

УДК (UDK) 629.36-531.5

ОЦЕНКА МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЁСНОГО ШАССИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРЕВЕНТИВНОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

ASSESSMENT OF MASS CHARACTERISTICS OF A WHEELED CHASSIS WHEN DESIGNING A PREVENTIVE SUSPENSION SYSTEM

Малиновский М.П.^{1,2}, Таричко В.И.¹, Чикина А.К.¹
Malinovskiy M.P.^{1,2}, Tarichko V.I.¹, Chikina A.K.¹¹ – Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (Москва, Россия)² – Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ» (Москва, Россия)¹ – Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University (Moscow, Russian Federation)² – Federal State Unitary Enterprise «NAMI» (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Оказание первой помощи вне медицинских организаций и проведение медико-санитарных мероприятий при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций становится всё более актуальным и предполагает использование современных мобильных комплексов на базе грузовых автомобилей. К ним относятся мобильные реанимационные боксы, операционные на колёсах, машины для первичных медицинских осмотров, перевязочные, мобильные рентген-кабинеты, кабинеты маммографии. Указанная сложная медицинская техника каждый раз после перемещения на автомобильном транспорте требует калибровки, что обусловило необходимость создания превентивной системы вторичного поддрессирования для грузовой платформы на базе специальных колёсных шасси большой грузоподъёмности, особенностью которой является предупреждающий характер действия, заключающийся в построении прогнозирующего алгоритма от управляющих воздействий водителя на органы управления, в отличие от большинства существующих систем стабилизации с корректирующим характером действия. Для достижения предупреждающего характера действия путём прогнозирования продольных и поперечных колебаний используются датчики хода педали тормоза и подачи топлива, а также датчик оборотов рулевого вала. При разработке системы поддрессирования на стадии эскизного проектирования необходимо знать массово-габаритные характеристики специального колёсного шасси. Алгоритмы подобной системы также должны учитывать фактическое размещение центра масс при различной загрузке, существенно влияющее на многие эксплуатационные качества и параметры колёсного шасси. Целью настоящего исследования являлась разработка методики для оценки остаточной и полной масс специального колёсного шасси в условиях информационного дефицита.

Ключевые слова: информационный дефицит, вторичное поддрессирование, виброзащита платформы, активная подвеска, центр тяжести.

Abstract. Providing first aid outside medical organizations and conducting medical and sanitary measures during the liquidation of consequences of emergency situations is becoming increasingly important and involves the use of ambulances, ambulance buses and resuscitation vehicles, as well as modern mobile complexes based on trucks. These include mobile resuscitation boxes, operating rooms on wheels, vehicles for primary medical examinations, dressing rooms, mobile X-ray rooms, mammography rooms. The specified complex medical equipment requires calibration every time after moving by road transport, which necessitated the creation of a preventive secondary suspension system for the cargo platform based on special wheeled chassis with a large load capacity. Usually, additional vibration protection of transported goods is practically not encountered, including special-purpose ones, to which increased requirements for maximum overloads are imposed. The article presents a suspension system developed by the authors, the peculiarity of which is the preventive nature of the action, consisting in the construction of a predictive algorithm from the driver's control actions on the controls, unlike most existing stabilization systems with a corrective nature of the action. To achieve a preventive nature of the action by predicting longitudinal and lateral vibrations, brake pedal travel and fuel supply sensors, as well as a steering shaft speed sensor, are used. When developing a suspension system at the stage of preliminary design, it is necessary to know the mass-dimensional characteristics of a special wheeled chassis under different loads. The algorithms of such a system should also take into account the actual location of the center of mass under different loads, which affect many of its operational qualities and parameters. The purpose of this study was to develop a methodology for assessing the residual and full masses of a special wheeled chassis under conditions of information deficiency.

Keywords: information deficit, secondary suspension, platform vibration protection, active suspension, center of gravity.

Дата получения статьи:	05.03.2025	†	Date of manuscript reception:	05.03.2025
Дата принятия к публикации:	27.05.2025	†	Date of acceptance for publication:	27.05.2025
Дата публикации:	25.06.2025	†	Date of publication:	25.06.2025

Сведения об авторах:

Малиновский Михаил Павлович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Тягачи и амфибийные машины», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», главный специалист отдела моделирования и общей интеграции специальных транспортных средств ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», *e-mail: ntbmadi@gmail.com*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные установки», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», *e-mail: 32.6909@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0286-725X>

Чикина Арина Константиновна – студент, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», *e-mail: peslexx2009@yandex.ru*.

Authors' information:

Mikhail P. Malinovsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Tractors and Amphibious Vehicles at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Chief Specialist of the Department of Modeling and General Integration of Special Vehicles at Federal State Unitary Enterprise «NAMI», *e-mail: ntbmadi@gmail.com*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Transport installations at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), *e-mail: 32.6909@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0286-725X>

Arina K. Chikina – student at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), *e-mail: peslexx2009@yandex.ru*.

1. Введение

На транспорте широко применяется вторичное подрессоривание, то есть дополнительная виброзащита водителей грузовых и легковых автомобилей [1 - 4], операторов строительно-дорожных машин [5, 6] и сельскохозяйственной техники [7 - 9], пассажиров в салоне автобуса [10] или железнодорожного вагона [11]. Вторичное подрессоривание используется также в конструкции токоприёмников метрополитена [12]. При этом дополнительная виброзащита перевозимых грузов практически не встречается, в том числе на транспортных средствах специального назначения, несмотря на достаточно жёсткие требования по предельным перегрузкам.

Однако в условиях цифровой трансформации отечественной медицины и участвующих в XXI веке стихийных бедствиях всё более актуальной становится проблема вторичного подрессоривания грузовой платформы специальных колёсных шасси с установленным на ней мобильным медицинским комплексом. Оказание первой помощи вне медицинских организаций и проведение медико-санитарных мероприятий при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций

предполагает использование не только автомобилей скорой помощи [13], санитарных автобусов [14, 15] и реанимобилей [16, 17], но и современных мобильных комплексов на базе автомобилей КамАЗ, "Газель", "Садко", таких как мобильные реанимационные боксы, операционные на колёсах, машины для первичных медицинских осмотров, перевязочные, мобильные рентген-кабинеты и кабинеты маммографии. Перечисленная сложная медицинская техника после перемещения на автотранспорте требует калибровки, а при её применении – неподвижного размещения. Данная особенность обусловила необходимость создания превентивной системы вторичного подрессоривания для грузовой платформы на базе колёсного шасси специального назначения.

2. Постановка задачи

За последнее десятилетие появился ряд новых разработок в сфере обеспечения требуемой плавности хода [18], например, динамическая стабилизация водительского сиденья [19], адаптивная система подрессоривания [20], подвеска с комбинированным демпфированием [21]. Особенностью систе-

мы подрессоривания, разработанной авторами настоящей статьи, является её предупреждающей характер действия, заключающийся в построении прогнозирующего алгоритма от управляющих воздействий водителя на органы управления, в отличие от корректирующего характера действия большинства существующих систем стабилизации, основанного на показаниях акселерометров и датчиков оборотов колёс.

Превентивная система подрессоривания (рис. 1) использует в качестве энергоносителя аккумулируемый в ресиверах 5 сжатый воздух, источником которого является штатный компрессор 1 пневматического тормозного привода с блоком подготовки воздуха 2 и защитным клапаном 3. Дополнительно питание может осуществляться от рекуперативных насосов автоматической системы управления давлением воздуха в шинах, подключённой через двухмагистральный клапан 4. Для достижения превентивного характера действия в качестве сенсорного обеспечения используются:

- 1) датчики хода педалей тормоза 6 и подачи топлива 7 – для прогнозирования продольных колебаний (угла дифферента);
- 2) датчик оборотов рулевого вала 8 – для прогнозирования поперечных колебаний (углов крена).

Электронный блок управления 9 обрабатывает сигналы от датчиков. Исполнительными устройствами являются пневмогидравлические упругие элементы 10 подвески колёс, управляемые электропневматическими клапанами, и пневматические упругие элементы 11 вторичного подрессоривания грузовой платформы с электромагнитным управлением [22].

При разработке системы как первичного, так и вторичного подрессоривания, особенно на стадии эскизного проектирования, возникает острый дефицит информации [23] о массово-габаритных характеристиках колёсного шасси. Кроме того, подобная система в процессе её эксплуатации должна учитывать фактическое размещение центра масс при различной загрузке от снаряжённого состояния до полной массы.

Как отмечалось ранее в [24-25], расположение центра масс любого автотранспортного средства влияет на многие его эксплуатационные качества и параметры. В первую очередь, от продольной и вертикальной координат центра масс зависит распределение вертикальных реакций по осям и их перераспределение под действием продольных сил инерции при разгонах и торможениях [26], что, в свою очередь, влияет на сцепные свойства шин [27], величину давления на дорожное покрытие [28-29], динамику преодоления ступенчатого препятствия [30], а также на величину динамического фактора «в тех случаях, когда у автомобиля высокой проходимости разный КПД трансмиссии для привода переднего и задних мостов» [31]. Кроме того, расположение центра масс оказывает существенное влияние на такие важные эксплуатационные свойства, как управляемость [32-33], устойчивость [34-36] и, конечно, плавность хода, хотя последний аспект достаточно редко освещается в научных статьях.

Целью настоящего исследования являлась разработка методики для оценки остаточной и полной масс специального колёсного шасси на основе ограниченных исходных данных, полученных от производителя.

3. Математическая модель расчёта массовых характеристик

Исходными данными для расчёта являются паспортные технические характеристики колёсного шасси: полная масса m_n и её распределение по осям m_{n1} , m_{n2} , m_{n3} ; снаряжённая масса m_c и её распределение по осям m_{c1} , m_{c2} , m_{c3} ; грузоподъёмность m_g ; масса шасси $m_{ш}$ (без заправки топливом, маслом, охлаждающей и прочими жидкостями, без запасного колеса, водительского инструмента и принадлежностей). По габаритному чертежу определяют высоту нижней кромки рамы от дороги Z_{X^*c} (в снаряжённом состоянии) и высоту центра снаряжённой массы от нижней кромки рамы $Z_{цм^*c}$.

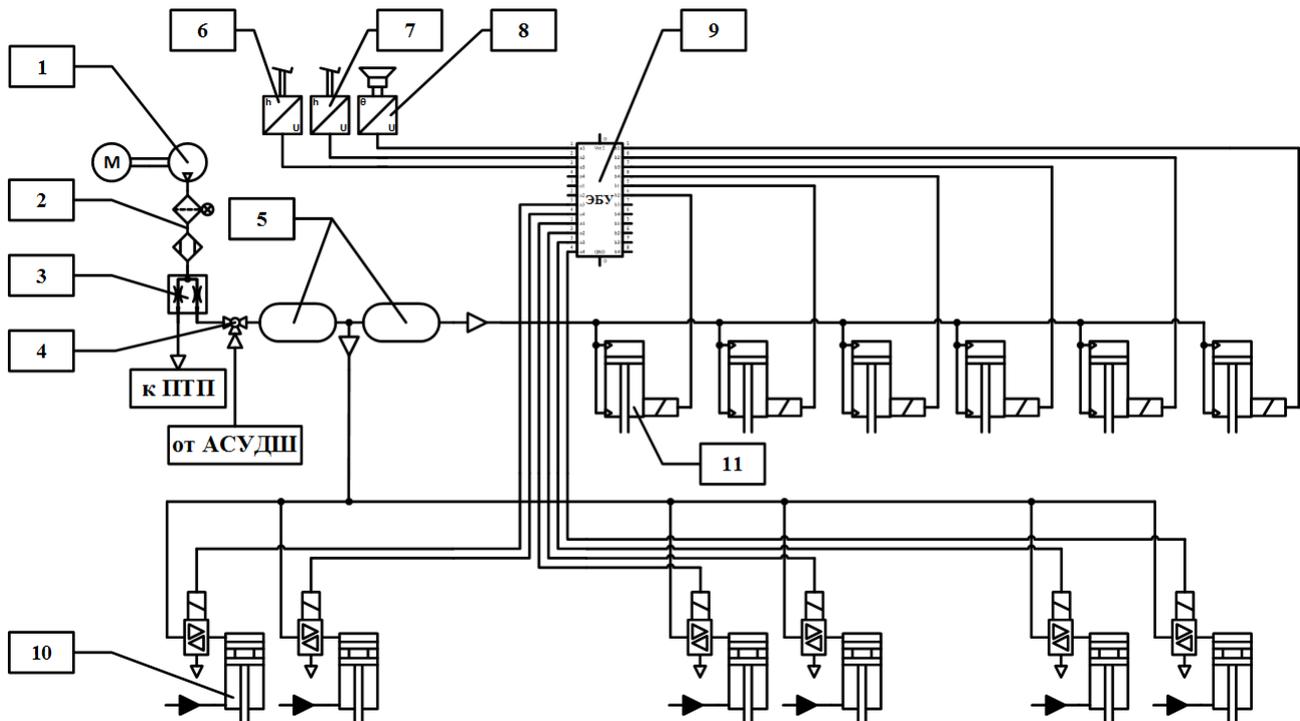


Рис. 1. Структурная схема превентивной системы поддресоривания:

1 – компрессор; 2 – блок подготовки воздуха; 3 – защитный клапан; 4 – двухмагистральный клапан; 5 – ресивер; 6 – датчик положения педали тормоза; 7 – датчик положения педали подачи топлива; 8 – датчик положения рулевого колеса; 9 – электронный блок управления; 10 – пневмогидравлический элемент подвески колёс; 11 – пневматический упругий элемент вторичного поддресоривания платформы с электромагнитным управлением; ППП – пневматический тормозной привод; АСУДШ – автоматическая система управления давлением в шинах

3.1. Использование паспортных данных

Масса экипажа $m_{чел}$ не относится к m_c , кг:

$$m_{чел} = m_n - m_c - m_2.$$

Полезная нагрузка включает груз и экипаж, кг:

$$m_{пол} = m_2 + m_{чел}.$$

Масса заправки, запасного колеса, инструмента и принадлежностей, кг:

$$m_{доп} = m_c - m_{ин}.$$

3.2. Неподдресоренные массы

Исходными данными являются: масса колеса с шиной m_k ; сухая масса колёсного редуктора $m_{кр}$; сухая масса редуктора моста $m_{мст1}$, $m_{мст2}$, $m_{мст3}$; объём колёсного редуктора $V_{кр}$; объём редуктора моста $V_{мст1}$, $V_{мст2}$, $V_{мст3}$; плотность трансмиссионного масла $\rho_{тм}$; масса подвески одной оси m_p ; карданная передача $m_{крд1}$, $m_{крд2}$, $m_{крд3}$.

Масса оси с заправленными редукторами, кг:

$$m_{оси} = k_{ин} m_k + 2(m_{кр1} + V_{кр} \rho_{тм}) + m_{мст1} + V_{мст} \rho_{тм}.$$

Неподдресоренная масса, приходящаяся на данную ось, кг:

$$m_{нми} = m_{оси} + m_{pi} + m_{крд1}.$$

Суммарная неподдресоренная масса, кг:

$$m_{нми} = m_{оси} + m_{pi} + m_{крд1}.$$

3.3. Поддресоренные массы

Снаряжённая поддресоренная масса, приходящаяся на ось, кг:

$$m_{нм.ci} = m_{ci} - m_{нми}.$$

Суммарная поддресоренная масса в снаряжённом состоянии, кг:

$$m_{нм.c} = m_c - m_{нми}.$$

Исходными данными моторной установки являются: сухая масса силового агрегата (со сцеплением и коробкой передач) $m_{д.сух}$; объём системы охлаждения $V_{ох}$; объём системы

смазки $V_{см}$; заправочный объём коробки передач $V_{кп}$; плотность охлаждающей жидкости $\rho_{ох}$; плотность моторного масла $\rho_{см}$; сухая масса топливного бака $m_{тб.сух}$; объём топливного бака $V_{тб}$; плотность топлива $\rho_{топл}$. Масса заправленного маслом и охлаждающей жидкостью двигателя, кг:

$$m_{\partial} = m_{\partial.сух} + V_{ох}\rho_{ох} + V_{см}\rho_{см} + V_{кп}\rho_{тм}.$$

Масса заправленного топливного бака, кг:

$$m_{тб} = m_{тб.сух} + V_{тб}\rho_{топл}.$$

Известными характеристиками трансмиссии являются: сухая масса раздаточной коробки $m_{рк.сух}$; заправочный объём раздаточной коробки $V_{рк}$; масса карданного вала от коробки передач до раздаточной коробки $m_{крд.п}$. Масса заправленной раздаточной коробки, кг:

$$m_{рк} = m_{рк.сух} + V_{рк}\rho_{тм}.$$

Известными характеристиками несущей системы являются: масса рамы $m_{нс}$; масса кабины $m_{каб}$; масса кузова $m_{куз}$; длина кузова $a_{куз}$; ширина кузова $b_{куз}$; высота борта кузова $h_{борт}$. Для бортового кузова нужно найти отдельно центры тяжести бортов и платформы, при этом масса кузова делится пропорционально площади их поверхностей, м²:

$$S_{борт} = 2(a_{куз} + b_{куз})h_{борт};$$

$$S_{плат} = a_{куз}b_{куз}.$$

Соответственно массы бортов и платформы равны, кг:

$$m_{борт} = \frac{S_{борт}}{S_{плат} + S_{борт}} m_{куз};$$

$$m_{плат} = \frac{S_{плат}}{S_{плат} + S_{борт}} m_{куз}.$$

Масса заправочных жидкостей, кг:

$$m_{запр} = (\sum V_{кпi} + \sum V_{смi} + V_{кп} + V_{рк})\rho_{тм} + V_{ох}\rho_{ох} + V_{см}\rho_{см} + V_{тб}\rho_{топл}.$$

Масса запасных частей, инструмента и принадлежностей (ЗИП), кг:

$$m_{зип} = m_{доп} - m_{кз} - m_{запр},$$

где $m_{кз}=m_{к}$ – масса запасного колеса.

Суммарная масса подрессоренных узлов и агрегатов, кг:

$$m_{нм\Sigma} = m_{\partial} + m_{тб} + m_{рк} + m_{крд.п} + m_{нс} + m_{каб} + m_{куз} + m_{кз} + m_{зип}.$$

Остаточная масса, кг:

$$m_{ост} = m_c - \sum m_{нм.и} - m_{нм}.$$

3.4. Жёсткость упругих элементов

Исходными данными являются характеристики шин: свободный диаметр $d_{св}$; ширина профиля $B_{ш}$; статический радиус $r_{ст}$ при номинальной нагрузке $m_{ном}$.

Нормальная жёсткость шины, Н/м:

$$C_{ш} = \frac{m_{ном}g}{r_{св} - r_{ст}}.$$

Исходными характеристиками торсионов подвески являются: угловая жёсткость $C_{т}$; длина рычага $L_{рыч}$. Жёсткость торсиона:

$$C_{т} = \frac{GL_{рыч}}{\varphi},$$

где G – вес, приходящийся на подвеску, Н; $\varphi=1$ рад=57,295782°.

Линейный ход подвески можно представить длиной хорды:

$$f_n = L_{рыч} \sin \varphi.$$

Средняя линейная жёсткость торсиона, Н/м:

$$C_{тл} = \frac{C_{т}\varphi}{L_{рыч}f_n}.$$

При последовательном соединении упругих элементов приведённая жёсткость определяется по формуле, Н/м:

$$C_{np} = \frac{C_{тл}C_{ш}}{C_{тл} + C_{ш}}.$$

Средняя статическая деформация подвески при снаряжённой массе:

$$f_c = \frac{m_c g}{C_{np} k_p},$$

где k_p – число упругих элементов.

3.5. Высота центра масс

Фактический радиус колёс под снаряжённой нагрузкой, м:

$$r_{кc} = r_{св} - \frac{m_c g}{C_{ш} \sum k_{шi}}.$$

В первом приближении можно принять, что высота центра неподрессоренных масс $Z_{нм}=r_{кc}$.

Подрессоренная снаряжённая масса, кг:

$$m_{нм.с} = m_c - m_{нм}.$$

Тогда высота центра подрессоренных масс в снаряжённом состоянии, м:

$$Z_{нм.с} = \frac{Z_{цм.с} m_c - Z_{нм} m_{нм}}{m_{нм.с}}.$$

Фактический радиус колёс при полной массе, м:

$$r_{кп} = r_{св} - \frac{m_n g}{C_{ui} \sum k_{ui}}.$$

Средняя статическая деформация подвески при полной массе, м:

$$f_n = \frac{m_n g}{C_{np} k_p}.$$

Снижение высоты рамы от снаряжённой к полной массе, м:

$$\Delta f = f_n - f_c.$$

Высота центра полной массы, м:

$$Z_{цм.п} = \frac{m_c Z_{цм.с} + m_z Z_z + m_{чел} Z_{чел}}{m_n} - \Delta f,$$

где $Z_z = h_{нозр} + h_{борт}$ – высота центра масс груза от дороги; $Z_{чел}$ – высота размещения экипажа в кабине.

4. Результаты расчёта

Исходными данными для расчёта являются паспортные технические характеристики и габаритный чертёж специального колёсного шасси БАЗ-69092-021. Распределение полной и снаряжённой массы по осям для различных исполнений колёсного шасси БАЗ-69092 приведены в табл. 1. Основные исходные характеристики БАЗ-69092-021 представлены в табл. 2.

Таблица 1

Распределение массы по осям для различных исполнений шасси БАЗ-69092

Исполнение БАЗ-69092	Снаряжённая масса, кг:			Полная масса, кг:		
	m_{c1}	m_{c2}	m_{c3}	m_{n1}	m_{n2}	m_{n3}
-010	9344	3816	2230	9564	9563	9563
-012	9500	4600	1400	10300	9800	9700
-020	9900	4400	3400	10400	9000	9400
-021	10000	4500	3500	10900	9200	9000
-022	9750	5300	1850	9700	11330	11830
-023	9900	4300	2100	9700	8200	8200
-025	9417	3948	2235	10275	7558	6767
-026	9600	3800	2250	11300	12100	12600
-028	9400	4050	2350	10340	8200	7060
-032	9700	4400	2450	10250	9400	9800
-033	9600	3940	2060	8750	9050	9100
-035	10600	4500	3100	10950	9700	9800
-036	10650	4750	3400	11100	11050	11250

Согласно габаритному чертежу, высота нижней кромки рамы от дороги $Z_{X^*c} = 0,542$ м (в снаряжённом состоянии), высота центра снаряжённой массы от нижней кромки рамы $Z_{цм^*c} = 0,572$ м. Таким образом, высота центра снаряжённой массы

$$Z_{цм.с} = Z_{X^*c} + Z_{цм^*c} = 1,114 \text{ м.}$$

Также по габаритному чертежу можно определяют: длину кузова $a_{куз} = 5,788$ м; ширину кузова $b_{куз} = 2,536$ м; высоту борта кузова $h_{борт} = 0,603$ м.

При заданных значениях неподдрессоренная масса $m_{нм} = 4164,93$ кг, остаточная масса $m_{ост} = 5355,84$ кг.

Пусть высота центра масс груза от дороги

$$Z_z = h_{нозр} + h_{борт} = 2,213 \text{ м,}$$

а высота размещения экипажа в кабине $Z_{чел} = 1,7$ м. Тогда высота центра полной массы колёсного шасси равна $Z_{цм.п} = 1,424$ м.

5. Заключение

Разработанная методика позволяет оценить массовые характеристики специального колёсного шасси на стадии проектирования. В дальнейшем предполагается для расчёта геометрических характеристик определить по габаритному чертежу координаты основных узлов и агрегатов, чтобы определить не только величину, но и координаты центра оста-

Таблица 2

Технические характеристики шасси БА3-69092-021

Характеристика	Обозначение	Значение	Размерность
Полная масса	$m_{п}$	29100	кг
Снаряжённая масса	$m_{с}$	18000	кг
грузоподъёмность	$m_{г}$	10800	кг
масса шасси	$m_{ш}$	16267	кг
Масса колеса с шиной	$m_{к}$	250	кг
Сухая масса колёсного редуктора	$m_{кр}$	146	кг
Сухая масса редуктора моста 1 и 3 оси	$m_{мст1}=m_{мст3}$	157	кг
2 оси	$m_{мст2}$	254	кг
Объём колёсного редуктора	$V_{кр}$	1	л
Объём редуктора моста 1 и 3 оси	$V_{мст1}=V_{мст3}$	5	л
2 оси	$V_{мст2}$	7	л
Плотность трансмиссионного масла	$\rho_{тм}$	0,91	кг/л
Масса подвески одной оси	$m_{р}$	300	кг
Карданная передача 1 оси	$m_{крд1}$	100	кг
2 оси	$m_{крд2}$	150	кг
3 оси	$m_{крд3}$	50	кг
Сухая масса силового агрегата (со сцеплением и коробкой передач)	$m_{д,сух}$	1933	кг
Объём системы охлаждения	$V_{ох}$	78	л
Объём системы смазки	$V_{см}$	47	л
Заправочный объём коробки передач	$V_{кп}$	11,5	л
Плотность охлаждающей жидкости	$\rho_{ох}$	1,08	кг/л
Плотность моторного масла	$\rho_{см}$	0,9	кг/л
Сухая масса топливного бака	$m_{тб,сух}$	52	кг
Объём топливного бака	$V_{тб}$	650	л
Плотность топлива	$\rho_{топл}$	0,86	кг/л
Сухая масса раздаточной коробки	$m_{рк,сух}$	562	кг
Заправочный объём раздаточной коробки	$V_{рк}$	9	л
Масса карданного вала от коробки передач до раздаточной коробки	$m_{крд.п}$	67	кг
Масса рамы	$m_{не}$	2120	кг
Масса кабины	$m_{каб}$	1160	кг
Масса кузова	$m_{куз}$	1570	кг
Статический радиус шины 575/70R21	$r_{ст}$	0,592	м
при номинальной нагрузке	$m_{ном}$	5000	кг
Свободный диаметр шины	$d_{св}$	1,285	м
Ширина профиля шины	$B_{ш}$	0,525	м
Угловая жёсткость торсионов	$C_{т}$	21878,7	Нм/рад
Длина рычага торсиона	$L_{рыч}$	0,35	м
Число упругих элементов	$k_{р}$	–	6

остаточной массы. Кроме того, для полноценной реализации алгоритмов превентивной системы поддрессоривания электронный блок управления должен учитывать деформацию пневматических упругих элементов вторичного поддрессоривания, а также дифферент поддрессоренных масс при разгоне и торможении. Однако разработанную ранее методику [37] для расчёта дифферента не-

возможно использовать в имеющемся виде, так как отличительной особенностью специальных колёсных шасси является независимая подвеска всех мостов, что приводит к различным нагрузкам на вторую и третью ось (табл. 1). Иными словами, необходимо доработать модель с учётом статически неопределимой системы на трёх опорах.

Список литературы

1. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия МГТУ МАМИ. 2014. Т. 1, № 4(22). С. 73-79.
2. Балабин И.В., Богданов В.В., Чабунин И.С. Влияние жёсткости упругого элемента сиденья на вибронагруженность водителя // Автомобильная промышленность. 2016. № 7. С. 27-30.
3. Михайлов В.Г., Мишута Д.В. Расчётное исследование влияния параметров подвески сиденья на вибронагруженность рабочего места водителя грузового автомобиля // Труды НАМИ. 2016. № 3(266). С. 25-34.
4. Годжаев З.А., Камитов М.С. Моделирование и исследование вибронагруженности легкового автомобиля с адаптивной системой поддрессоривания кузова // Автомобильная промышленность. 2019. № 2. С. 14-18.
5. Кorytov М.С., Щербakov В.С., Почекueва И.Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевоy жесткости оператора строительно-дорожной машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 4. С. 486-496.
6. Томлеева С.В., Савельев А.Г. Моделирование оптимальной виброзащитной характеристики универсального виброзащитного подвешивания для операторов строительных и дорожных машин с использованием рядов Фурье // Строительные и дорожные машины. 2023. № 12. С. 10-14.
7. Шеховцов К.В., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В. Снижение уровня вибронагруженности рабочего места оператора трактора // Технология колесных и гусеничных машин. 2014. № 4. С. 39-46.
8. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4(275). С. 82-90.

References

1. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A., Dyakov A.S. Dynamic analysis of the parameters of the front suspension of the truck cabin. *Izvestija MGTU MAMI*, 2014, Vol. 1, No. 4, pp. 73-79. (in Russian)
2. Balabin I.V., Bogdanov V.V., Chabunin I.S. Influence of the stiffness of the elastic element of the seat on the vibration load of the driver. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2016, No. 7, pp. 27-30. (in Russian)
3. Mikhailov V.G., Mishuta D.V. Computational study of the influence of the seat suspension parameters on the vibration load of the driver's workplace of a truck. *Trudy NAMI*, 2016, No. 3, pp. 25-34. (in Russian)
4. Godjaev Z.A., Kamitov M.S. Modeling and study of vibration loading of a passenger car with an adaptive body suspension system. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2019, No. 2, pp. 14-18. (in Russian)
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pochekueva I.E. Simulation model of the vibration protection mechanism of a seat with a quasi-zero stiffness section of an operator of a road construction machine. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 4, pp. 486-496. (in Russian)
6. Tomleeva S.V., Savelyev A.G. Modeling of the optimal vibration protection characteristic of a universal vibration protection suspension for operators of construction and road machines using Fourier series. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2023, No. 12, pp. 10-14. (in Russian)
7. Shekhovtsov K.V., Pobedin A.V., Sokolov-Dobrev N.S., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V. Reducing the level of vibration loading of the tractor operator's workplace. *Tehnologija kolesnyh i gusenichnyh mashin*, 2014, No. 4, pp. 39-46. (in Russian)
8. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Lebedinsky I.Yu. Experimental evaluation of the efficiency of using pneumatic elastic elements in suspension systems of cabins of self-propelled transport and technological machines. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4, pp. 82-90. (in Russian)
9. Linnik D.A., Bilyk O.V. Design of an

9. Линник Д.А., Билык О.В. Конструкция опытного демпфера системы подрессоривания кабины колесного трактора // Вестник Белорусско-Российского университета. 2022. № 1(74). С. 39-48. DOI: 10.53078/20778481_2022_1_39.
10. Квасновская Н.П., Муравский А.В. Применение динамических гасителей колебаний для снижения шума и вибрации автобусов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2010. № 3(22). С. 21а-26.
11. Заковырин И.А., Круглов С.П. Обзор существующих систем управления подвеской в железнодорожном транспорте // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. 2022. Т. 1. С. 51-56.
12. Сидоров О.А. Тенденции развития устройств токосъема отечественных и зарубежных метрополитенов // Национальные приоритеты России. 2010. № 1(3). С. 104-113.
13. Удиванов Е.С., Ляшенко М.В., Шевцов В.В., Клементьев Е.В., Искалиев А.И. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2022. № 2(39). С. 45-50.
14. Келлер А.В., Звездов М.А., Данилов Р.Г. Исследование эргономических параметров санитарных автобусов // Грузовик. 2022. № 11. С. 19-22. DOI: 10.36652/1684-1298-2022-11-19-22.
15. Звездов М.А. Оценка динамической нагруженности элементов санитарных автобусов при перевозке людей // Труды НАМИ. 2023. № 3(294). С. 57-61. DOI: 10.51187/01353152-2023-3-57-61.
16. Реанимационный автомобиль / В.Н. Клюев, В.Т. Суховер, С.Б. Верещагин, И.А. Долгополов, А.Ф. Петрухин, В.В. Тюльпанов, С.И. Павлов, В.Р. Аллахвердов; заявитель Государственный научно-исследовательский тракторный институт. - Патент РФ на изобретение № 2081763. Заявл. 03.02.1994, № 94004055/11. Опубл. 20.06.1997.
17. Юрковский О.И. Обоснование и вы-
- † experimental damper for the suspension system of a wheeled tractor cabin. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2022, No. 1, pp. 39-48. DOI: 10.53078/20778481_2022_1_39. (in Russian)
- † 10. Kvasnovskaya N.P., Muravsky A.V. Application of dynamic vibration dampers to reduce noise and vibration of buses. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta (MADI)*, 2010, No. 3, pp. 21a-26. (in Russian)
- † 11. Zakovyryn I.A., Kruglov S.P. Review of existing suspension control systems in railway transport. *Nauchno-tehnicheskoe i ekonomicheskoe sotrudnichestvo stran ATR v XXI veke*, 2022, Vol. 1, pp. 51-56. (in Russian)
- † 12. Sidorov O.A. Trends in the development of current collection devices of domestic and foreign subways. *Nacionalnye priority Rossii*, 2010, No. 1, pp. 104-113. (in Russian)
- † 13. Udivanov E.S., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Klementyev E.V., Iskaliev A.I. Vibrations in the structures of ambulances. *Jenergo- i resursosberezhenie: promyshlennost i transport*, 2022, No. 2, pp. 45-50. (in Russian)
- † 14. Keller A.V., Zvezdov M.A., Danilov R.G. Study of ergonomic parameters of ambulance buses. *Gruzovik*, 2022, No. 11, pp. 19-22. DOI: 10.36652/1684-1298-2022-11-19-22. (in Russian)
- † 15. Zvezdov M.A. Assessment of dynamic loading of ambulance bus elements during transportation of people. *Trudy NAMI*, 2023, No. 3, pp. 57-61. DOI: 10.51187/01353152-2023-3-57-61. (in Russian)
- † 16. Patent RU 2081763. *Reanimacionnyy avtomobil'* [Reanimation van]. V.N. Kljuev, V.T. Suhover, S.B. Vereshhagin, I.A. Dolgopолов, A.F. Petruhin, V.V. Tjul'panov, S.I. Pavlov, V.R. Allahverdiv. Declared 03.02.1994. Published 20.06.1997. (in Russian)
- † 17. Yurkovsky O.I. Justification and selection of a transport base for an ambulance designed to provide emergency medical care in difficult road conditions to victims of emergency situations. *Nauka i tehnika transporta*, 2004, No. 1, pp. 34-41. (in Russian)
- † 18. Shelginskikh I.N. Analysis of ride

бор транспортной базы для реанимобиля, предназначенного для оказания экстренной медицинской помощи в сложных дорожных условиях, пострадавшим в чрезвычайных ситуациях // Наука и техника транспорта. 2004. № 1. С. 34-41.

18. Шелгинских И.Н. Анализ измерителей плавности хода и безопасности движения, применяемых в управляемой системе поддрессирования автомобиля // Труды НАМИ. 2018. № 4(275). С. 98-104.

19. Марти А.Н., Марти С.А. К вопросу о динамической стабилизации водительского сиденья // Грузовик. 2016. № 5. С. 19-29.

20. Годжаев З.А., Сенкевич С.Е., Уютов С.Ю., Малахов И.С. Разработка и обоснование технических характеристик стенда для испытания адаптивных систем поддрессирования мобильных машин // Автомобильная промышленность. 2024. № 7. С. 10-13.

21. Новиков В.В., Поздеев А.В., Чернышов К.В., Чумаков Д.А. Проектирование подвески автомобильных транспортных средств с комбинированным демпфированием // Вестник машиностроения. 2024. Т. 103, № 4. С. 272-277. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-4-272-277.

22. Лапенков Р.А., Щербин А.М., Малиновский М.П. Перспективы применения приводов пневматического и гидравлического типа на автомобильном транспорте // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2024. № 4(49). С. 92-96. DOI: 10.35211/2500-0586-2024-4-49-92-96.

23. Малиновский М.П., Сидоров Н.С., Дергачев Д.А., Альбицкий А.Н. Информационный дефицит при определении коэффициента запаса диафрагменных сцеплений // Автомобильная промышленность. 2024. № 12. С. 9-15.

24. Малиновский М.П. Определение центра тяжести автотранспортного средства с использованием массово-габаритных характеристик его агрегатов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2020. № 4(26). С. 3.

25. Малиновский М.П., Фёдоров А.А., Альбицкий А.Н. Определение центра масс легкового автомобиля ВАЗ-21713 // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. № 3(37).

26. Малиновский М.П., Смолко Е.С.

smoothness and traffic safety meters used in the controlled suspension system of a car. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4, pp. 98-104. (in Russian)

19. Marti A.N., Marti S.A. On the issue of dynamic stabilization of the driver's seat. *Gruzovik*, 2016, No. 5, pp. 19-29. (in Russian)

20. Godzhaev Z.A., Senkevich S.E., Uytov S.Yu., Malakhov I.S. Development and justification of technical characteristics of a test bench for testing adaptive suspension systems of mobile vehicles. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2024, No. 7, pp. 10-13. (in Russian)

21. Novikov V.V., Pozdeev A.V., Chernyshov K.V., Chumakov D.A. Design of suspension of motor vehicles with combined damping. *Vestnik mashinostroenija*, 2024, Vol. 103, No. 4, pp. 272-277. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-4-272-277. (in Russian)

22. Lapenkov R.A., Shcherbin A.M., Malinovsky M.P. Prospects for the application of pneumatic and hydraulic drives in automobile transport. *Jenergo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport*, 2024, No. 4, pp. 92-96. (in Russian)

23. Malinovsky M.P., Sidorov N.S., Dergachev D.A., Albitsky A.N. Information deficit in determining the safety factor of diaphragm clutches. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2024, No. 12, pp. 9-15. (in Russian)

24. Malinovsky M.P. Determination of the center of gravity of a motor vehicle using the mass-dimensional characteristics of its units. *Avtomobil' Doroga. Infrastruktura*, 2020, No. 4, pp. 3. (in Russian)

25. Malinovsky M.P., Fedorov A.A., Albitsky A.N. Determination of the center of mass of a VAZ-21713 passenger car. *Avtomobil. Doroga. Infrastruktura*, 2023, No. 3. (in Russian)

26. Malinovsky M.P., Smolko E.S. Application of the iterative method in calculating the braking properties of a truck train taking into account the redistribution of vertical reactions. *Trudy NAMI*, 2020, No. 1, pp. 36-47. (in Russian)

27. Ivanov A.M., Kristal'nyj S.R., Toporkov M.A. Using Prediction of the Tire Adhesion Coefficient to the Support Surface to Improve the Efficiency of Advanced Emer-

речной устойчивости автомобилей на поворотах // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2010. Т. 3, № 10 (70). С. 58-61.

35. Рябов И.М., Ханин Д.М., Мамакурбанов М.М. Расчет критической скорости на повороте автомобиля с незакрепленным грузом в кузове // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2013. Т. 6, № 10 (113). С. 30-33.

36. Суходоля А.В., Гулый В.В., Соколов Д.Д. Электромеханический компенсатор крена высокоскоростного автомобиля // Транспортное дело России. 2023. № 3. С. 164-166.

37. Малиновский М.П. Учёт бортовыми средствами дифференциала подрессоренных масс транспортного средства при определении его загрузки // Автомобильная промышленность. 2022. № 10. С. 18-23.

high-speed car. *Transportnoe delo Rossii*, 2023, No. 3, pp. 164-166. (in Russian)

37. Malinovsky M.P. Taking into account the trim of the sprung masses of a vehicle by onboard means when determining its load. *Avtomobilnaja promyshlennost*, 2022, No. 10, pp. 18-23. (in Russian)