

УДК 629.357-531.751.3

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-4-53-68-77

*Е. Ю. Мушкарин¹, М. А. Иванов², Е. Г. Бынина¹, М. А. Пивнев¹***МОДИФИКАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**¹ МГТУ им. Н. Э. Баумана (НИУ), Москва, Россия² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

mushkarin@bmstu.ru, m.ivanov@nami.ru, bynin.ly@gmail.com, maxkovhov48@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Максим Александрович Иванов, m.ivanov@nami.ru

Экспериментальные исследования транспортных средств специального назначения всегда оказываются дорогостоящими, а иногда и опасными. Поэтому при их создании часто ограничиваются математическим, виртуальным или физическим моделированием. Характеристики масштабной модели активного автопоезда с управляемыми колесами, разработанного для исследования проходимости и маневренности, оказались недостаточными для проведения испытаний на динамическую устойчивость. В связи с этим масштабный макет автопоезда потребовал внесения ряда усовершенствований, таких как замена тяговых электромоторов, разработка алгоритма и программы управления, а также установка защитного кузова. Кроме того, возникла необходимость измерения некоторых характеристик масштабного макета для подстановки в математическую модель испытаний.

Ключевые слова: транспортные средства специального назначения, теория подобия, физическое моделирование, Arduino, аддитивное производство, устойчивость движения, осевая нагрузка, жесткость подвески, жесткость шин

*E. Yu. Mushkarin¹, M. A. Ivanov², E. G. Bynina¹, M. A. Pivnev¹***MODIFICATION OF THE EXPERIMENTAL SCALE MODEL OF A SPECIAL PURPOSE ACTIVE ROAD TRAIN**¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia² Federal State Unitary Enterprise "Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute" (FSUE "NAMI"), Moscow, Russia

Experimental studies of special-purpose vehicles are always expensive and sometimes dangerous. Therefore, their creation is often limited to mathematical, virtual or physical modeling. The characteristics of a scale model of an active road train with steered wheels, developed for studying cross-country ability and maneuverability, turned out to be insufficient for conducting dynamic stability tests. In this regard, the scale model of the road train required a number of improvements, such as replacing traction electric motors, developing an algorithm and control program, and installing a protective body. In addition, it became necessary to measure some characteristics of the scale model for substitution into the mathematical test model.

Keywords: special purpose vehicles, similarity theory, physical modeling, Arduino, additive manufacturing, motion stability, axle load, suspension stiffness, tire stiffness

Исследования в области динамики транспортных средств часто ограничиваются математическим или виртуальным (имитационным) моделированием [1], так как экспериментальные исследования оказываются слишком дорогостоящими и опасными. Простейшим применением физического моделирования динамики является использование масштабной модели, движущейся по неподвижной опорной поверхности. Такой вид испытаний сопряжен с множеством проблем взаимодействия и распознавания: обнаружение и подключение движущегося макета для получения точной, полной обратной связи по состоянию является нетривиальной задачей. Кроме того, особенно остро встает проблема сочетания компонентов из-за

ограниченной мощности и доступного пространства [2].

Для исследований проходимости и маневренности активного автопоезда с управляемыми колесами был изготовлен масштабный макет в соответствии с теорией подобия по критерию Фруда, который выражает закон динамического подобия явлений, протекающих под действием сил Ньютона. Данный критерий широко используется при физическом моделировании динамики однозвенных и многозвенных транспортных средств, а полученные результаты имеют удовлетворительную сходимость с результатами испытаний натурных образцов [2]. Пользуясь критериями подобия, определяются его расчетные формулы (табл. 1).

Таблица 1

Формулы для пересчета параметров физической модели по критерию Фруда

№	Параметр	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1	Линейный размер	λ_L	м	λ
2	Время	λ_t	с	$\lambda^{0.5}$
3	Скорость линейная	λ_v	м/с	$\lambda^{0.5}$
4	Скорость угловая	λ_{ω}	1/с	$\lambda^{-0.5}$
5	Ускорение линейное	λ_g	м/с ²	1
6	Сила	λ_F	Н	λ^3
7	Масса	λ_m	кг	λ^3
8	Момент инерции	λ_J	кг·м ²	λ^5
9	Жесткость	λ_C	Н/м	λ^2
10	Коэффициент затухания	λ_k	1/с	$\lambda^{-0.5}$
11	Перемещение угловое	λ_{α}	рад	1
12	Относительный коэффициент затухания	λ_{ψ}	—	1

При создании физической модели активного автопоезда оптимальным решением являлся подбор в качестве донора готовой модели, наиболее близкой по массово-габаритным и конструктивным параметрам к оригинальному объекту с учетом масштаба моделирования. Поэтому линейный масштаб был выбран равным 1:12, исходя из наличия большого количества готовых покупных узлов, агрегатов и моделей данного масштаба [2], при этом двигатель внутреннего сгорания [3–7] на тягаче имитировался посредством электромоторов, несмотря на различие их характеристик [8–11]. Исходная модель позволила успешно провести испытания на проходимость [12–14] и маневренность [15–18], однако для испытаний на динамическую устойчивость [19–25] ее характеристик оказалось недостаточно, что потребовало ряда доработок:

1. Заменить тяговые электромоторы.
2. Доработать систему управления и сенсорное обеспечение для регистрации параметров движения.
3. Разработать и напечатать на 3D-принтере кузов для защиты электронного оборудования тягача и полуприцепа.
4. Взвесить макет, а также измерить жесткость его шин и подвески для последующего сравнения с математической моделью автопоезда для проверки ее адекватности.

Испытания на устойчивость заключаются в определении максимальной скорости выполнения стандартного маневра (вход в поворот или смена ряда), при которой не происходит потери устойчивости, проявляющейся в сколь-

жении одной из осей транспортного средства или отрыве одного из колес от дорожной поверхности [26–28].

Математическое моделирование показало, что предельная скорость по условию тяговой динамики для прототипа автопоезда на сухом асфальте составляет 82,6 км/ч. Соответственно, потребная скорость масштабной модели должна составлять, км/ч:

$$v_{\text{mod}} = \frac{82,6}{12^{0,5}} = \frac{82,6}{3,4641} = 23,845.$$

Таким образом, для проведения испытаний на устойчивость необходимо было повысить максимальную скорость модели не менее чем в три раза, чтобы выполнить критерий подобия.

Исходная масштабная модель оснащалась тяговым электромотором «Cross RC BC-8». Чтобы подобрать новый электромотор, который позволил бы увеличить максимальную скорость модели в требуемое количество раз, необходимо было определить, какой максимальной скоростью вращения обладает исходный. Для этого на вал тягового электромотора установили небольшой диск с отражающим элементом и с помощью тахометра измерили скорость вращения при различных установках, а при помощи мультиметра измерили ток, который в этот момент потреблял регулятор хода.

Замеры показали, что максимальная скорость вращения вала исходного электромотора составляет примерно 10500 об/мин. Соответственно, необходимо было подобрать новый тяговый электромотор, который обладал бы максималь-

ной скоростью вращения не менее 31500 об/мин.

В качестве нового тягового электромотора был выбран «Rocket 540 V3». Параметры ис-

ходного и нового электромоторов приведены в табл. 2. Аналогичным образом провели замеры нового электромотора.

Таблица 2

Параметры исходного и нового тяговых электромоторов

Типоразмер электромотора	Мощность, Вт	Количество витков	K_v , об/В	Масса, кг
560	—	38	—	0,29
540	250	10,5	3800	0,16

На рис. 1 приведены графики, отображающие скорость вращения исходного и нового тяговых электромоторов при различных установках, а на рис. 2 приведены графики, отобра-

жающие ток, потребляемый исходным и новым регулятором хода (напряжение питания регулятора хода равняется 11,1 В).

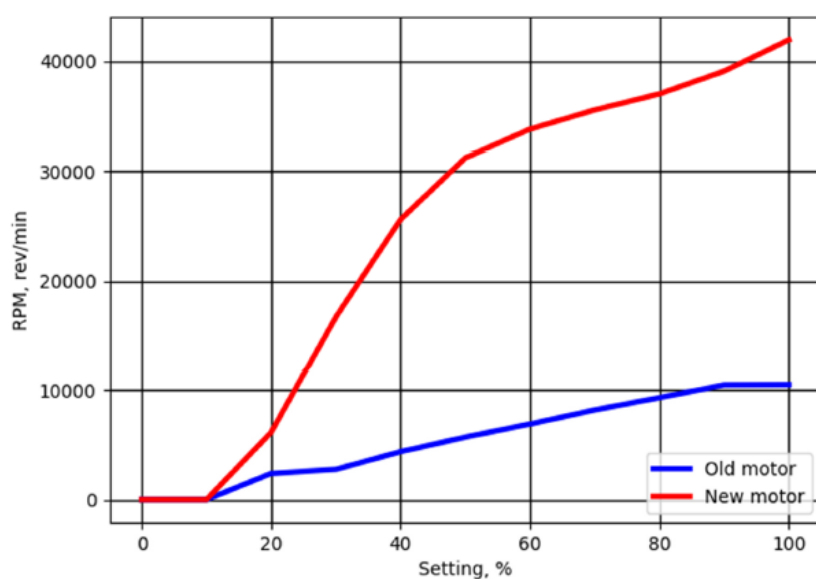


Рис. 1. Скорость вращения вала исходного и нового тяговых электромоторов при различных установках

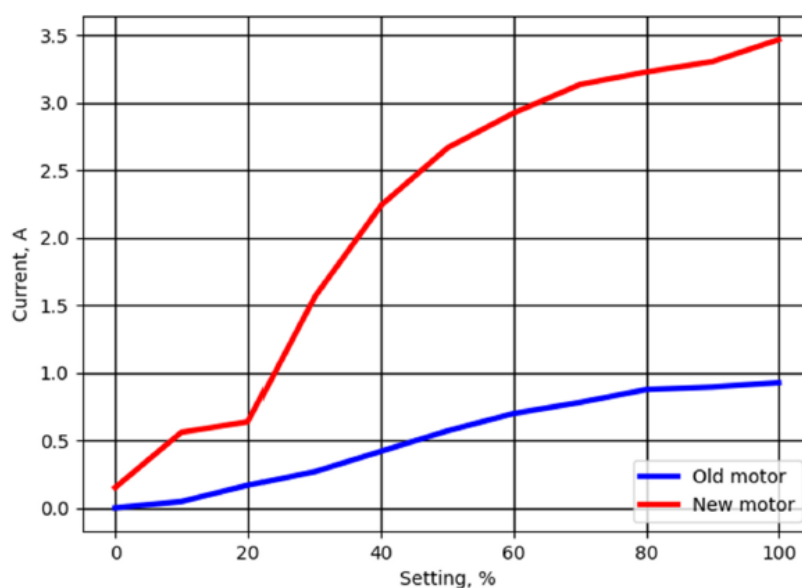


Рис. 2. Ток, потребляемый исходным и новым регуляторами хода тяговых электромоторов при различных установках

Впоследствии предполагается экспериментально проверить паспортные характеристики K_v (об/1В) и измерить рост температуры корпуса на максимальных оборотах вала электромотора.

Для проведения испытаний возникла необходимость оснастить масштабный макет дистанционным управлением. С этой целью на него был установлен радиоприемник Radiolink R9DS, который выдает информацию о текущих установках в виде ШИМ-сигналов на соответствующих выводах.

Система управления масштабной моделью основана на технологии Arduino [29–31]. К выводам радиоприемника подключена печатная плата Arduino Due, которая вычисляет временную задержку между ШИМ-импульсами (для каждого используемого канала радиоприемника) и на ее основе определяет требуемые установки всех сервоприводов и тяговых электромоторов в модели.

Для применения в модели выбраны сервоприводы JX Servo X-DC5821LV. На рис. 3 приведена блок-схема системы управления моделью.

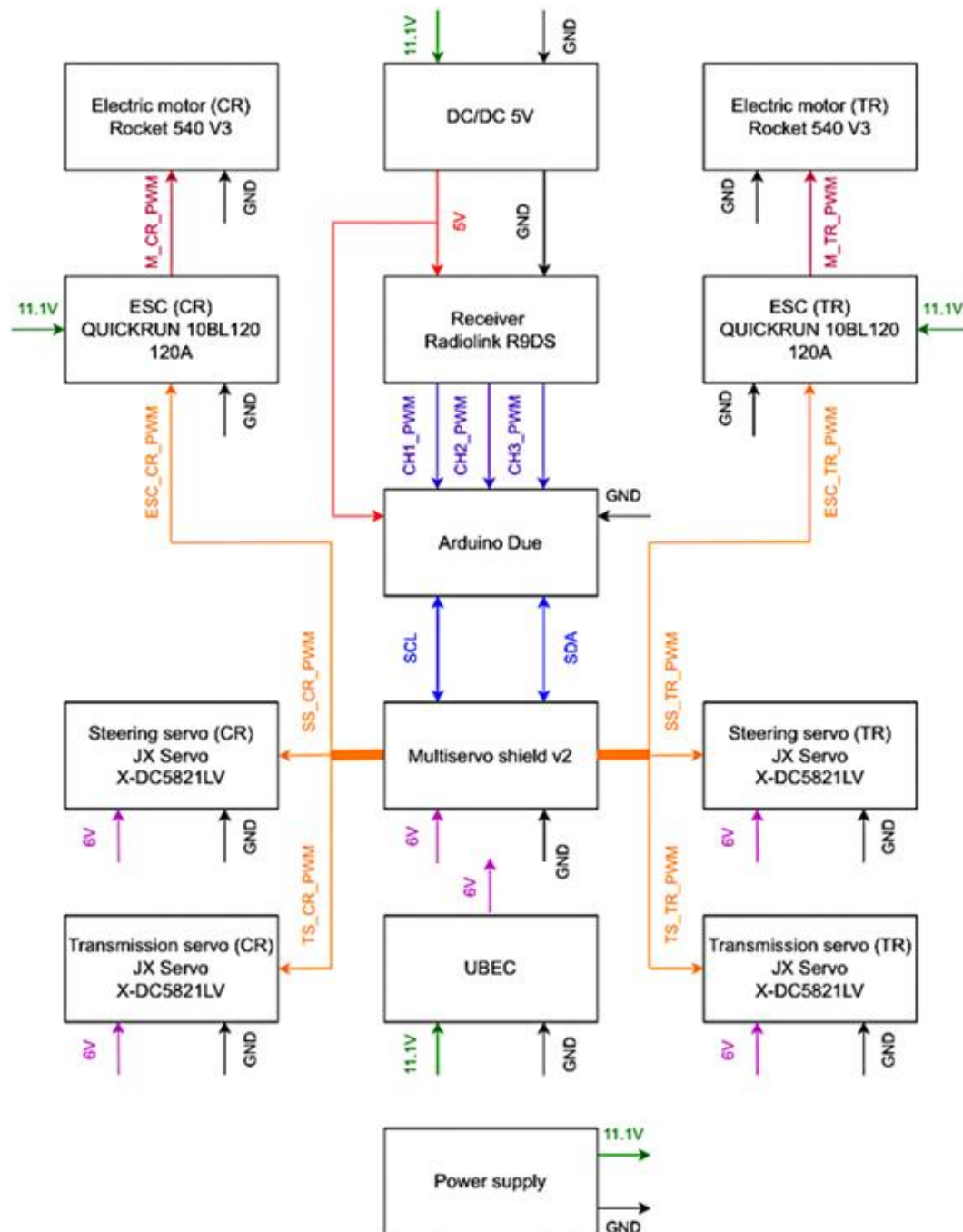


Рис. 3. Блок-схема системы управления моделью

Силовое управление сервоприводами реализовано при помощи модуля Multiservo Shield v2, питающегося от регулятора питания для радиоуправляемых моделей (UBEC) с номинальным напряжением 6 В. Модуль получает информацию о требуемых установках от Arduino Due по интерфейсу I2C.

Силовое управление тяговыми электромоторами осуществляется при помощи регуляторов хода QUICKRUN 10BL120 120A, питающихся от аккумуляторов с номинальным напряжением 11,1 В. Регуляторы хода управляют скоростью и направлением вращения электромоторов на основе ШИМ-сигналов, получаемых от модуля Multiservo Shield v2.

Во время проведения испытаний на устойчивость модель будет подвергаться воздействию внешних агрессивных факторов (влаги, пыли, переворачивание, столкновения), в связи с чем возникла необходимость в создании корпуса, который будет защищать электронику.

Обязательным требованием к корпусу являлось сохранение способности автопоездом совершать повороты и изменять угол наклона полуприцепа относительно тягача. Для выполнения данного условия было решено разделить корпус модели на две части: одна накрывает тягач, вторая – полуприцеп.

На основе габаритных размеров шасси модели в среде твердотельного моделирования разработана трехмерная модель корпуса. При разработке корпуса учитывалось удобство его крепления к шасси. Также в конструкцию добавлены крылья, чтобы грязь от колес не попадала на провода и контакты. В верхней части корпуса предусмотрены отверстия для установки акселерометров со встроенным гироскопом. На рис. 4 приведена 3D-модель части корпуса, накрывающей тягач, на рис. 5 – 3D-модель части корпуса, накрывающей прицеп, а на рис. 6 – итоговая 3D-модель корпуса, включающая обе части.

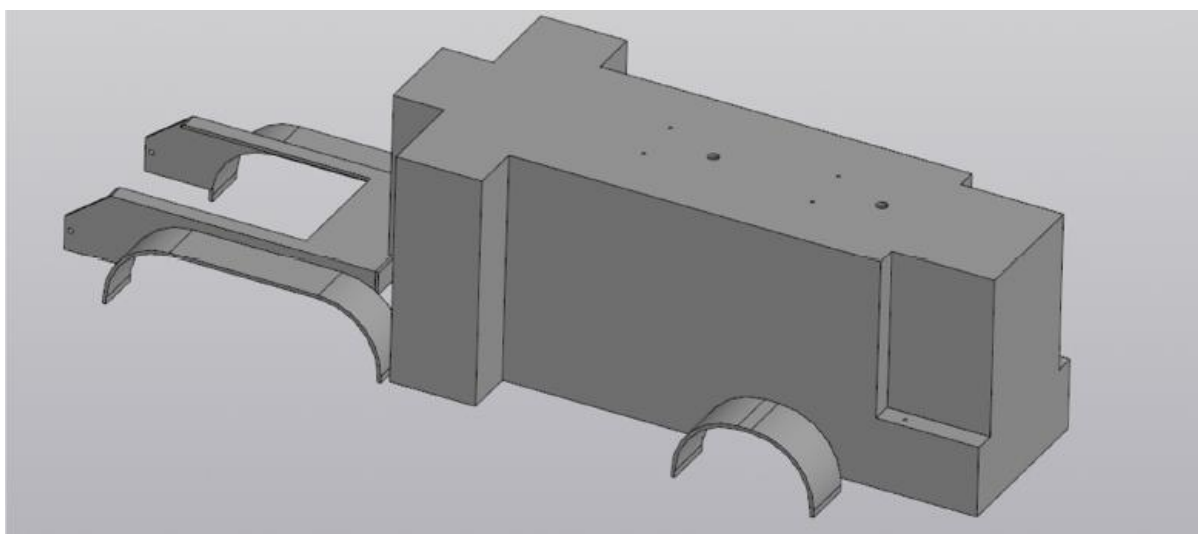


Рис. 4. 3D-модель части корпуса, накрывающей тягач

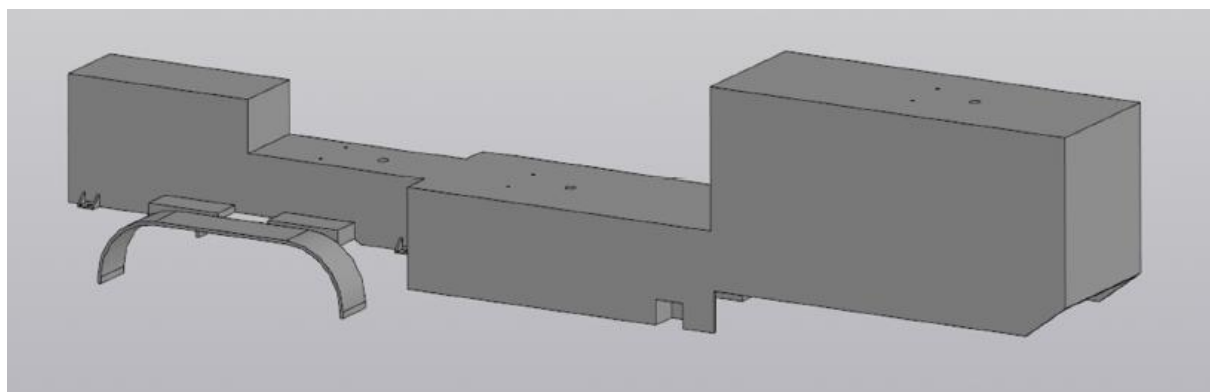


Рис. 5. 3D-модель части корпуса, накрывающей полуприцеп

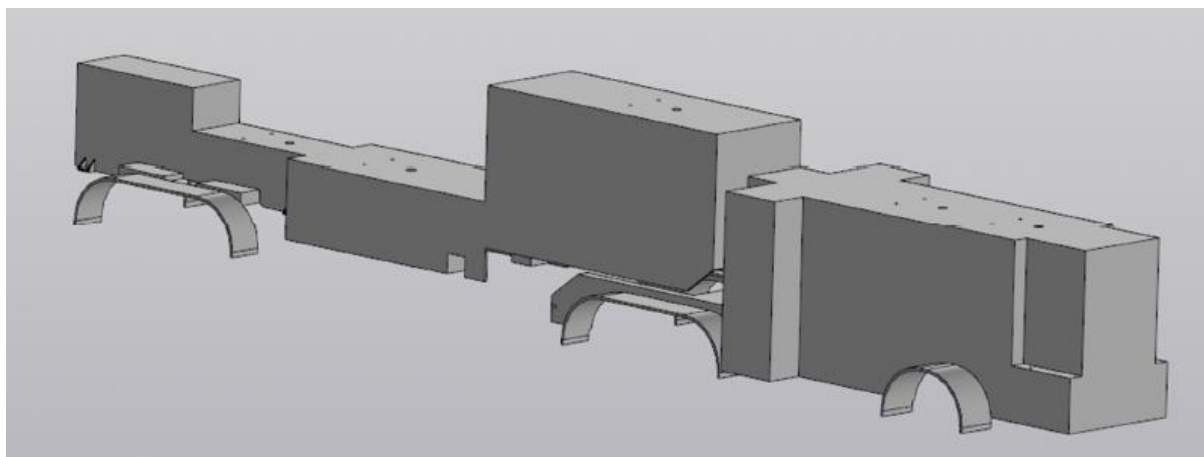


Рис. 6. Итоговая 3D-модель корпуса

Толщина корпуса была выбрана равной 3 мм. Предполагается, что при такой величине стенки будут иметь прочность и жесткость, достаточные для успешного проведения испытаний. Размер области печати 3D-принтера составляет 220x220 мм, что в несколько раз меньше габаритных размеров корпуса модели. Вследствие этого печать корпуса происходила в несколько этапов. По завершению печати все составляющие корпуса были соединены между собой.

Для проверки адекватности разработанной

математической модели [32] возникла необходимость определить некоторые параметры масштабного макета, такие как распределение его массы по осям, жесткость подвески и нормальная жесткость шин.

Для определения снаряженной массы автопоезда и ее распределения по осям использовалась апробированная ранее методика [33]. Каждая ось автопоезда устанавливалась на отдельные весы, после чего с них снимались показания. Результаты измерения приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты взвешивания макета автопоезда

№ опыта	m_1 , г	m_2 , г	m_3 , г	m_4 , г	m_5 , г	m_6 , г
1	3769	2764	1560	2426	2030	12549
2	3800	2538	1854	2425	2024	12641
3	3819	2460	1848	2369	2077	12573
4	3810	2526	1795	2318	2116	12565
5	3802	2512	1773	2352	2083	12522
Среднее	3800	2560	1766	2378	2066	12570

Снаряженная масса макета автопоезда составила 12,57 кг, из которых на первую ось тягача приходится 3,8 кг. Пересчитаем массу макета по критерию подобия Фруда, чтобы получить соответствующую ему массу реального автопоезда, кг:

$$m = m_{\text{mod}} \lambda_m = m_{\text{mod}} \lambda^3 = 12,57 \cdot 12^3 = 12,57 \cdot 1728 = 21720.$$

При математическом моделировании полная масса автопоезда составляла 45000 кг. Таким образом, массу макета необходимо увеличить с помощью балласта примерно в 2 раза.

Макет оснащен независимой подвеской всех колес, где в качестве упругого элемента выступает винтовая цилиндрическая пружина. Шины макета выполнены из резины и наполнены внутри поролоном. Подвеска и шины всех десяти колес идентичны, поэтому было принято решение замерить их жесткость на первой оси тягача, так как она является одиночной и в наименьшей степени подвержена влиянию других осей, как показали предыдущие исследования [33].

Для расчета жесткости шины предварительно был измерен свободный диаметр колеса в четырех разных плоскостях (табл. 4).

Таблица 4

Результаты замера свободного радиуса шины

№ опыта	$d_{св}$, мм	$r_{св}$, мм
1	106,4	53,2
2	105,8	52,9
3	106,4	53,2
4	106,2	53,1
Среднее	106,2	53,1

При заявленном типоразмере шины 108/35R1.9 свободный диаметр составил $d_{св}=106,2$ мм, что может являться следствием ее износа.

Для определения жесткости пружины подвески C_p автопоезда измеряли высоту верхней опоры пружины от дорожной поверхности h_p , а для определения жесткости шины $C_{ш}$ – высоту оси вращения колеса от дорожной поверхности, то есть его статический радиус $r_{см}$. Для по-

строения характеристики первое измерение проводилось в снаряженном состоянии, затем последовательно нагружали грузами массой около 1 кг (2х1000, 1014, 894, 1166 и 976 г).

Опыт повторили 4 раза. Перед опытами № 1 и № 3 передняя ось вывешивалась для релаксации передней подвески, перед опытами № 2 и № 4 передняя ось оставалась под статической снаряженной нагрузкой. Результаты измерений приведены в табл. 5.

Жесткость упругого элемента (пружины), Н/мм:

$$C_p = \frac{m_{зр.макс} g}{k_p (h_{p.макс} - h_{p.мин})},$$

где $m_{зр.макс} = 6,05$ кг – максимальная масса груза; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; $k_p = 2$ – число упругих элементов на передней оси; $h_{p.макс}$, $h_{p.мин}$ – максимальная и минимальная высота верхней опоры упругого элемента, мм.

Таблица 5

Результаты взвешивания макета автопоезда

m _{гр} , г	m ₁ , г	h _p , мм				Γ _{ст} , мм			
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
0	3800	106,1	92,8	109,1	92,8	50	48,2	48,7	48
1000	4800	100,1	92,3	102,6	92,8	48,4	47,5	47,7	46,9
2000	5800	96,7	91,1	97,5	91,4	47,5	46,4	47	46,5
3014	6814	92,4	89,2	93,2	90,5	47	45,8	46,6	46,2
3908	7708	89,3	88	90,3	88,8	45,7	45,7	46,1	45,3
5074	8874	87	87,2	86,8	87,2	45,3	45,1	44,7	44,4
6050	9850	85,4	85,8	85,6	86,4	44,2	44,5	44,2	44,3
5074	8874	86	86,9	86,3	86,6	44,6	45,4	44,4	44,5
3908	7708	87,5	87,2	87,5	87,7	45,6	45,6	44,7	44,8
3014	6814	87,4	87,7	88	87,9	45,9	45,9	45,2	45,5
2000	5800	88,1	88,2	88,9	89,4	46,6	46,2	46,1	46,3
1000	4800	89,4	89,9	90,4	90	47,6	46,8	47,8	46,7
0	3800	92,8	92,5	92,8	92,7	48,2	48	48	47,2

Нормальная жесткость шины, Н/мм:

$$C_{ш} = \frac{m_{зр.макс} g}{k_{ш} (r_{см.макс} - r_{см.мин})},$$

где $k_{ш} = 2$ – число шин на передней оси; $r_{см.макс}$, $r_{см.мин}$ – максимальный и минимальный статический радиус колеса, мм.

Расчетные значения жесткости существенно различались после релаксации и без нее, что объясняется наличием сухого трения в шарнирах подвески и шинах. Среднее значение жест-

кости пружин подвески C_p и шин $C_{ш}$ составило после релаксации 1,34 и 5,76 Н/мм, без предварительной релаксации – 4,43 и 8,02 Н/мм соответственно.

Коэффициент эквивалентной жесткости, Н/мм [34]:

$$C_{eq} = \frac{C_p C_{ш}}{C_p + C_{ш}}.$$

Эквивалентная жесткость составила 1,09 Н/мм после релаксации и 2,85 Н/мм без нее.

Если умножить на критерий подобия Фруда $\lambda_C = \lambda^2 = 12^2 = 144$, значения жесткости составили $C_p = 193,36$ и $C_{ш} = 829,75$ Н/мм после релаксации, $C_p = 637,8$ и $C_{ш} = 1154,93$ Н/мм – без релаксации. Таким образом, средние значения жесткости $C_p = 415,58$ и $C_{ш} = 992,34$ Н/мм

у масштабного макета в целом соответствуют значениям $C_p = 400$ Н/мм и $C_{ш} = 800$ Н/мм, которые использовались при математическом моделировании.

Графические зависимости деформации подвески и шины от нагрузки показаны на рис. 7 и 8.

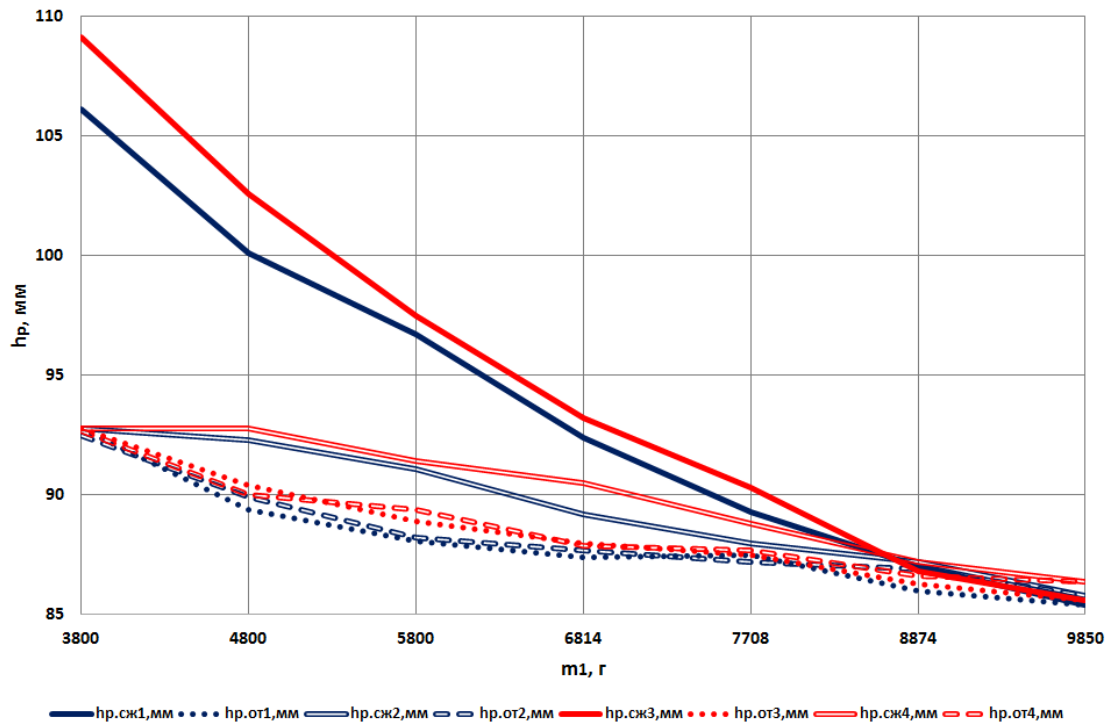


Рис. 7. Зависимость высоты верхней опоры пружины от нагрузки

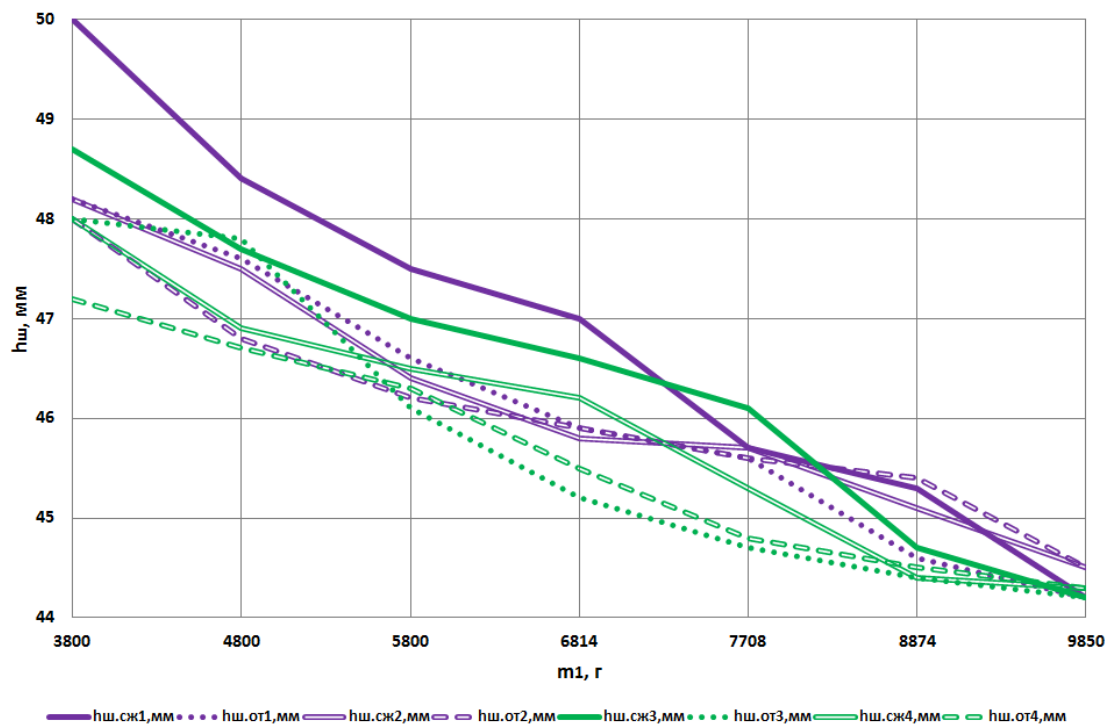


Рис. 8. Зависимость статического радиуса от нагрузки

Предварительные испытания масштабной модели показали, что в результате замены тяговых электромоторов и разработки системы управления потеря устойчивости стала вполне осуществимой, особенно при входе в поворот. Изготовленный с помощью аддитивных технологий корпус оказался недостаточно прочным и был поврежден после нескольких успешных переворотов автопоезда, что потребовало изготовления новой, более прочной защитной конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горелов, В. А. Оценка показателей криволинейного движения автопоезда с помощью имитационного математического моделирования / В. А. Горелов, К. Б. Евсеев, О. И. Чудаков, К. С. Балковский // Известия МГТУ МАМИ. – 2020. – № 4(46). – С. 2–16. – DOI 10.31992/2074-0530-2020-46-4-2-15. – EDN ADNOQT.
2. Белоусов, Б. Н. Оценка эффективности технических решений активного автопоезда с помощью физического моделирования / Б. Н. Белоусов, К. В. Бологов, Т. Г. Жоголев, Р. А. Лапенков, Р. Г. Мухаметзянов, В. С. Сапожкин, А. Ф. Стариков, А. М. Щербин // Труды НАМИ. – 2023. – № 4(295). – С. 87–100. – DOI 10.51187/0135-3152-2023-4-87-100. – EDN GJUBKK.
3. Гладов, Г. И. К вопросу о выборе потребной мощности двигателя при переходных режимах его работы / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 2. – С. 5–7. – EDN VZVIEF.
4. Малиновский, М. П. Проблемы, возникающие при построении кривой Лейдермана для бензинового двигателя / М. П. Малиновский, М. Д. Чернов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2023. – № 4(45). – С. 31–37. – EDN PAVQXH.
5. Малиновский, М. П. Экспериментальное определение жесткости тарельчатой пружины для расчета коэффициента запаса диафрагменного сцепления / М. П. Малиновский, Н. С. Сидоров, Д. А. Дергачев, А. Н. Альбицкий // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2023. – № 4(38). – EDN UADGUA.
6. Малиновский, М. П. Тягово-динамический расчет грузового автопоезда графоаналитическим и итерационным методами / М. П. Малиновский, А. Р. Клец, Д. А. Дергачев // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2024. – № 4(42). – EDN FTFOAK.
7. Малиновский, М. П. Информационный дефицит при определении коэффициента запаса диафрагменных сцеплений / М. П. Малиновский, Н. С. Сидоров, Д. А. Дергачев, А. Н. Альбицкий // Автомобильная промышленность. – 2024. – № 12. – С. 9–15. – EDN VDKBKE.
8. Гладов, Г. И. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2015. – № 12. – С. 10–12. – EDN VVBPGZ.
9. Гладов, Г. И. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 1. – С. 10–13. – EDN VQXNAV.
10. Поддубко, С. Н. Расчетное исследование влияния зазоров в приводе электромобиля на динамические процессы в трансмиссии в начале движения / С. Н. Поддубко, А. Н. Колесникович, А. В. Шмелев, А. Л. Кравченко // Труды НАМИ. – 2025. – № 1(300). – С. 6–16. – EDN AZFKDR.
11. Лапенков, Р. А. К вопросу расчета характеристик тягового привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда / Р. А. Лапенков, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин, В. С. Сапожкин, А. В. Архипов // Труды НАМИ. – 2025. – № 3(302). – С. 84–95. – EDN VGQBKT.
12. Горелов, В. А. Метод прогнозирования опорной проходимости автопоездов при прямолинейном движении по бездорожью / В. А. Горелов, А. В. Мирошниченко, В. А. Познякова // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. – 2012. – № 10(10). – С. 31. – EDN QOQXRX.
13. Горелов, В. А. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном / В. А. Горелов, Б. В. Падалкин, О. И. Чудаков // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2017. – № 2(113). – С. 121–138. – DOI 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138. – EDN YJGTVF.
14. Падалкин, Б. В. Повышение энергоэффективности автопоезда при движении в тяжелых дорожных условиях за счет выбора рациональных параметров систем привода прицепных звеньев / Б. В. Падалкин, В. А. Горелов, О. И. Чудаков // Труды НАМИ. – 2017. – № 1(268). – С. 60–66. – EDN YUJEGJ.
15. Гладов, Г. И. Оценочные показатели и расчет маневренности полуприцепного автопоезда / Г. И. Гладов, Л. В. Демидов. – М.: МАДИ, 2016. – 124 с. – EDN VSLTSH.
16. Гладов, Г. И. Параметры криволинейного движения специальных транспортных средств / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 5. – С. 22–23. – EDN ZDFBYL.
17. Гладов, Г. И. Алгоритм расчета траектории движения автопоезда и анализ результатов / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 14–16. – EDN ZDFCCH.
18. Гладов, Г. И. Анализ маневренности многозвенных автопоездов с управляемыми колесами прицепных звеньев / Г. И. Гладов, Л. Ф. Жеглов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 8. – С. 23–25. – EDN IGHYUF.
19. Гладов, Г. И. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, М. П. Малиновский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 36–46. – EDN UAADKL.
20. Malinovsky, M. Application of jerk in active safety systems / M. Malinovsky // Science Journal of Transportation. – 2011. – No. 3. – P. 62–66. – EDN YZAMST.
21. Малиновский, М. П. Ускоряемость как критерий для оценки перегрузок, действующих на автотранспортное средство при криволинейном движении / М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2016. – № 1(44). – С. 51–56. – EDN VSKFWN.
22. Малиновский, М. П. Расчет характеристики пневматического упругого элемента для превентивной системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский, В. В. Кувшинов, Е. С. Смолко // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – № 4(63). – С. 43–54. – EDN YGPQAT.

23. Малиновский, М. П. О важности учета увода шин и крена несущей системы при расчете критической скорости по опрокидыванию грузового автомобиля / М. П. Малиновский // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2022. – № 4(34). – EDN EMLAPF.

24. *Malinovsky, M. P.* Influence of passenger placement on the critical rollover speed of a city bus / M. P. Malinovsky, E. N. Gorsky // *Science Journal of Transportation*. – 2023. – No. 4(16). – P. 40–54. – EDN WIVUKW.

25. Мушкарин, Е. Ю. Синергетический подход к повышению динамической устойчивости активного автопоезда / Е. Ю. Мушкарин, М. П. Малиновский // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2025. – № 3(82). – С. 49–59. – EDN AQMFXL.

26. Малиновский, М. П. Метод повышения активной безопасности путем предупреждающего управления движением автопоезда: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / М. П. Малиновский. – М., 2009. – 157 с. – EDN QEMILX.

27. Малиновский, М. П. «Отскок подвески» и прогнозирующие свойства системы динамической стабилизации автопоезда / М. П. Малиновский // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 12. – С. 12–16. – EDN YMOEFT.

28. *Malinovsky, M. P.* Experimental study of an articulated vehicle performing a lane changing maneuver / M. P. Malinovsky // *Science Journal of Transportation*. – 2022. – No. S(12). – P. 188–197. – EDN HCRNXG.

29. *Malinovsky, M. P.* Innovative approach to integrative estimation of driver's aggressiveness and comfort / M. P. Malinovsky, E. S. Smolko, I. R. Nasibulov // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*: 2019 International

Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 года. Vol. 832. – BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012051. – DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012051. – EDN GVLTLT.

30. *Malinovsky, M. P.* Problems to solve when determining dangerous and aggressive driving style by measuring vehicle accelerations / M. P. Malinovsky, E. S. Smolko, M. Demić // *Science Journal of Transportation*. – 2021. – No. 11. – P. 139–155. – EDN UQINNH.

31. Патент № 2787648 С1 Российская Федерация, МПК G01P 15/04. Акселерограф транспортный: № 2021139940: заявл. 30.12.2021: опубл. 11.01.2023 / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко; заявитель МАДИ. – EDN TQMZFZ.

32. Стариков, А. Ф. Особенности математического моделирования криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колесами / А. Ф. Стариков, Н. В. Христофоров, М. П. Малиновский, Е. Ю. Мушкарин // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2025. – № 3(45). – EDN OIDYHC.

33. Малиновский, М. П. Экспериментальное определение вертикальных реакций на осях натурной модели пятиосного автопоезда с независимой подвеской / М. П. Малиновский, Е. С. Смолко, А. М. Щербин, А. Э. Карьялайнен // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 3(52). – С. 56–64. – DOI 10.35211/2500-0586-2025-3-52-56-64. – EDN EBOCJM.

34. Малиновский, М. П. Оценка массовых характеристик колесного шасси при проектировании превентивной системы поддрессирования / М. П. Малиновский, В. И. Таричко, А. К. Чикина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2025. – № 2. – С. 167–178. – DOI 10.22281/2413-9920-2025-11-02-167-178. – EDN QJXJAV.