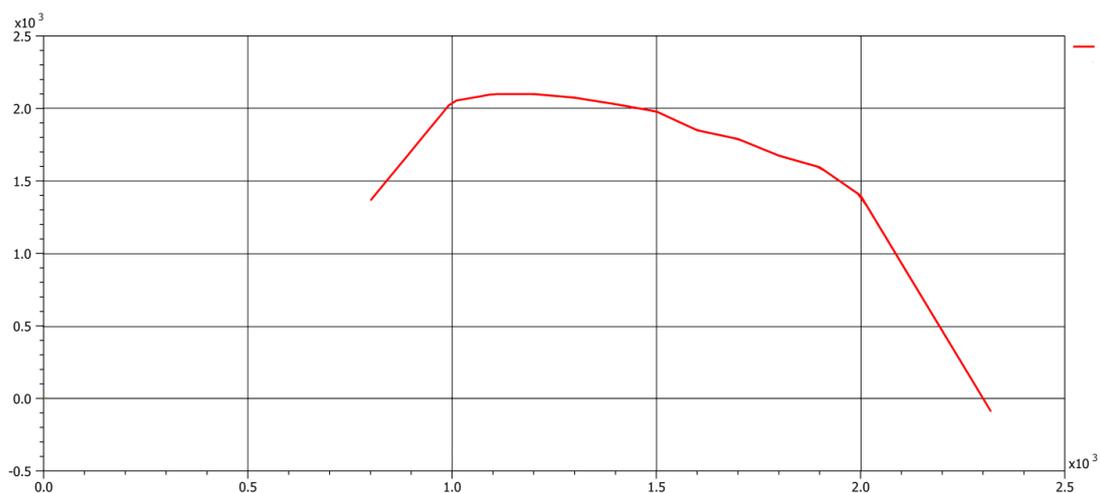


Рис. 8. Статическая характеристика двигателя

Результаты виртуальных испытаний подтвердили общую работоспособность модели и трансмиссии автомобиля. При постепенном отпускании педали сцепления маховик и ведомый диск сцепления приводятся в соприкосновение. Момент от двигателя передается трансмиссии, приводя во вращение ведомый диск сцепления. Элементы трансмиссии закручиваются на некоторый угол. При соприкосновении маховика и ведомого диска сцепления обороты двигателя падают. Дальнейшее увеличение прижимной силы между маховиком и ведомым

диском сцепления приводит к сравниванию их угловых скоростей и замыканию муфты сцепления. Автомобиль движется с некоторой скоростью и не буксует.

Заключение

Методом имитационного моделирования проведено исследование динамики движения автомобиля при трогании с места. Экспериментально доказана эффективность применения инновационных средств моделирования сложных динамических процессов. Результатом, проделанной работы, является созданная адекватная и достоверная математическая модель грузового автомобиля с колесной формулой 4 x 2. Разработанная математическая модель грузового автомобиля позволяет оценивать общую динамику транспортного средства при трогании с места. Модель учитывает внешнюю динамику автомобиля, динамику всех основных узлов и агрегатов. С помощью имитации типового режима движения произведена оценка динамической нагруженности трансмиссии в момент трогания с места. В ходе исследования был проведен прямой расчет максимального динамического крутящего момента на входном валу главной передачи заднего ведущего моста, который составил 19740 Нм. Таким образом, прямой расчет динамического крутящего момента дает меньшие значения, чем эмпирическое соотношение. При этом момент, полученный методом прямого расчета, превосходит момент, ограниченный сцепными свойствами грунта в 1,31 раз. Полученные результаты расчета позволили оценить значения и характер распределения нагрузок.

Список литературы

1. Vladimir V. Vantsevich AWD Vehicle Dynamics and Energy Efficiency Improvement by Means of Interaxle Driveline and Steering Active Fusion.
2. Federico Cheli, Marco Pedrinelli, Andrea Zorzutti Integrated Modeling of Vehicle and Driveline Dynamics.
3. Enrico Corti Vehicle Simulation on the Test Bench.
4. Vantsevich V.V. Heavy-duty truck: inverse dynamics and performance control / V.V. Vantsevich, A.D. Zakrevskij and S.V. Kharytonchyk // ASME 2007

International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2007. – Vol. 9. – P. 345–354.

5. Federico Cheli. Integrated modeling of vehicle and driveline dynamics / Federico Cheli, Marco Pedrinelli, Andrea Zorzutti // ASME 8th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. – 2006. – Vol. 2. – P. 235–244.

6. Горелов В.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения полноприводного автомобиля с формулой рулевого управления 1–0–3 при различных законах управления колесами задней оси: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 2008. – 195 с.

7. Келлер А.В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси / А.В. Келлер, И.А. Мурог. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. – С. 224.

8. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 377 с.

9. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

10. Цитович И. С. Трансмиссии автомобилей / И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Мн.: Наука и техника, 1979. – 256 с.

11. Конструирование и расчет автомобиля: учеб. для студентов втузов, обуч. по специальности «Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

12. Расејка Н.В. The tyre as a vehicle component / Н.В. Расејка // FISITA – Congress Prague – June 16–23th 1996.

13. Мурог И.А. Научные методы совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации автомобилей многоцелевого назначения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / И.А. Мурог. – Челябинск, 2013.