

УДК: 629.113

DOI: 10.53816/23061456\_2022\_1-2\_29

## ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОЙ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

### SIMULATION MODEL OF A COMPLEX MULTI-PURPOSE VEHICLE POWER DISTRIBUTION SYSTEM

*Канд. техн. наук С.В. Ушнурцев<sup>1</sup>, д-р техн. наук А.В. Келлер<sup>2</sup>*

*Ph.D. S.V. Ushnurtsev, D.Sc. A.V. Keller*

<sup>1</sup>*Омский автобронетанковый инженерный институт,*

<sup>2</sup>*Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ»*

В статье представлены результаты разработки имитационной модели комплексной системы распределения мощности автомобиля многоцелевого назначения с колесной формулой 6×6. Модель реализована в среде пакета LMS Imagine. Lab AMESim и позволяет прогнозировать поведение автомобиля (как мехатронной системы) в зависимости от условий движения и режима работы системы распределения мощности, синтезировать на основе получаемых результатов алгоритмы управления распределением потоков мощности. Так же модель позволяет проводить аналитические исследования методами имитационного моделирования автомобилей с другими известными колесными формулами, в широком диапазоне по грузоподъемности, мощности двигателя и другим тактико-техническим характеристикам. Кроме того, модель позволяет определять показатели топливной экономичности и динамической нагруженности автомобиля, а также тягово-скоростные свойства.

**Ключевые слова:** автомобиль многоцелевого назначения, мощность, система, дорожные условия, имитационная модель, алгоритм, метод, моделирование.

The article presents the results of the development of a simulation model of a complex power distribution system for a multi-purpose vehicle with a 6×6 wheel formula. The model is implemented in the LMS Imagine package environment. Lab AMESim and allows you to predict the behavior of the car (as a mechatronic system) depending on the driving conditions and operating mode of the power distribution system, synthesize algorithms for controlling the distribution of power flows based on the results obtained. The model also allows analytical studies using simulation methods of cars with other well-known wheel formulas, in a wide range of load capacity, engine power and other tactical and technical characteristics. In addition, the model allows you to determine the indicators of fuel efficiency and dynamic loading of the car, as well as traction and speed properties.

**Keywords:** multi-purpose vehicle, power, system, road conditions, simulation model, algorithm, method, simulation.

В настоящее время вооруженными силами ведущих зарубежных государств, в том числе и Российской Федерации (ВС РФ), для обеспечения подвижности как элементов боевого порядка, так и материально-технического обеспечения

широко используется военная автомобильная техника (ВАТ) с охватом грузоподъемности от 0,2 до 80,0 тонн [1]. Общемировыми тенденциями в вопросах повышения технического уровня как современных, так и перспективных образцов

ВАТ являются: повышение подвижности во всех возможных дорожных условиях, а также автоматизация процессов управления, что, в свою очередь, может быть реализовано посредством разработки и интеграции в ВАТ системы распределения мощности [2].

Стоит отметить, что в последнее время для решения сложных инженерных задач все более широко применяют многодисциплинарные программные продукты. Одним из таких средств является программный пакет «LMS Imagine. Lab AMESim» (LMS Amesim) предназначенный для моделирования и анализа систем с набором базовых библиотек, позволяющих моделировать работу механических, гидравлических, пневматических, тепловых и электрических систем. Программный пакет предоставляет большие возможности для моделирования автомобильной техники в общем, а также моделирования ВАТ в частности. Создаваемые модели способны имитировать поведение ВАТ с помощью нелинейных, нестационарных, аналитических уравнений, описывающих динамику рабочих процессов в различных системах. По сравнению с 3D-моделированием, реализуемым, например, в таких программных пакетах как «LMS Virtual. Lab» и «MSC ADAMS», принцип построения модели с помощью программного пакета «LMS Imagine. Lab AMESim» дает возможность моделировать поведение системы перед подробной геометрической проработкой [3, 13].

В рассматриваемом случае объектом исследования является, наиболее широко применяемый в ВС РФ, полноприводный автомобиль многоцелевого назначения (АМН) КАМАЗ-5350 с колесной формулой 6×6, расчетная схема автомобиля представлена на рис. 1. Соответственно, для получения достоверных результатов имитационного моделирования имитационная (математическая) модель должна обладать теми же основными физическими параметрами, как и данный автомобиль.

Математическая модель процесса движения автомобиля включает в себя все основные подсистемы транспортного средства вместе с действительными характеристиками конкретного объекта исследования, только в этом случае становится возможным получение достоверных результатов.

На рис. 2 представлен общий вид модели, реализованной в среде пакета LMS Amesim. Мо-

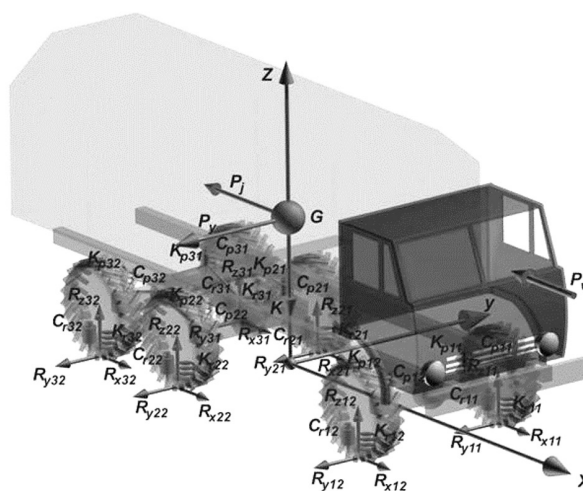


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

дель включает в себя все необходимые подсистемы автомобиля: двигатель, трансмиссию, систему поддрессоривания и учитывает все необходимые физические характеристики транспортного средства и внешней среды: массово-инерционные характеристики; реализацию взаимодействия колеса с опорной поверхностью; особенности дорожных условий и силу аэродинамического сопротивления.

В модели приняты следующие допущения:

1. Угловые колебания поддрессоренной массы независимы от вертикальных колебаний;
2. Кузов автомобиля с несущими элементами и грузом принимается как твердое тело, имеющее продольную плоскость симметрии;
3. Величины неподдрессоренных масс малы по сравнению с поддрессоренными;
4. Движение кузова рассматривается как колебательное вокруг неподвижной оси, проходящей через центр масс;
5. Характеристики шин принимаются одинаковыми для всех колес, а давление в шинах равным значениям, установленным нормативно-технической документацией завода-изготовителя;
6. Упругие свойства шин не изменяются в пределах эксплуатационных скоростей;
7. Влияние температуры шины на её жесткостные характеристики не учитывается;
8. Влияние моментов трения в подшипниках не учитывается.

Далее на нескольких примерах рассмотрим процесс формирования элементов модели в среде пакета LMS Amesim [4].

Модель кузова автомобиля представляет собой твердое тело с шестью степенями свободы,

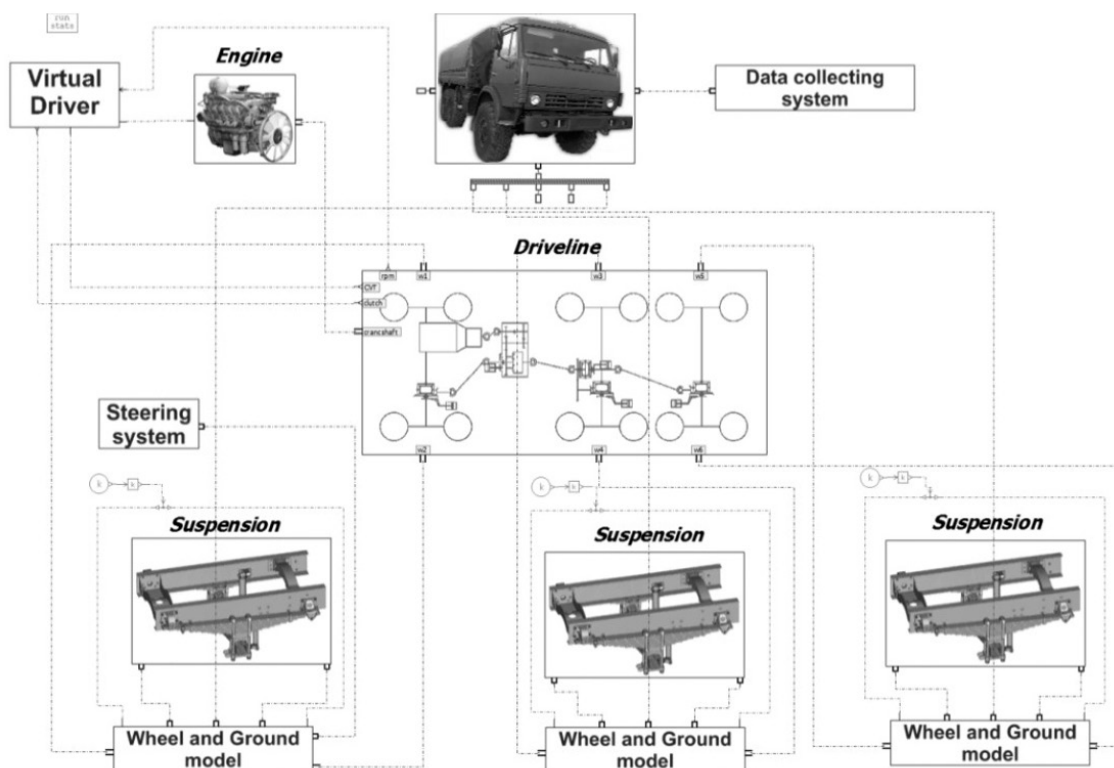


Рис. 2. Общий вид модели в среде пакета LMS Amesim

на которое передаются внешние воздействия, определяемые режимом движения для каждого конкретного расчетного случая. Основными параметрами модели кузова автомобиля являются значения поддресоренной массы, моменты инерции относительно трех осей и положение центра тяжести. На рис. 3 представлен скриншот окна

настройки параметров кузова в среде пакета LMS Amesim.

Стоит отметить, что закладываемые в модель параметры кузова основываются на уравнении движения кузова транспортного средства относительно неподвижной системы координат в форме уравнения Лагранжа II рода:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = T_1 - G_s h_{cog} (V_x - V_y \omega) / J_z \\ \dot{V}_x = V_y \omega + T_2 \\ \dot{V}_y = V_x \omega + T_3; \end{cases}$$

$$T_1 = \frac{\left[ \sum_{i=1}^2 R_{y12}^i a + \sum_{i=1}^2 R_{y2}^i b_2 + \sum_{i=1}^2 R_{y3}^i b_3 + 0,5 (R_{x1}^{right} + R_{x1}^{left}) B_1 + 0,5 \left( \sum_{i=2}^3 R_{x1}^{right} + \sum_{i=2}^3 R_{x1}^{left} \right) B_2 \right]}{J_z};$$

$$T_2 = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 R_{xy}^i / G;$$

$$T_3 = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 R_{xy}^i / G,$$

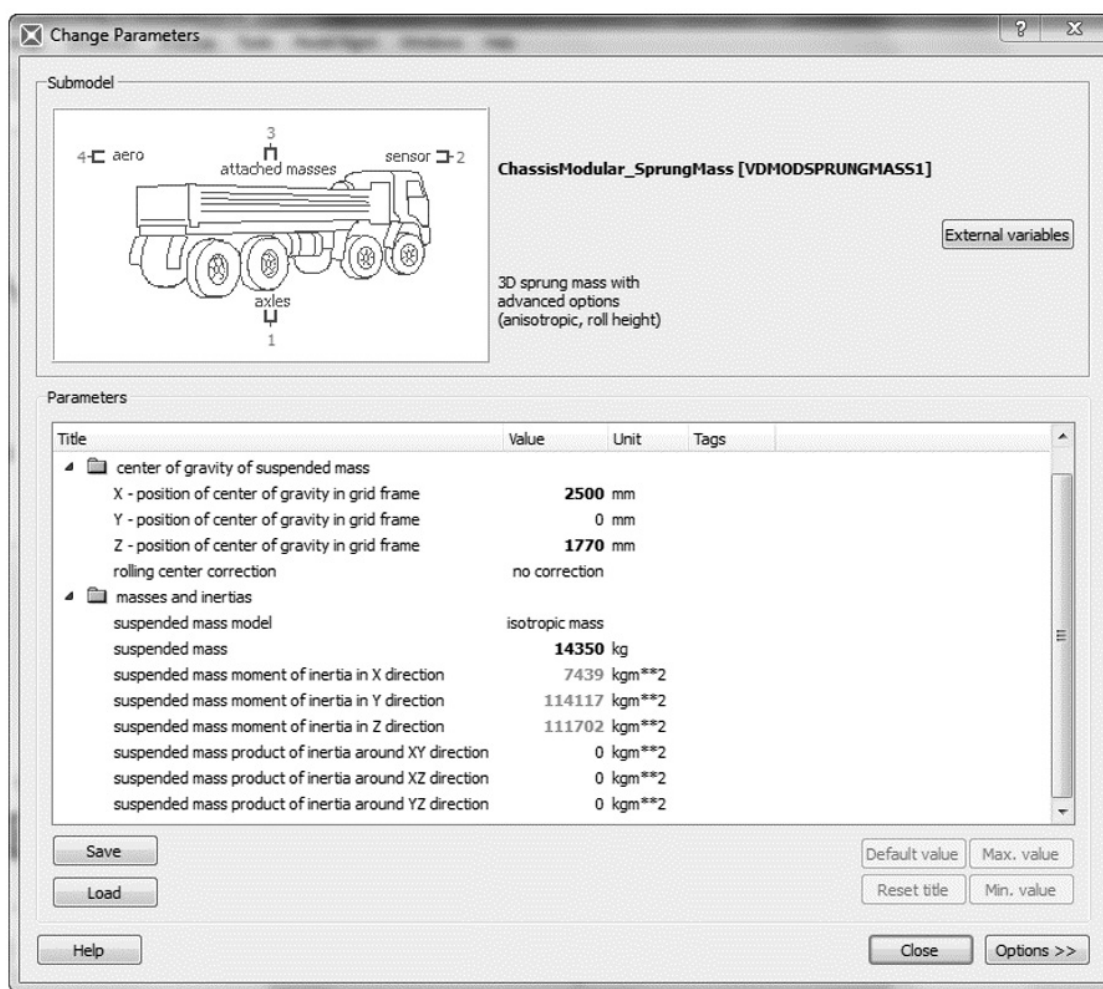


Рис. 3. Окно настройки параметров кузова

где  $\omega$  — скорость вращения кузова относительно вертикальной оси;  $G_s$  — подрессоренная масса автомобиля;  $G$  — общая масса автомобиля;  $h_{cog}$  — высота расположения центра тяжести;  $V_x$  — скорость движения автомобиля в продольном направлении;  $V_y$  — скорость движения автомобиля в поперечном направлении;  $J_z$  — момент инерции кузова относительно вертикальной оси;  $R_x$  — продольная реакция колеса;  $R_y$  — поперечная реакция колеса;  $a$  — расстояние от передней оси до центра тяжести;  $b_2$  — расстояние от центра тяжести до средней оси;  $b_3$  — расстояние от центра тяжести до задней оси;  $B_1$  — передняя колея;  $B_2$  — задняя колея.

Модель двигателя (рис. 4) представляет собой генератор кусочно-линейной функции, который моделирует открытие дроссельной заслонки и соответственно нажатие на педаль. Для определения выхода используется линейная интерполяция.

На рис. 5 изображено окно настроек параметров генератора кусочно-линейной функции. В дальнейшем сигнал с выхода генератора поступает на двумерную таблицу интерполяции (рис. 6).

Двумерная таблица интерполяции имеет два входа и один выход (рис. 6). На основе данных, получаемых с генератора кусочно-линейной функции, симулирующем положение педали подачи топлива, и датчика угловой скорости формируется значение крутящего момента при помощи линейной интерполяции двумерной таблицы, которое в дальнейшем подается на вал. Двумерная таблица находится в ASCII файле и описывает зависимость крутящего момента от угловой скорости и открытия дроссельной заслонки (рис. 7). Частичные характеристики двигателя соответствуют штатному дизелю.

Генератор кусочно-линейной функции и двумерная таблица интерполяции являются мате-

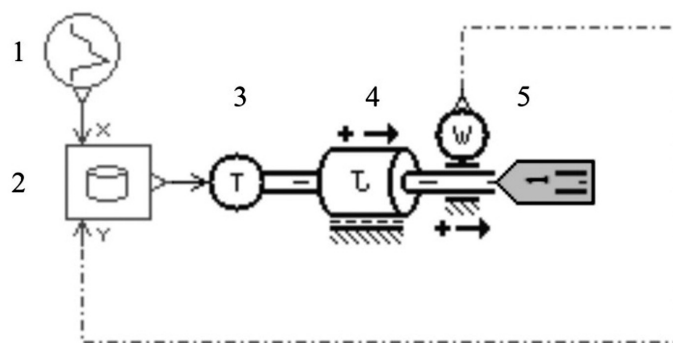


Рис. 4. Модель двигателя: 1 — генератор кусочно-линейной функции; 2 — двумерная таблица интерполяции; 3 — преобразователь безразмерного значения в крутящий момент; 4 — инерционная нагрузка, имитирующая работу маховика; 5 — датчик скорости вращения с ошибками смещения и усиления

Title	Value	Unit	Tags
number of stages	3		
cyclic	no		
time at which duty cycle starts	0 s		
output at start of stage 1	1 null		
output at end of stage 1	1 null		
duration of stage 1	3 s		
output at start of stage 2	0 null		
output at end of stage 2	0 null		
duration of stage 2	3.5 s		
output at start of stage 3	1 null		
output at end of stage 3	1 null		
duration of stage 3	1e+06 s		

Рис. 5. Задание режима работы генератора кусочно-линейной функции

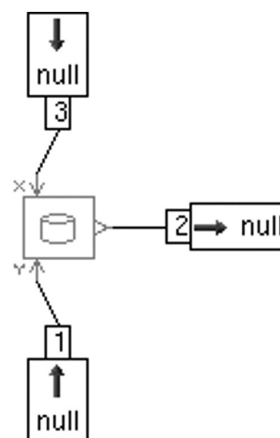


Рис. 6. Оператор двумерной таблицы интерполяции

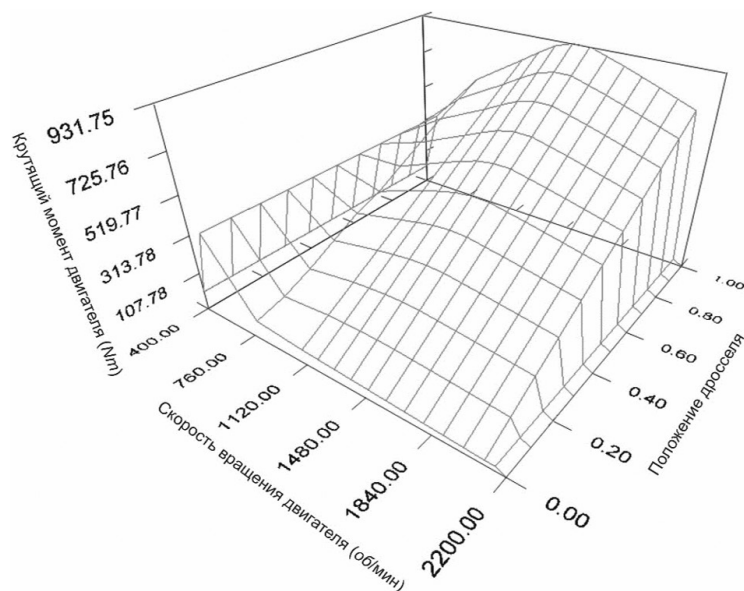


Рис. 7. Нагрузочная характеристика двигателя: 0,00 — заслонка полностью закрыта; 1,00 — заслонка полностью открыта

математическими функциями. Так как LMS Amesim позволяет создавать математические модели мехатронных систем со связями, приближенными к реальным, подача математического безразмерного сигнала на вал не представляется возможной. Поэтому используется преобразователь математического сигнала в крутящий момент (рис. 8). Преобразователь принимает безразмерный сигнал с порта 1 и интерпретирует его в крутящий момент, в  $H_m$  на порт 2.

В модели применяется множество датчиков, использующихся для лучшего отслеживания процесса при моделировании, некоторых из них нет на реальном объекте. Например, датчик скорости вращения коленчатого вала (датчик скорости вращения с ошибками смещения и усиления) (рис. 9) является датчиком угловой скорости.

Смещение в об/мин вычитается из значения угловой скорости, результат умножается на усилитель в мин/об.

$$w^* = K(w - \text{offset}). \quad (2)$$

При помощи ошибок смещения и усиления возможно моделирование, как идеальных датчиков, так и реальных. В рамках данной модели используются только идеальные датчики. В целом, описанная архитектура построения применяется и для моделирования остальных подсистем автомобиля.



Рис. 8. Преобразователь математического сигнала в крутящий момент

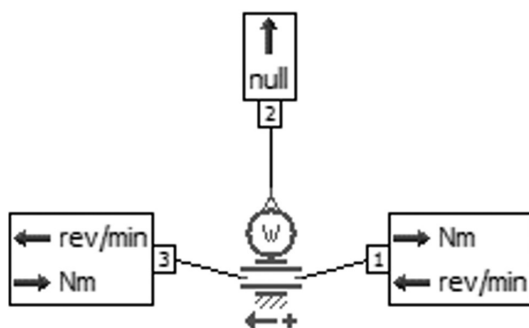


Рис. 9. Датчик скорости вращения с ошибками смещения и усиления

Переходя непосредственно к самой комплексной системе распределения мощности стоит отметить, что она строится на применяемых блокируемых дифференциалах, позволяющих сочетать преимущества дифференциального и блокированного приводов и при этом исключить их недостатки. Основным преимуществом введения жестких кинематических связей в трансмиссии является повышение проходимости транспортного средства и, как следствие, подвижности.

Наиболее распространенными способами блокировок дифференциалов является введение жесткой связи между ведущим звеном дифференциала и одним из ведомых с помощью кулачковой или фрикционной муфт.

Блок-схема модели блокировки дифференциала представлена на рис. 10. Модель дифференциала дополнена моделью фрикционной муфты, которая представляет собой передачу трением. Для реализации блокированного привода на вход муфты подается управляющий сигнал, подача сигнала может быть заранее predetermined пользователем, либо сформирована алгоритмом системы управления [5, 11, 12].

Рассмотрим расчетный случай для оценки адекватности работы имитационной (математической) модели межколесного дифференциала с разными коэффициентами трения инерционных масс, при этом зададим включение муфты на пятой секунде расчета. Результаты моделирования представлены на графиках (рис. 11).

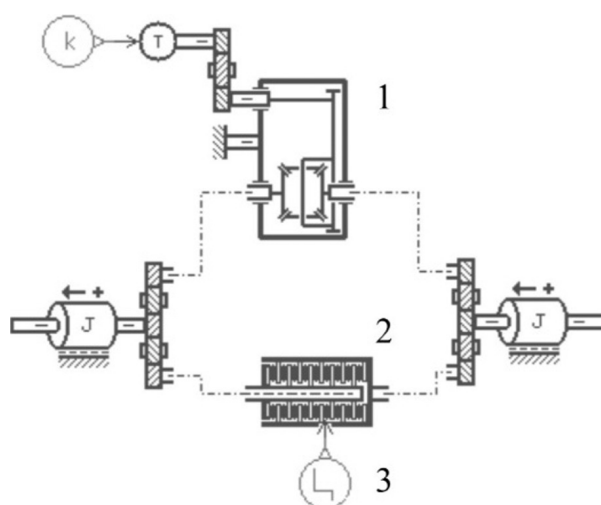


Рис. 10. Блок-схема модели блокируемого дифференциала

Согласно представленным на рис. 11 графикам, при задании различных коэффициентов сцепления начинается проскальзывание одной из инерционных масс. Однако при включении муфты блокировки скорости вращения выравниваются. Необходимо заметить, что для математической модели муфты блокировки принято значение максимального крутящего момента трения существенно большее, чем предельно возможный действующий крутящий момент на выходе из дифференциала. Сделано это для того, чтобы исключить эффект проскальзывания пар трения муфты блокировки, тем самым приблизив ее по характеру включения к зубчатой муфте, включение которой обеспечивает практически мгновенное выравнивание скоростей вращения. Также процессы нагрева и теплопередачи в муфте не учитываются. Аналогичным образом дополним все дифференциальные механизмы модели трансмиссии идентичными моделями муфт блокировки.

В данном случае включение муфты блокировки осуществляется с помощью пневматического привода. Это обусловлено удобством интегрирования исполнительного устройства в штатную пневматическую систему тормозного привода. Основные параметры применяемого на автомобиле пневматического привода приведены в таблице.

Функционирование системы распределения мощности предполагается осуществить совместно с интегрированием в конструкцию автомобиля некоторых элементов систем ABS/ASR. Соответственно появляется необходимость в разработке моделей необходимых элементов. Наиболее важными из них являются модуляторы давления и датчики состояния. Модуляторы тор-

мозного давления, установленные в тормозных механизмах, представляют собой электропневматические регулировочные клапаны, обеспечивающие точное, ступенчатое регулирование давления в тормозных камерах, по командам блока управления.

Модуляторы выполняют следующие функции:

- повышение давления в тормозных камерах, при увеличении угловой скорости;
- поддержание давления в тормозных камерах;
- понижение давления в тормозных камерах, при блокировании колес.

В ABS объекта исследования модуляторы давления представляют собой два двухпозиционных клапана, соединенных последовательно. В том случае, когда оба клапана открыты, воздух свободно проходит, когда один клапан закрывается, давление создает крутящий момент в тормозном механизме. Для удобства взаимозаменяемости и согласования алгоритмов управления системы управления распределением мощности и ABS/ASR, в составе исполнительного устройства привода блокировки, для подачи давления на включение муфты блокировки, будем использовать идентичные модуляторы давления. Блок-схема модели пневматического исполнительного устройства блокировки межосевого дифференциала приведена на рис. 12.

В модели исполнительного устройства модулятор принимает управляющий сигнал от блока управления. В нормальном положении оба клапана открыты, для блокирования дифференциала — включения муфты сопряженный с атмосферой клапан закрывается,

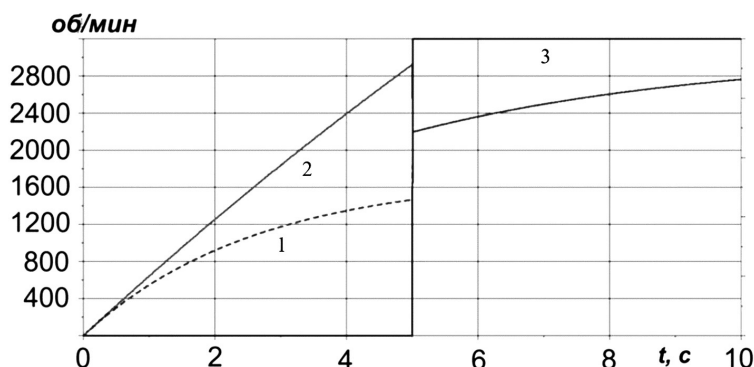


Рис. 11. Графики изменения скоростей вращения инерционных масс: 1, 2 — скорости вращения инерционных масс; 3 — сигнал включения муфты блокировки

*Характеристики пневмопривода исполнительного устройства*

Наименование параметра	Величина
Тормозные механизмы	Барабанного типа с двумя внутренними колодками и разжимным устройством с S-образным кулаком
Диаметр барабана, мм	400
Ширина накладок, мм	140
Длина регулировочного рычага, мм	125
Тормозные камеры: – переднего моста; – задней тележки	Тип 24, 24/24 мембранные Тип 20/20, мембранные с пружинными энергоаккумуляторами
Компрессор	Поршневого типа, одноцилиндровый, с жидкостным охлаждением головки и принудительным смазыванием
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92×46
Производительность при противодавлении 700 кПа (7 кгс/см <sup>2</sup> ) и частоте вращения коленчатого вала 2200 мин <sup>-1</sup> , л/мин	380
Привод	Шестеренный, через зубчатые колеса привода агрегатов; передаточное число 0,94
Противодавление в выпускной системе при закрытых заслонках механизма вспомогательной тормозной системы, кПа (кгс/см <sup>2</sup> )	170–190 (1,7–1,9)

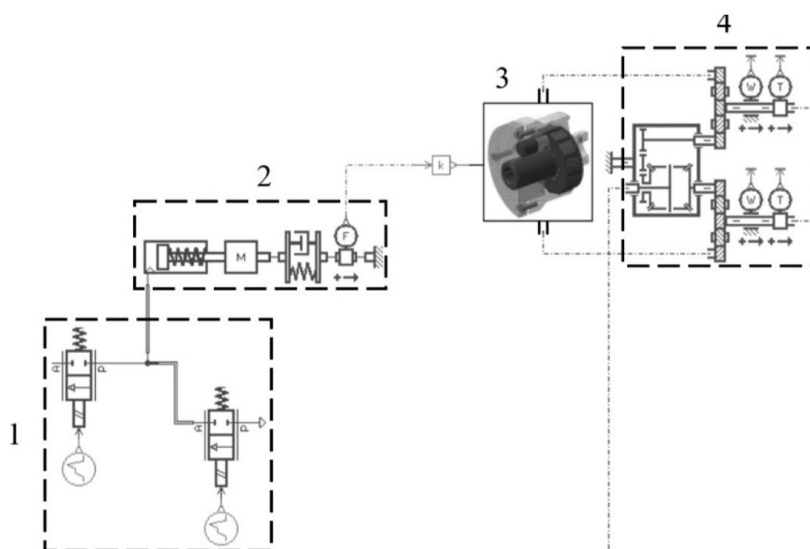


Рис. 12. Блок-схема модели пневматического исполнительного устройства: 1 — модулятор; 2 — поршень камеры; 3 — муфта; 4 — дифференциал

и давление начинает действовать на поршень камеры, вследствие чего возникает усилие, необходимое для включения муфты. На выходных валах (или полуосях) всех дифференциалов расположены датчики скоростей вращения и крутящих моментов, необходимые для сбора данных о состоянии автомобиля системой распределения мощности. Таким образом, раз-

работанные модели блокировок дифференциалов и исполнительного устройства являются механической составляющей системы распределения мощности.

Важной отличительной особенностью разработанной имитационной модели комплексной системы распределения мощности является возможность предварительного выравнивания скоростей



вращения соединяемых элементов трансмиссии. Это реализуется с помощью затормаживания буксующего колеса или оси. Предварительное выравнивание скоростей вращения необходимо для обеспечения нормального срока службы муфт блокировок, т.к. при включении на зубья муфты действуют серьезные ударные нагрузки, следствием которых являются большие значения контактных и изгибных напряжений. Результаты моделирования расчетного случая «Движение на подъеме» с предварительным выравниванием скоростей вращения представлены на рис. 13.

Система распределения мощности позволяет с высокой точностью осуществить выравнивание угловых скоростей колес и валов, и длительное время выдерживать их равенство. Удержание ошибки по скоростям в заданном диапазоне является важной задачей для введения жесткой кинематической связи, поскольку в системе присутствуют задержки исполнительных элементов (механических, пневматических).

Далее была проведена оценка функционирования разработанной имитационной (математической) модели пространственного движения автомобиля. Для этого имитировались типовые режимы движения, на которых определялись показатели топливной экономичности (расход топлива в магистральном (городском) ездовом цикле на дороге [6]; тягово-скоростные свойства (максимальный преодолеваемый уклон; маневр «Переставка 20 м», маневр «Закрытая переставка» [7]; разгон до максимальной скорости; «Разгон на участке 400 м и 1000 м»; разгон до заданной скорости).

Для верификации разработанной модели системы распределения мощности был выполнен расчетный случай, идентичный программе испытаний опытного образца: разгон до максимальной скорости на выбранной передаче и «поворот  $R_{II} = 25 м$ » [6].

Таким образом, было установлено, что разработанная имитационная модель обеспечивает моделирование функционирования системы распределения мощности в составе АМН при движении в различных условиях нагружения. Модель включает в себя все основные системы полноприводного АМН: систему двигатель-трансмиссия-ведущие колеса, описание взаимодействия колесного движителя с опорным основанием, подвеску, кузов. Модель трансмиссии включает в себя коробку передач и механизмы распределения мощности: межосевой и межколесные дифференциалы.

Система распределения мощности реализована в модели с помощью виртуальных муфт блокировки дифференциальных связей и соответствующих исполнительных устройств, а также средств сбора информации и алгоритма управления. Модель позволяет оценивать нагрузки, действующие в трансмиссии, и выполнять различного рода маневры, необходимые для оценки эксплуатационных свойств автомобиля.

В модели предусмотрен расчетный инструмент для определения следующих основных показателей автомобиля.

Показатели топливной экономичности в соответствие с системой показателей, предусмотренных ГОСТ 20306-90 [8]:

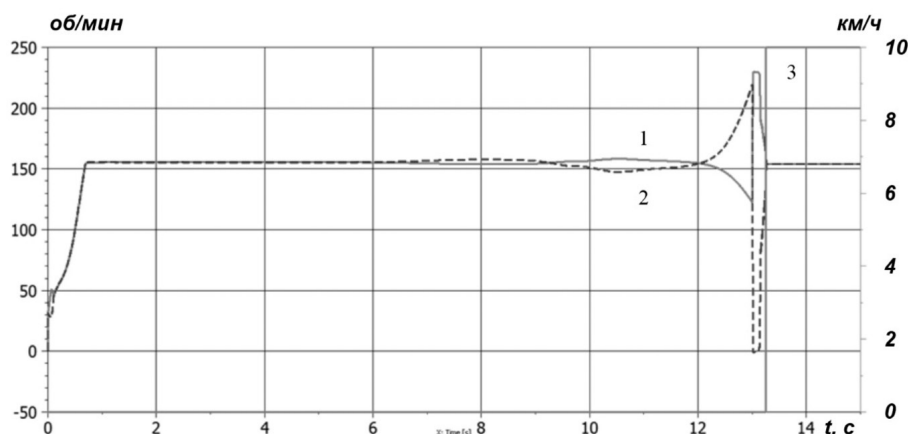


Рис. 13. Изменение скоростей вращения выходных валов раздаточной коробки (1, 2) с предварительным выравниванием перед включением муфты блокировки (сигнал блокировки — 3)

- контрольный расход топлива;
- расход топлива в магистральном ездовом цикле на дороге;
- расход топлива в городском ездовом цикле на дороге;
- топливная характеристика установившегося движения;
- топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Показатели динамической нагруженности трансмиссии:

- коэффициент динамичности;
- крутящие моменты на валах привода ведущих колес.

Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля, в соответствие с системой показателей, предусмотренных ГОСТ 22576-90 [9] и ГОСТ 21898-89 [10]:

- максимальную скорость автомобиля;
- время разгона на участке пути 400 м;
- время разгона на участке пути 1000 м;
- время разгона до заданной скорости;
- время разгона на передаче, обеспечивающей максимальную скорость;
- максимальный преодолеваемый уклон.

Выполнена верификация модели с помощью дорожных испытаний для двух расчетных случаев: разгон до максимальной скорости на выбранной передаче и «поворот  $R_{п} = 25\text{ м}$ » [7].

Полученные результаты наглядно свидетельствуют о том, что реализация разработанной имитационной модели комплексной системы распределения мощности позволит решить задачу автоматизации процессов управления и повысить подвижность во всех возможных дорожных условиях.

### Литература

1. Военная доктрина Российской Федерации (утверждена Президентом РФ № Пр. 2076 от 25.12.2014) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.kremlin.ru/events/president/news/47334/html> (дата обращения: 15.09.2021).
2. Шевченко А.А., Гончаров П.Н. Основные направления развития зарубежной и отечественной БТВТ и ВАТ, концептуальные требования к перспективным образцам // Вестник Академии Военных наук. 2012. № 3 (40). С. 163–169.

3. Гимадиев А.Г. LMS Imagine. Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков; Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). — Самара: Изд-во СамНЦ РАН. 2014. 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

4. Bingzhao Gao, Xiaohui Lu, Jun Li and Hong Chen. Model predictive control of gear shift process in AMT trucks. Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2011, August 28-31, 2011, Washington, DC, USA. DETC2011-47369. URL: <http://asmedigitalcollection.asme.org/on> 09/21/2021. Terms of Use: <http://asme.org/terms>

5. Federico Cheli, Marco Pedrinelli, Sebastiano Campo, Andrea Fortina, Paolo Martella. Vehicle dynamics control system actuating an active differential. Proceedings of ESDA 2006 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis July 4-7, 2006. — Torino, Italy. ESDA2006-95517.

6. ГОСТ Р 54810-2011 Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 13.12.2011. — М.: Стандартинформ: Изд-во стандартов. 2012. 26 с.: ил.

7. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний [Текст]. Введ. 24.05.2012. — М.: Стандартинформ: Изд-во стандартов. 2013. 54 с.: ил.

8. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний [Текст]. Введ. 01.01.1992. — М.: Госстандарт: Изд-во стандартов. 1991. 34 с.: ил.

9. ГОСТ 22576-90 Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний [Текст]. Введ. 01.01.1992. — М.: Госстандарт: Изд-во стандартов. 1991. 15 с.: ил.

10. ГОСТ 21898-89 Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 1. Общие положения и руководство [Текст]. Введ. 01.03.1990. — М.: Госстандарт: Изд-во стандартов. 1991. 23 с.: ил.

11. Ушнурцев С.В., Келлер А.В., Усиков В.Ю. Метод управления распределением мощности

между ведущими колесами автомобиля многоцелевого назначения по взаимному отклонению кинематических и силовых факторов // Омский научный вестник. 2021. № 1 (107). С. 159–162.

12. Ушнурцев С.В. Применение метода комбинированного управления распределением мощности между ведущими колесами автомобиля многоцелевого назначения с прогнозированием возмущений // Вестник военной академии материально-технического обеспечения им. А.В. Хрулева. 2015. № 2. С. 49–54.

13. Дьячков Ю.А., Торопцев И.П., Генералова А.А. Моделирование систем в автомобиле- и тракторостроении. Учебное пособие — М.: Мир науки. 2018. Режим доступа: <http://izd-mn.com/PDF/23MNNPU18.pdf>

### References

1. Military Doctrine of the Russian Federation (approved by the President of the Russian Federation № Pr. 2076 of 25.12.2014) [Electronic resource]. Access mode: <http://www.kremlin.ru/events/president/news/47334.html> (date of reference: 15.09.2021).

2. Shevchenko A.A., Goncharov P.N. The main directions of development of foreign and domestic BTW and WAT, conceptual requirements for promising samples // Bulletin of the Academy of Military Sciences. 2012. № 3 (40). P. 163–169.

3. Gimadiev A.G. LMS Imagine. Lab AMESim as an effective means of modeling dynamic processes in mechatronic systems [Electronic resource]: electron. studies. manual / A.G. Gimadiev, P.I. Greshnyakov, A.F. Sinyakov; Electron. text and graph. dan. (4.8 MB). — Samara: Publishing House of the Russian Academy of Sciences. 2014. 1 electronic opt. disk (CD-ROM).

4. Bingzhao Gao, Xiaohui Lu, Jun Li and Hong Chen. Model predictive control of gear shift process in AMT trucks. Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2011, August 28-31, 2011, Washington, DC, USA. DETC2011-47369. URL: <http://asmedigitalcollection.asme.org/> on 09/21/2021. Terms of Use: <http://asme.org/terms>

5. Federico Cheli, Marco Pedrinelli, Sebastiano Campo, Andrea Fortina, Paolo Martella. Vehicle dynamics control system actuating an active differential. Proceedings of ESDA 2006 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis July 4–7, 2006. — Torino, Italy. ESDA2006-95517.

6. GOST R 54810-2011 Motor vehicles. Fuel efficiency. Test methods [text]. Introduction. 13.12.2011. — Moscow: Standartinform: Publishing House of Standards. 2012. 26 p.: ill.

7. GOST 31507-2012 Motor vehicles. Controllability and stability. Technical requirements. Test methods [text]. Introduction. 24.05.2012. — Moscow: Standartinform: Publishing House of Standards. 2013. 54 p.: ill.

8. GOST 20306-90 Motor vehicles. Fuel efficiency. Test methods [text]. Introduction. 01.01.1992. — Moscow: Gosstandart: Publishing House of Standards. 1991. 34 p.: ill.

9. GOST 22576-90 Motor vehicles. Speed properties. Test methods [text]. Introduction. 01.01.1992. — Moscow: Gosstandart: Publishing House of Standards. 1991. 15 p.: ill.

10. GOST 21898-89 The main methods of testing for the effects of external factors. Part 1. General provisions and manual [text]. Introduction. 01.03.1990. — Moscow: Gosstandart: Publishing House of Standards. 1991. 23 p.: ill.

11. Ushnurtsev S.V., Keller A.V., Usikov V.Yu. The method of power distribution control between the driving wheels of a multi-purpose vehicle based on the mutual deviation of kinematic and power factors // Omsk Scientific Bulletin. 2021. № 1(107). P. 159–162.

12. Ushnurtsev S.V. Application of the method of combined control of power distribution between the driving wheels of a multi-purpose vehicle with disturbance prediction // Bulletin of the Military Academy of Logistics named after A.V. Khruleva. 2015. № 2. P. 49–54.

13. Dyachkov Yu.A., Toroptsev I.P., Generalova A.A. Modeling of systems in the automotive and tractor industry. Textbook — M.: World of Science. 2018. Access mode: <http://izd-mn.com/PDF/23MNNPU18.pdf>