

УДК 629.3.017:629.3.018+629.3.027.3  
DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-100044>



Оригинальное исследование

# Валидация комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля по критериям нагруженности

В.А. Кулагин

Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», Москва, Россия

## АННОТАЦИЯ

**Введение.** Развитие численных методов и технологий математического моделирования, применяемых при проектировании автомобиля, достигло высокого уровня, однако нельзя полностью полагаться на результаты виртуальных экспериментов, не убедившись в достоверности результатов, получаемых с использованием разработанной математической модели. Поэтому в данной статье рассматривается актуальный вопрос валидации математических моделей для решения задач исследования нагруженности компонентов автомобиля.

**Цель исследования** – подтверждение адекватности разработанных требований к построению математических моделей для исследования усталостной долговечности ходовой части автомобиля средствами математического имитационного моделирования путем выполнения валидационного исследования.

**Методы.** Валидация математических моделей осуществляется методом сравнения результатов натурных или полунатурных испытаний физического объекта с результатами имитационного моделирования этого объекта по результатам тензометрирования. Модели подготовлены с использованием технологий моделирования многозвенных систем и конечно-элементного моделирования.

**Результаты** валидации показывают хорошую сходимость результатов моделирования и эксперимента, чем подтверждается адекватность разработанных требований к построению моделей для исследования усталостной долговечности отдельных компонентов в составе модели. Выбранные критерии оценки ранее не использовались в аналогичных работах и показали эффективный результат количественного и качественного сравнения состояния нагружения исследуемых компонентов для большого количества граничных условий моделирования механической системы.

**Выводы.** Валидированные математические модели подвески легкового автомобиля, разработанный форсированный цикл нагружения подвески автомобиля, подход построения моделей и моделирования динамического нагружения могут использоваться для анализа нагруженности и прогнозирования усталостной долговечности компонентов ходовой части автомобиля на стадии технического проектирования и в ходе расчетного сопровождения испытаний.

**Ключевые слова:** многозвенное моделирование; долговечность; усталость; тензометрирование; форсированные испытания; подвеска; направляющий аппарат; метод парных размахов; метод пересечения уровней.

## Для цитирования:

Кулагин В.А. Валидация комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля по критериям нагруженности // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 1. С. 39–50. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-100044>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-100044>

Original study article

# Validation of the CAE model set for a passenger car suspension according to loading criteria

Victor A. Kulagin

Central Scientific Research Automobile and Automotive Engine Institute «NAMI», Moscow, Russia

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** Development of numerical methods and technology of computer-aided engineering, used in vehicle design, has reached its high level. Results of virtual experiments cannot be totally relied upon without verifying results obtained with the developed mathematical model. That is why the present paper concentrates on the relevant issue of validation of the CAE models, applicable for vehicle suspension components dynamic load analysis.

**AIMS:** Goal of the research is adequacy confirmation of developed requirements to preparation of simulation models, applicable for dynamic load and fatigue analysis, by means of numerical simulation with validation analysis.

**METHODS:** CAE models validation is carried out with a comparative method of results obtained from either laboratory or proving ground testing and simulation of a physical object. Strain gauging results are taken for the comparison. The Models are prepared with using MBS and FEM technologies.

**RESULTS:** Validation showed of validation show a good convergence of modelling and experiment results, that confirm adequacy of developed requirements to creation of CAE models, applicable for load and fatigue analysis of vehicle suspension components. The selected convergence evaluation criteria have not been used in similar papers yet and have shown an effective outcome of quantitative and qualitative comparison of loading condition of suspension parts in a variety of boundary conditions of mechanical system simulation.

**CONCLUSIONS:** Validated CAE models of a passenger car suspension, developed accelerated loading cycle, the model design and dynamic loading simulation approach can be used for chassis parts load analysis and fatigue prediction during early stages of development and as support of testing.

**Keywords:** *multibody simulation; durability; fatigue; strain-gage testing; accelerated testing; suspension; links; range pair method; level crossing method.*

## Cite as:

Kulagin VA. Validation of the CAE model set for a passenger car suspension according to loading criteria // *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(1):39–50.  
DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-100044>

Received: 01.02.2022

Accepted: 01.04.2022

Published: 15.04.2022

## ВВЕДЕНИЕ

Математическое моделирование автомобиля, его узлов и агрегатов является необходимым инструментом для решения инженерных задач в течение всего цикла разработки нового автомобиля. Широкое распространение данного инструмента среди автопроизводителей и инжиниринговых центров обусловлено стремлением сократить издержки и длительность разработки автомобиля, его узлов и агрегатов. Современный уровень развития аппарата прикладной математики и технологий математического моделирования позволяет моделировать физические объекты с набором свойств, требуемым для решения конкретных задач.

Однако, несмотря на высокий уровень развития математического аппарата, математические модели требуют подтверждения достоверности путем валидации – определения соответствия физического объекта и ассоциативной компьютерной модели. Валидация основана на соотношении результатов натурного и виртуального экспериментов, проведенных для существующего физического объекта. Удовлетворительная сходимость результатов обусловлена наиболее полным описанием свойств физического объекта в математической модели, точностью и количеством выполняемых замеров на физическом объекте, а также грамотной постановкой и выполнением натурного и виртуального экспериментов. В зависимости от валидационного исследования критерии сходимости могут отличаться, поэтому они назначаются в индивидуальном порядке [1].

В данной статье рассматривается валидация комплекса математических моделей сборок модулей передней и задней подвесок легкового автомобиля по результатам тензометрирования компонентов ходовой части данного автомобиля. Математические модели разработаны на базе среды многозвенного (MBS) моделирования *MSC Adams/Car*. Разработка математических моделей велась в соответствии с определенными требованиями, которые требуют подтверждения адекватности. Описание данных математических моделей и предъявленных требований для их разработки

приводятся в литературе [2]. Валидационное исследование проводится с целью подтверждения достоверности результатов расчетов по нагруженности отдельных компонентов подвески, чтобы в результате сделать вывод об адекватности требований к построению математических моделей для исследования усталостной долговечности ходовой части автомобиля средствами имитационного моделирования. Критерии валидации назначены для качественного и количественного сравнения значений сил, воспринимаемых компонентами, и относительных деформаций компонентов.

## ОПИСАНИЕ ПОСТАНОВКИ ВАЛИДАЦИОННО- ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

Постановка валидационно-исследовательской работы включает несколько этапов, описанных далее в данном разделе статьи.

**Этап 1** – определение колесных нагрузок и тензометрирование деталей ходовой части автомобиля.

В 2018 году на автополигоне НИЦИАМТ «НАМИ» выполнена экспериментальная часть научно-исследовательской работы по совершенствованию методик форсированных ресурсных испытаний на примере опытного легкового автомобиля класса М1С в кузове седан с настроенными ходовой частью и трансмиссией. Основные параметры исследуемого автомобиля приведены в табл. 1.

В рамках данной работы выполнялись заезды по специальным дорогам автополигона, на основе которых формировалась новая программа форсированных ресурсных испытаний с применением методики определения эквивалентного пробега. Формирование новой программы форсированных испытаний обосновано использованием ссылочных значений псевдоповреждающего воздействия по каналам колесных нагрузок, которые получены на зарубежных полигонах по отработанным методикам форсированных испытаний для автомобилей-аналогов, схожих по массогабаритным и эксплуатационным свойствам с исследуемым автомобилем. Новая программа

**Таблица 1.** Основные параметры исследуемого автомобиля

**Table 1.** Main specification data of the tested vehicle

Наименование параметра	Передняя подвеска	Задняя подвеска
Полная масса автомобиля, кг	5267	
Распределение массы автомобиля между осями П/З, %	48,4	51,6
Высота центра масс, мм	694	
Вертикальная жесткость подвески, приведенная к центру колеса, Н/мм	57,77	56,35
Угловая жесткость передней подвески, приведенная к центру колеса, Нм/град	4261,2	2910,9

форсированных ресурсных испытаний включает в себя следующие дорожные события:

- разгон и торможение;
- движение по горной дороге с максимальной интенсивностью;
- равномерное движение по дороге «Бельгийская мостовая»;
- равномерное движение по булыжной дороге ровного мощения;
- маневр «Восьмерка».

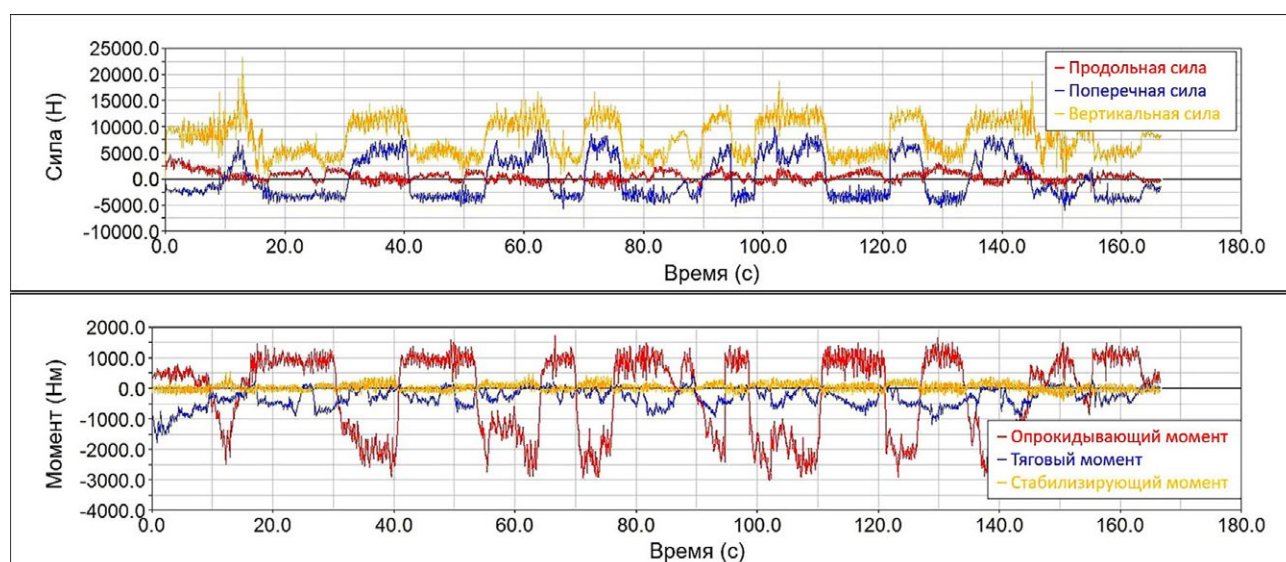
В ходе заездов выполнялась запись колесных нагрузок и состояния нагружения компонентов ходовой части. Обоснованность полученных результатов позволяет использовать их для валидации комплекса математических моделей.

Записи временных историй колесных нагрузок с тензометрических ступиц, а также тензометрических датчиков на компонентах ходовой части автомобиля были подвергнуты постобработке: удалены ненужные сигналы, разведены участки записей разгонов и торможений, применен фильтр нижней частоты при частоте 60–80 Гц, устранены сдвиги, сползания и неадекватные экстремумы сигналов; также были использованы дополнительные методы постобработки в зависимости от дорожного события. Выполнение постобработки необходимо для обеспечения корректности сигналов перед выполнением полунатурных испытаний на многокомпонентном стенде или расчетных мероприятий с использованием многозвенных математических моделей. По завершении постобработки сигналы сохранены в *rsp*-файлах для передней и задней подвесок и каждого дорожного события отдельно. Пример набора сигналов колесных нагрузок для одного колеса представлен на рис. 1.

**Этап 2** – размещение тензодатчиков в математических моделях.

Компоненты направляющего аппарата передней и задней подвесок исследуемого автомобиля оснащены тензометрическими датчиками, подключенными по схеме полного моста (4 активных датчика) и четвертьмостовой схеме (1 активный датчик). Схема полного моста использовалась для деталей, нагружение которых можно привести к одноосевой силе. Четвертьмостовая схема применялась для деталей, обладающих сложной геометрической формой и испытывающих нагружение со стороны множества звеньев: например, для нижнего рычага задней подвески трапецевидной формы использовалось до 6 датчиков, подключенных по четвертьмостовой схеме. Перед установкой деталей подвесок на автомобиль выполнялась калибровка тензодатчиков. Для тензодатчиков, установленных по схеме полного моста, также определены коэффициенты приведения относительной деформации к действию одноосевой силы  $k_F$ . Благодаря этому результаты замеров представлены в единицах силы [Н], а не в единицах относительного изменения напряжения. Детали, оснащенные тензометрическими датчиками, их количество и схемы подключения приведены на рис. 2.

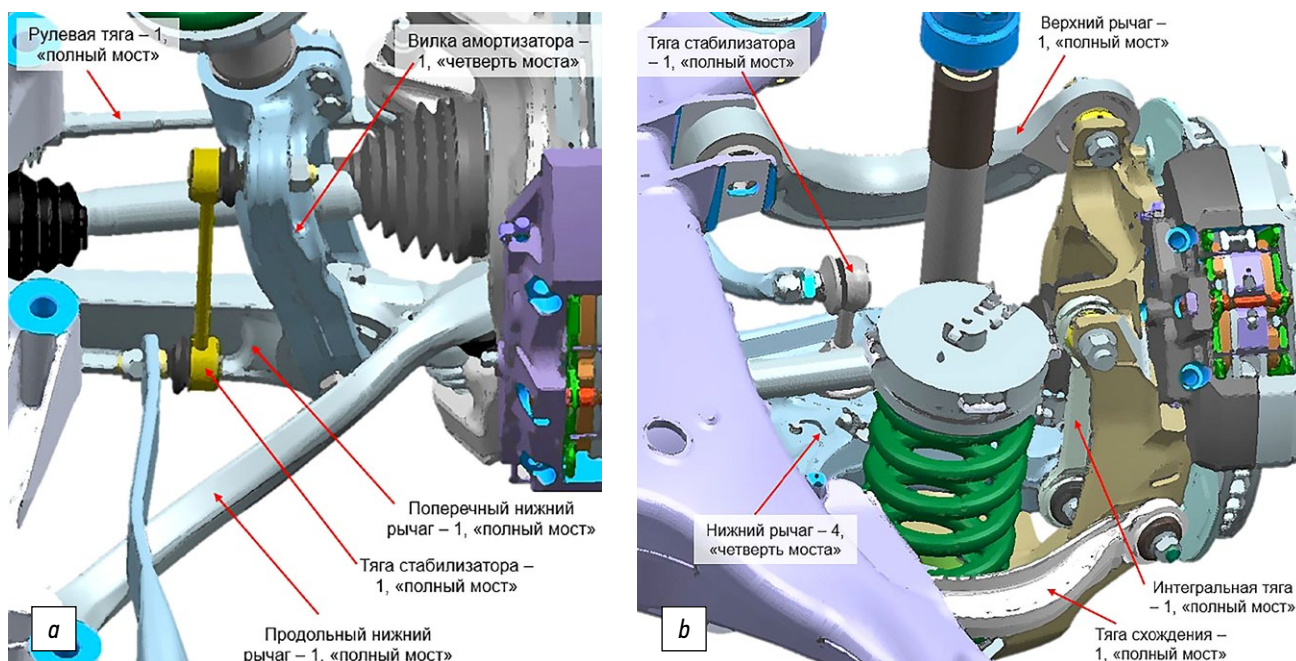
В среде *MSC Adams/Car* предусмотрена возможность расчета временных историй напряженно-деформированного состояния податливого тела как в отдельных узлах конечно-элементной сетки, так и для всего тела. Благодаря этому инструменту существует возможность определения относительной деформации компонентов подвески в местах размещения датчиков, для чего комплекс математических моделей, представленный в литературе [2], подвергнут доработке. На каждом исследуемом



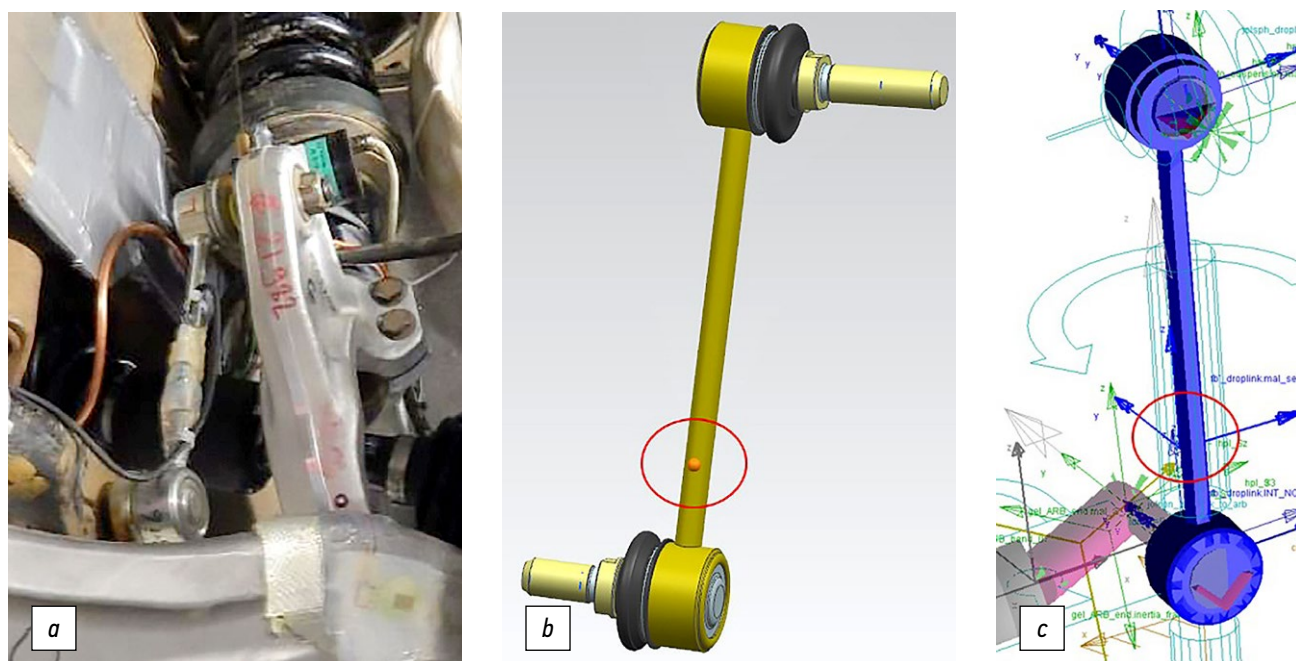
**Рис. 1.** Временные истории силовых факторов, воспринимаемых задним левым колесом в ходе дорожного события «Движение по горной дороге» (без торможений).

**Fig. 1.** Time-domain rear wheel force signals for the «Mountain Road, no braking» event.





**Рис. 2.** Компоненты, оснащенные тензометрическими датчиками: *a* – передняя подвеска; *b* – задняя подвеска.  
**Fig. 2.** Components equipped with strain-gauge transducers: *a* – front suspension; *b* – rear suspension.



**Рис. 3.** Определение места размещения датчика относительной деформации на тяге переднего стабилизатора: *a* – реальное место размещения; *b* – определение места размещения в CAD-модели; *c* – определение места и ориентации маркера в MBS-модели.  
**Fig. 3.** Placing the strain gauge on the front anti-roll bar link: *a* – actual placement; *b* – placement in a CAD-model; *c* – marker placement and orientation in a MBS-model.

компоненте направляющего аппарата подвесок размещаются маркеры локальной системы координат в узле конечно-элементной сетки, соответствующем месту размещения тензодатчика. Направление осей системы координат соответствует направлению измерения тензодатчиков. Пример размещения маркера на модели

тяги переднего стабилизатора поперечной устойчивости показан на рис. 3. Сначала определялись координаты размещения датчиков на CAD-моделях деталей подвески по расположению реальных датчиков. Далее по полученным координатам выбирался ближайший узел конечно-элементной сетки, в котором размещался

маркер локальной системы координат. Для деталей, оснащенных тензодатчиками по схеме полного моста, принимается допущение о расчете относительных деформаций в одном узле.

**Этап 3** – режимы нагружения.

Для математических многозвенных моделей выполнено имитационное моделирование каждого дорожного события, входящего в состав программы форсированных ресурсных испытаний. Длительность и частота сигналов, характеризующих колесные нагрузки для каждого дорожного события, приведены в табл. 2.

При моделировании дорожного события стелу по левому и правому бортам сообщаются колесные нагрузки  $F_x, F_y, F_z$  и колесные моменты  $M_x, M_y, M_z$ . Для дорожных событий с торможением в математической модели используется блокировка тормозного механизма; в остальных случаях – блокировка главной передачи. Динамическое моделирование выполнено с использованием метода Гира с формулировкой интегратора  $S/2$  (второго порядка, стабилизированный). Выбор настроек решателя обусловлен большим количеством податливых элементов в многозвенной модели [3].

**Этап 4** – назначение выходных характеристик для проведения валидации.

Валидация разработанных математических многозвенных моделей проводится путем сравнения результатов замера состояния нагружения компонентов направляющего аппарата передней и задней подвесок с аналогичными результатами моделирования. Результаты замера представлены в следующих единицах:

- в единицах силы [Н] – для датчиков, подключенных по схеме полного моста;
- в единицах относительного изменения напряжения [мВ/В] – для датчиков, подключенных по четверть-мостовой схеме.

Соответственно, результаты моделирования могут быть получены в виде:

- относительной деформации [-] определяются в узлах, соответствующих реальному размещению датчиков;

- нагрузок, приведенных к одноосевой силе [Н], определяются в шарнирах звена, направление силы соответствует рабочему направлению измерений датчика.

Сравнение выполняется для временных историй одноосевых сил и относительных деформаций. Для деталей, оснащенных тензодатчиками, подключенными по схеме полного моста, необходимо выполнить сравнение по обоим параметрам с целью проверки калибровки тензодатчиков. Для деталей, оснащенных датчиками, подключенных по четверть-мостовой схеме, сравнение выполняется только по относительным деформациям. Значения сил, полученные расчетным и экспериментальным путем, можно непосредственно сравнить. Для сравнения по относительным деформациям результаты замеров необходимо привести к данной величине. Для датчиков, подключенных по схеме полного моста, пересчитанное значение относительной деформации является эквивалентным: согласно схеме полного моста, датчики размещаются на противоположных сторонах исследуемого объекта. Эквивалентная относительная деформация определяется по формуле (1):

$$\varepsilon = \frac{1}{2(1+\nu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot F \cdot \frac{1}{k_F} \cdot \frac{1}{1000} \quad (1)$$

Для датчиков, подключенных по четверть-мостовой схеме – по формуле (2):

$$\varepsilon = \frac{4}{k} \cdot \frac{V_0}{V_S} \cdot \frac{1}{1000} \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент тензодатчика ( $k \approx 2,0 \dots 2,1$ ), [-];  $F$  – сила, [кН];  $V_0$  – изменение напряжения в контуре, [мВ];  $V_S$  – напряжение на входе в контур, [В];  $\nu$  – коэффициент Пуассона, [-];  $k_F$  – коэффициент приведения изменения напряжения к одноосевой силе, [кН/(мВ/В)].

**Таблица 2.** Параметры сигналов колесных нагрузок для дорожных событий

**Table 2.** Parameters of wheel loading force signals for road events

№	Дорожное событие	Длительность, с	Частота сигнала, Гц
1	Торможение (8 повторений)	48	512
2	Разгон (2 повторения)	48,5	512
3	Горная дорога (торможения)	42	512
4	Горная дорога (без торможений)	148	512
5	Булыжная дорога ровного мощения	66	512
6	Дорога «Бельгийская мостовая»	234	512
7	«Восьмерка» (5 повторений)	48	512

Формулы (1) и (2) получены на основе формул, представленных в литературе [4, 5].

**Этап 5** – назначение критериев оценки сходимости результатов расчета и эксперимента.

Сравнение результатов замеров и моделирования осуществляется с помощью графиков, построенных во временной и частотной областях, а также с использованием схематизации временных историй методами пересечения уровней и парных размахов. Для удобства сравнения графики во временной и частотной областях имеют линейную шкалу оси ординат графики схематизированных сигналов – логарифмическую шкалу.

Схематизация позволяет представить временную историю сигнала в виде удобно читаемого двумерного графика, а также подготовить данные к расчету накопленных повреждений. Метод пересечений уровня предполагает разбивку временной истории нагрузки на  $l$  полос одинаковой ширины (уровни) и подсчет количество пересечений. Метод парных размахов предполагает кумулятивный подсчет количества пар экстремумов, чей размах (разница между экстремумами) превышает значения, полученные согласно разбивке временной истории нагрузки [6].

Критериями валидации являются пропорциональность временных историй и совпадение форм частотных спектров сигналов.

Коэффициент пропорциональности временных историй  $k$  определяется как отношение площадей фигур графиков схематизированных временных историй результатов расчета  $S_{lvIX\_calc}$  и результатов эксперимента  $S_{lvIX\_test}$ . Здесь для расчета коэффициента используется схематизация методом пересечений уровней.

$$k = \frac{S_{lvIX\_calc}}{S_{lvIX\_test}}. \quad (3)$$

Оценка совпадения форм частотных спектров (пропорциональности спектров) применяется для выявления отклонений спектров: например, проявление резонансов в одном из двух спектров. Для выражения оценки приняты следующие обозначения:

- «+» – совпадение спектров с учетом пропорциональности сигналов;
- «+/-» – совпадение спектров, проявляются резонансы в одном из сигналов;
- «-» – несовпадение спектров.

Сравнение результатов в частотной области проводится с линейной шкалой значений амплитуд силы или относительной деформации для выявления резонансов в диапазоне частот 5–40 Гц, так как в данном диапазоне находятся собственные формы вертикальных, продольных и поперечных колебаний неподрессоренной массы, в связи с чем спектр нагрузок в этом диапазоне частот оказывает наибольшее повреждающее воздействие.

Хорошая сходимость результатов расчета и эксперимента соответствует значению коэффициента  $k$  в диапазоне 0,8...1,2. Для деталей сложной геометрической формы, оснащенных тензодатчиками по схеме полного моста, с учетом допущения о расчете относительных деформаций в одном узле принимается расширенный диапазон значений: 0,5...2,0. Также хорошая сходимость должна быть подтверждена совпадением спектров сигналов. В случае получения худших значений критериев сходимости необходимо обозначить причину такого результата (ошибки и неточности моделирования, ошибки в ходе натурального эксперимента).

## РЕЗУЛЬТАТЫ ВАЛИДАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Валидационное исследование проведено для всех режимов, указанных в табл. 2, и для компонентов ходовой части, указанных на рис. 2. Для большинства деталей проводилось сравнение по двум параметрам: одноосевой силе  $F$  и относительным деформациям  $\varepsilon$ . Для каждой позиции рассматривались результаты для двух деталей: справа и слева от продольной оси автомобиля. Общие результаты определения оценок по критериям представлены в табл. 3.

В таблице приняты следующие обозначения:  $k$  – коэффициент пропорциональности временных историй нагрузок (относительных деформаций);  $пр$  – оценка совпадения (пропорциональности) форм частотных спектров нагрузок (относительных деформаций);  $F$  – сила;  $\varepsilon$  – относительная деформация;  $л$  – левый борт;  $пр$  – правый борт; 1, 2, 3 – номера позиций тензодатчиков для нижнего рычага задней подвески;  $X$  – продольная ось автомобиля;  $Y$  – поперечная ось автомобиля.

В качестве примера анализа результатов на рис. 4 представлено сравнение временных историй силы, воспринимаемой рулевой тягой, и относительной деформации рулевой тяги в месте установки датчика, полученных в ходе эксперимента и в ходе расчета. Результаты представлены во временной и частотной областях, а также с применением схематизации методами парных размахов и пересечений уровней.

В данном примере наблюдается хорошая корреляция результатов моделирования с результатами расчета. Коэффициенты пропорциональности  $k$  принимают значение, равное 0,9 для относительных деформаций и 1 для сил. В частотных спектрах серьезные отклонения не наблюдаются. Таким образом, математическая модель передней подвески в части описания рулевой тяги подтверждает свою адекватность.

По общим результатам валидации можно отметить следующее.

1. Модель стенда позволяет адекватно моделировать нагружение подвески временными историями сиг-

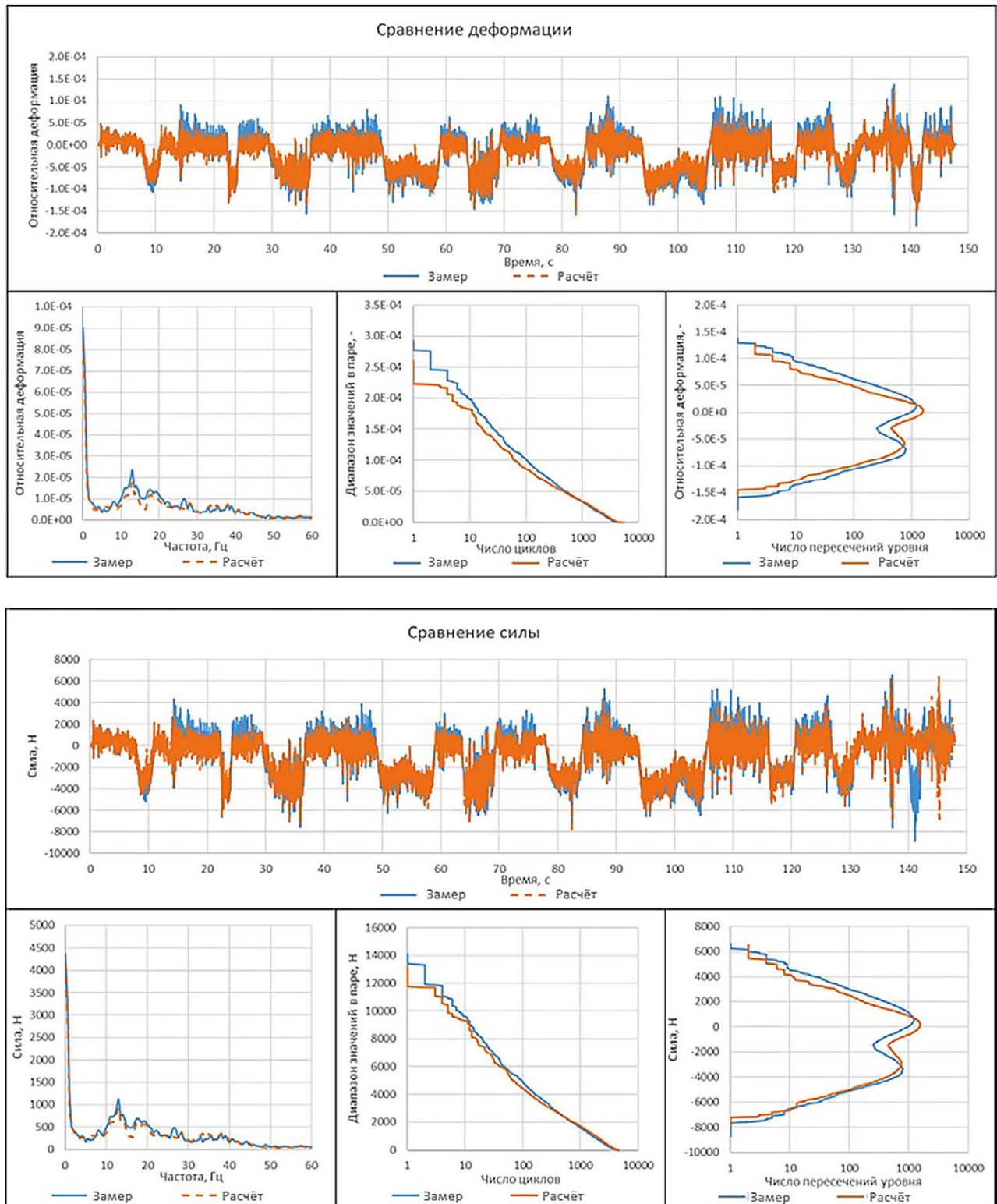
**Таблица 3.** Сводная таблица оценок по критериям валидации**Table 3.** Summary table of validation criteria values

Компонент направляющего аппарата подвески	Параметр	Торможение		Разгон		Горная дорога				Бульж. дорога		Бельг. мостов.		«Восьмерка»		
						(торм)		(разг)								
		пр	k	пр	k	пр	k	пр	k	пр	k	пр	k	пр	k	
<b>Передняя подвеска</b>																
Продольный нижний рычаг	F	л	1,2	+	1,6	+/-	1,4	+/-	1,2	+/-	1,8	+/-	1,2	+	4,2	-
		пр	1,3	+	1,6	+/-	1,5	+/-	1,3	+/-	1,8	+/-	1,5	+/-	1,2	-
	ε	л	7	+	8,5	+/-	8,5	+/-	7	+	10	+/-	6,7	+	24	-
		пр	7,5	+	8,5	+/-	8,7	+/-	7,2	+/-	10	+	9	+/-	6	-
Поперечный нижний рычаг	F	л	1,4	+/-	1,8	-	1,3	+	1,1	+/-	2	-	1,4	+/-	1	+
		пр	1,3	+/-	1,8	-	1,4	+/-	1,2	+/-	3	-	1,7	+/-	1	+
	ε	л	1,3	+/-	1,9	-	2	+	2	+/-	2,2	-	15	+/-	1,7	+
		пр	1,2	+/-	1,9	-	2,2	+/-	2	+/-	3,2	-	17	+/-	1,7	+
Тяга стабилизатора	F	л	1,2	+	1	+	1	+	1	+	1,1	+	0,8	+	1	+
		пр	1,2	+	1	+	1	+	1	+	1,1	+	0,8	+	1	+
	ε	л	1	+	0,7	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+	0,6	+	0,8	+
		пр	1	+	0,7	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+	0,6	+	0,8	+
Рулевая тяга	F	л	1,2	+	1	+	1	+	1	+	1,4	+/-	1,1	+	0,8	+
		пр	1,2	+	1	+/-	0,9	+/-	0,8	+/-	1,4	-	1,1	+	0,8	+
	ε	л	1,2	+	1	+	1	+	0,9	+	1,3	+/-	1,2	+/-	0,8	+
		пр	1,2	+	1	+/-	0,9	+/-	0,8	+/-	1,3	-	1,2	+/-	0,7	+
Вилка амортизатора	ε	л	1,5	+/-	1,2	+/-	1,5	+/-	1,4	+	1,5	+/-	1,2	+/-	0,7	+/-
		пр	1,7	+/-	1,2	+/-	1,4	+/-	1,5	+/-	1,4	+/-	1,2	+/-	0,7	+/-
<b>Задняя подвеска</b>																
Интегральная тяга	F	л	1,2	+/-	1,3	+/-	1,4	+/-	1,3	+/-	1,4	+/-	2	-	1,4	+/-
		пр	1,2	+/-	1,3	+/-	1,5	+/-	1,3	+/-	1,4	+/-	2	-	1,2	+/-
	ε	л	0,8	+/-	0,9	+/-	1,1	+/-	0,9	+/-	0,9	+/-	1,3	-	0,9	+/-
		пр	0,8	+/-	0,9	+/-	1,1	+/-	0,9	+/-	0,9	+/-	1,3	-	0,8	+/-
Тяга схождения	F	л	2	+/-	1,6	-	1,6	+	2	+	1,6	-	1,6	-	1,9	+/-
		пр	2	+/-	1,6	-	1,6	+	2	+	1,6	-	1,6	-	1,7	+/-
	ε	л	1	+/-	0,9	-	1	+	1,3	+	1	-	1	-	1	+/-
		пр	1,2	+/-	1	-	1	+	1,3	+	1	-	1	-	1	+/-
Верхний рычаг	F	л	1,2	+/-	1,3	+	1	+	1	+	1,2	+/-	1,2	+/-	1,3	+
		пр	1,2	+/-	1,3	+	1	+	1	+	1,1	+/-	1,2	+/-	1,3	+
	ε	л	0,5	+/-	0,6	+	0,5	+	0,5	+	0,5	+/-	0,5	+/-	0,5	+
		пр	0,5	+/-	0,6	+	0,5	+	0,5	+	0,5	+/-	0,5	+/-	0,5	+
Тяга стабилизатора	F	л	0,9	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+/-	0,6	+	0,8	+
		пр	0,9	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+	0,8	+/-	0,6	+	0,8	+
	ε	л	0,8	+	0,8	+	0,7	+	0,7	+	0,7	+/-	0,6	+	0,8	+
		пр	0,8	+	0,8	+	0,7	+	0,7	+	0,7	+/-	0,6	+	0,8	+
Нижний рычаг 1X	ε	л	2,5	+/-	3	+/-	3	+	2,5	+/-	3	-	4,5	-	2,8	+/-
		пр	2,5	+/-	3	+/-	3,2	+/-	2,6	+/-	2,8	-	4	-	2,5	+/-
Нижний рычаг 1Y	ε	л	2,6	+/-	3	+/-	3	+/-	3	+/-	3,2	+/-	6	-	3,2	+
		пр	2,3	+/-	3	+/-	3,2	+/-	3	+/-	3	+/-	5,5	-	2,9	+
Нижний рычаг 2X	ε	л	1,6	+/-	1,6	+/-	1,6	+/-	1,4	+	1,8	-	1,6	+/-	1,5	+
		пр	1,2	+/-	1,3	+/-	1,4	+/-	0,9	+	1,2	+/-	1,4	+/-	0,9	+
Нижний рычаг 2Y	ε	л	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	
		пр	1,6	+/-	1,6	+	1,3	+	1,1	+	1,5	-	1,6	+/-	1,4	+
Нижний рычаг 3Y	ε	л	4,5	-	5	+/-	2,2	+/-	3	+/-	5	+/-	5,5	+/-	3,5	+/-
		пр	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---



налов колесных нагрузок, знаки положительного направления колесных нагрузок определены верно, что подтверждается хорошей корреляцией характеристик нагружения деталей подвесок, полученных при замере и при расчете (значения  $k$  близки к 1).

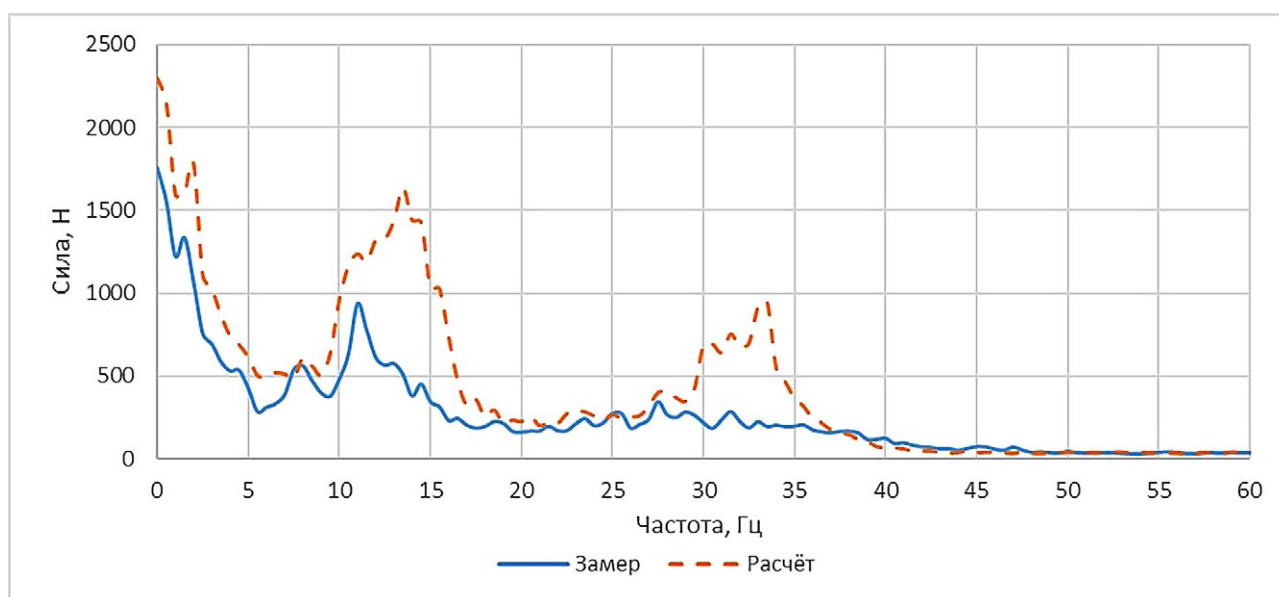
2. В спектрах временных историй сил и относительных деформаций, полученных по результатам расчета, наблюдаются резонансы собственных форм колебаний неподдрессоренной массы. Полученные расхождения связаны, в первую очередь, с неточностями



**Рис. 4.** Сравнительные графики временных историй нагрузок на рулевой тяге и относительных деформаций в месте установки тензодатчиков на левой рулевой тяге, маневр «Движение по горной дороге».

**Fig. 4.** Graphs of comparison of force and strain data of the left tie rod, obtained during the «Mountain road» event.

- в заданных диссипативных свойствах амортизаторов и резинометаллических шарниров. Несмотря на использование результатов динамических испытаний шарниров, не удается обеспечить лучшую сходимость результатов моделирования с результатами замеров. В большей степени это связано с высокой нестабильностью свойств шарниров, так как, согласно литературе [7], имеют место зависимость от температуры, влияние степени износа и разница твердости резины из одной партии. Также вероятны неточности экспериментального определения характеристик шарниров и другие факторы, которые сложно учитывать. Пример различия спектров, вызванных неточным воспроизведением диссипативных свойств, представлен на рис. 5.
3. Напряженно-деформированное состояние податливых компонентов подвесок описывается достаточно достоверно, что подтверждается хорошей корреляцией характеристик относительной деформации элементов, обладающих достаточно простой геометрией (рулевые тяги, тяги стабилизаторов поперечной устойчивости).
  4. Малозначительные различия значений коэффициентов  $k$  для сил и относительных деформаций одного и того же компонента могут быть вызваны отличием принятых свойств материалов в модели от свойств материалов компонентов исследуемого автомобиля, а также неточностью определения системы координат датчиков в математической модели.
  5. Существенные различия между показаниями датчиков в парах «расчет-эксперимент» на нижнем рычаге задней подвески связаны с неточностью тензодатчиков, подключенных по четверть-мостовой схеме, и с неточностью определения системы координат датчиков в математической модели.
  6. Пропорциональное различие относительных деформаций в местах размещения датчиков деталей более сложной геометрии (продольный нижний рычаг, верхний рычаг, тяга схождения) связано с использованием схемы полного моста для тензометрических датчиков для эксперимента и расчета относительных деформаций в одном узле; значительная разница (до 1 порядка) между результатами относительных деформаций при замере и расчете может быть вызвана ошибкой решателя математической модели.
  7. В ходе эксперимента на полигоне имело место искажение результатов замеров, в частности, для продольного нижнего рычага в ходе маневра «Восьмерка».
- Полученные результаты сравнительного анализа характеристик воспринимаемых сил и относительных деформаций деталей подвесок согласно выбранным критериям позволяют использовать разработанные математические модели для моделирования испытаний на усталостную долговечность, а также подтверждают адекватность требований к разработке математических моделей, представленных в литературе [2], что позволяет рекомендовать их к использованию при постановке аналогичных расчетных исследований. Необходимо отметить, что упруго-диссипативные характеристики компонентов ходовой части, используемые для подготовки математической модели согласно предъявляемым требованиям, оказывают серьезное влияние на состояние нагружения подвески и, следовательно, на накопление усталостных повреждений.



**Рис. 5.** Сравнительные графики спектра сил на левом поперечном нижнем рычаге, движение по дороге «Бельгийская мостовая».  
**Fig. 5.** Graphs of comparison of frequency-domain force data on the left lower lateral arm, rod running (the «Belgian pave» event).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнена валидация комплекса математических моделей ходовой части автомобиля по критериям нагруженности деталей путем сравнения нагрузок, воспринимаемых компонентами направляющего аппарата передней и задней подвесок, и относительных деформаций компонентов в местах установки датчиков. Цели валидационного исследования достигнуты. Достоверность результатов расчетов по нагруженности отдельных компонентов подвески подтверждена. Требования к построению математических моделей для исследования усталостной долговечности ходовой части автомобиля средствами математического имитационного моделирования подтвердили свою адекватность и рекомендуются к использованию при постановке аналогичных экспериментов.
2. Подход, использованный для постановки виртуального эксперимента, подтвердил свою состоятельность. Разработанные многозвенные математические модели ходовой части автомобиля могут применяться в процессе расчетного сопровождения испытаний после уточнения упруго-диссипативных свойств силовых связей звеньев модели, а также при проектировании новых автомобилей.
3. Исследование подтверждает допустимость использования результатов натурных испытаний автомобиля в сборе для валидации математических моделей отдельных подсистем автомобиля.
4. Критерии для оценки сходимости результатов моделирования и эксперимента динамического

нагружения модуля подвески получили подтверждение адекватности и могут использоваться для количественного и качественного сравнения состояния нагружения исследуемых компонентов для большого количества граничных условий моделирования.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад автора.** В.А. Кулагин подтверждает соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE*. Автор прочел и одобрил финальную версию перед публикацией.

**Конфликт интересов.** Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Author contribution.** V.A. Kulagin as the author confirms sole responsibility for the following: analysis of study publications, manuscript preparation and edition, the final version of article has being approved.

**Competing interests.** The author declares no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

**Funding source.** The study was conducted at the author's own expense.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ Р 57700.23-2020. Компьютерные модели и моделирование. Валидация. Общие положения. Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/573114589> Дата обращения: 13.06.2022.
2. Кулагин В.А. Разработка комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4. С.33–42.
3. Hairer E. Numerical Methods for the Solution of ODE and DAE // Hairer E., Nørsett S.P., Wanner G. Springer Series in Computational Mathematics. Berlin: Springer, 1993.

4. Мостовая схема тензорезистора TML [интернет]. Режим доступа: <https://www.tmljp.ru/upload/iblock/191/Мостовая%20схема%20тензорезистора.pdf> Дата обращения: 11.06.2022.
5. HBM [Internet]. The Wheatstone Bridge Circuit. Available from: <https://www.hbm.com/en/7163/wheatstone-bridge-circuit> Accessed: Jun 11, 2022.
6. Johannesson P. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. Johannesson P., Speckert M., editors. Chichester: Wiley, 2014.
7. Корнев А.Е., Буканов А.М., Шевердяев О.Н. Технология эластомерных материалов: учебник для вузов. Москва: МГОУ, 2001.

## REFERENCES

1. GOST R 57700.23-2020. Computer models and simulation. Validation. General position. Available from: <https://docs.cntd.ru/document/573114589> Accessed: Jun 13, 2022. (In Russ).
2. Kulagin VA. Razrabotka kompleksa matematicheskikh modelei podveski legkovogo avtomobilya dlya analiza ustalostnoi dolgovechnosti. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021;(4):33–42. (In Russ).

3. Hairer E. *Numerical Methods for the Solution of ODE and DAE* // Hairer E, Nørsett SP, Wanner G. *Springer Series in Computational Mathematics*. Berlin: Springer; 1993.
4. Mostovaya skhema tenzorezistora TML [Internet]. Available from: <https://www.tmljp.ru/upload/iblock/191/Мостовая%20схема%20тензорезистора.pdf> Accessed: Jun 11, 2022. (In Russ).

5. HBM [Internet]. The Wheatstone Bridge Circuit. Available from: <https://www.hbm.com/en/7163/wheatstone-bridge-circuit> Accessed: Jun 11, 2022.

6. Johannesson P. *Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering*. Johannesson P, Speckert M, editors. Chichester: Wiley; 2014.

7. Kornev AE, Bukanov AM, Sheverdyaev ON. *Tekhnologiya elastomernykh materialov: uchebnik dlya vuzov*. Moscow: MGOU; 2001. (In Russ).

## ОБ АВТОРЕ

**Кулагин Виктор Александрович,**

инженер-конструктор 1 категории

Управление MBS-моделирования центра «Численный анализ и виртуальная валидация»;

адрес: Россия, 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0158-1727>;

eLibrary SPIN: 2488-6808;

e-mail: viktor.kulagin@nami.ru

## AUTHOR'S INFO

**Victor A. Kulagin,**

First Grade Design Engineer

The MBS Division of the «Numerical Analysis and Virtual Validation» Center;

address: 2, Automotornaya street, Moscow, 125438, Russia;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0158-1727>;

eLibrary SPIN: 2488-6808;

e-mail: viktor.kulagin@nami.ru