

Расчет и конструирование Calculation and design

Научная статья

УДК 629.3

DOI: 10.14529/engin260301

СНИЖЕНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСА И ОБОРУДОВАНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА И КОРРЕКТИРОВКИ ПУТЕЙ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИЙ

Е.А. Баранов¹, evgeniy_baranov_2000@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0009-4838-2494>

С.В. Абдулов¹, sincopa2004@mail.ru

И.А. Тараторкин², ig_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

В.Б. Держанский², dvb_47@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1043-8340>

И.А. Трусевич², trilal@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6092-8762>

¹ Курганский государственный университет, Курган, Россия

² Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН,
Екатеринбург, Россия

Аннотация. Данное исследование направлено на поиск эффективных направлений совершенствования существующих вариантов конструкции корпуса транспортной гусеничной машины (ТГМ) посредством повышения модальных свойств и обеспечения структурной стабильности элементов конструкции. Также выявлены отдельные аспекты процесса программного моделирования с применением современных методов структурного анализа разработанных моделей. В содержании описаны условия проведения экспериментального исследования и результаты обработки полученных данных модального анализа конструкции корпуса, направленные на идентификацию и снижение вибрационных процессов, возникающих в динамической системе. Для достижения поставленной цели необходимо определить порядки вибрации с наибольшими амплитудами, идентифицировать источники возмущения и обосновать необходимость рассмотрения вибрации в интервалах возможного совпадения собственных частот. Исследование проводилось с применением численно-программного и структурного анализа разработанных моделей на основе комбинированного расчетно-экспериментального подхода.

По результатам этапа научно-исследовательской работы получены ценные научно-технические результаты: определены порядковые спектры с наибольшей амплитудой колебаний представленных вариантов исполнения корпуса; идентифицированы источники возмущения – возбуждающие частоты технологического оборудования, вынесенного за обитаемое пространство машины; определена степень расхождения полученных результатов расчета с результатами эксперимента. Данные исследования позволили в полной мере оценить степень влияния вибрационных колебаний на отдельные элементы конструкции корпуса, что влияет на стабильность выполнения технологических операций.

Экспериментальная часть исследования заключалась в проведении стационарных испытаний с сопутствующими замерами динамических характеристик, по результатам которых оценена вибрационная устойчивость корпусных элементов к внешним частотным возмущениям, выполнен сравнительный анализ полученных расчетных значений с действительными и предложен ряд технических предложений, направленных на обеспечение заданных параметров жесткости.

Ключевые слова: динамическая система, вибрации, частотные возмущения, метод конечных элементов

Для цитирования: Снижение вибронагруженности корпуса и оборудования транспортной гусеничной машины на основе анализа и корректировки путей распространения вибраций / Е.А. Баранов, С.В. Абдулов, И.А. Тараторкин и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2026. Т. 26, № 3. С. 5–17. DOI: 10.14529/engin260301

REDUCING VIBRATION LOADING OF THE BODY AND EQUIPMENT OF A TRACKED TRANSPORT MACHINE BASED ON ANALYSIS AND ADJUSTMENT OF VIBRATION PROPAGATION PATHS

E.A. Baranov¹, eevgeniy_baranov_2000@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0009-4838-2494>

S.V. Abdulov¹, sincopa2004@mail.ru

I.A. Taratorkin², ig_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

V.B. Derzhansky², ig_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

I.A. Trusevich², trlal@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6092-8762>

¹ Kurgan State University, Kurgan, Russia

² Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia

Abstract. This study is aimed at finding effective ways to improve existing design options for the body of a tracked transport machine (TTM) by improving modal properties and ensuring the structural stability of structural elements. Certain aspects of the software modeling process have also been identified, using modern methods of structural analysis of the developed models. The content describes the conditions for conducting an experimental study and the results of processing the data obtained from a modal analysis of the hull structure, aimed at identifying and reducing vibration processes occurring in a dynamic system. To achieve this goal, it is necessary to determine the vibration orders with the largest amplitudes, identify the sources of disturbance and justify the need to consider vibration in the intervals of possible coincidence of natural frequencies. The study was conducted using numerical, programmatic and structural analysis of the developed models, based on a combined computational and experimental approach.

Based on the results of the research stage, valuable scientific and technical results were obtained – the ordinal spectra with the largest amplitude of vibrations of the presented housing variants were determined; the sources of disturbance were identified – the exciting frequencies of technological equipment placed outside the habitable space of the machine; the degree of discrepancy between the calculation results obtained and the experimental results was determined. These studies have made it possible to fully assess the degree of influence of vibration vibrations on individual structural elements of the housing, which affects the stability of technological operations.

The experimental part of the study consisted in conducting stationary tests with accompanying measurements of dynamic characteristics, the results of which assessed the vibration resistance of the housing elements to external frequency disturbances, performed a comparative analysis of the calculated values with the actual ones, and proposed a number of technical proposals aimed at ensuring the specified stiffness parameters.

Keywords: dynamic system, vibrations, frequency disturbances, finite element method

For citation: Baranov E.A., Abdulov S.V., Taratorkin I.A., Derzhansky V.B., Trusevich I.A. Reducing vibration loading of the body and equipment of a tracked transport machine based on analysis and adjustment of vibration propagation paths. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2026:26(3):5–17. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin260301

Введение

Анализу вибрационных процессов уделяется особое внимание при проектировании и испытаниях техники. В процессе оценивается нагрузка на узлы ходовой части, органы управления и силовые элементы корпуса. Однако машины на гусеничном ходу испытывают большие (по сравнению с колесными) нагрузки вследствие передающихся динамических возмущений при контакте траков с поверхностью дороги, что приводит к передаче дополнительных вибраций на корпус. Гусеничная система обеспечивает гораздо больший контакт с поверхностью, что позволяет ей отлично адаптироваться к рельефу и эффективно передвигаться по грунту без дорожного (в т. ч.

асфальтового) покрытия [1]. Анализ результатов испытаний разрабатываемых машин и эксплуатации существующих показывает, что повышенная проходимость по пересечённой местности имеет решающее значение для их функциональности наряду с надёжностью. Однако размещение основных систем транспортных гусеничных машин (ТГМ) в рамках предварительного проектирования с учётом множества физических ограничений и допущений сопряжено с серьёзными трудностями в плане мобильности [2]. Из-за особенностей конструкции гусеничного обвода в процессе движения возникает высокочастотная вибрация, пропорциональная скорости транспортного средства. Это происходит из-за нелинейного характера взаимодействия опорных катков с беговой дорожкой гусеницы [3].

В публикациях отечественных и зарубежных авторов представлено множество примеров воздействия вибраций на работу сложных механических и электронных систем в условиях постоянного ужесточения требований к массогабаритным показателям и компоновке ТГМ. Исследования обычно направлены на решение задач по установлению первопричин колебаний и разработке эффективных мер по их нейтрализации. Например, в монографии [4] приводятся результаты исследования зависимости нелинейного трибологического взаимодействия движителя с опорным основанием при вибрации элементов ходовой части и дана оценка динамических свойств транспортной машины как системы, оцениваемой фазовыми частотными характеристиками. Динамические характеристики стоит рассматривать с учетом влияния характеристик амортизаторов и демпфирующих элементов на плавность хода, приводящих к высокочастотным колебаниям корпуса транспортной машины [5].

Снижения колебаний возможно достичь с применением современных методов защиты от вибрации, применяемых в промышленности, а именно установкой демпфирующих элементов и динамических виброгасителей в конструкцию транспортной машины [6]. С их помощью удастся гасить неуравновешенность моментов, передаваемых от силовой установки [7], а также динамические нагрузки на подвеску ТГМ при движении по пересеченной местности.

В работах [8, 9] зарубежных авторов были представлены собственные конструкции гусеничной платформы, на основе которых разработана динамическая модель с иллюстрацией кинематических параметров. Основное внимание уделяется модальному анализу гусеничной машины как динамической системы с целью определения уровня вибраций, проверки численной модели и оптимизации конструкции корпуса. Полученные данные используются для разработки модели методом конечных элементов (FEM) на основе функции частотной характеристики (FRF), с помощью чего удастся предсказать фактические деформации корпуса.

Deng, Y., Wang, Z., Zhao, Y. [10] представили новый тип опорных катков (FRW) с элементами демпфирования цепной конструкции. В работе изучается виброакустический комфорт при движении гусеничной транспортной машины и поведение элементов ее корпуса путем воссоздания модели конечных элементов и анализа динамических характеристик.

В процессе разработки продукции и запуска ее в серийное производство обязательно учитываются конструктивные особенности, влияющие на параметры вибрации и жесткости (NVH). Поэтому в большинстве работ рассматривается множество вариантов влияния на параметры уровня шума и вибрации второго порядка [11]. Таким образом, уровень шума и вибрации контролируется параметрами конструкции, относящимися ко многим подсистемам в составе ТГМ.

Наиболее эффективный метод определения изменений параметров жёсткости и массы конструкции возможно провести с использованием полученных данных о деформации в частотной области [12]. Чувствительность функции частотной характеристики, основанной на данных о деформации, характеризуется как функция изменений жёсткости, массы и демпфирования на уровне элемента. Значения чувствительности используются для выбора точек измерения частоты представленной конечно-элементной модели и для определения весовых коэффициентов в уравнениях чувствительности.

Применение современных инструментов моделирования ТГМ позволяет сократить сроки разработки оптимальных вариантов конструкций с высокой структурной устойчивостью [13]. Поэтому в связи с ужесточением требований к защищенности разработка новых концепций транспортных средств возможна только с помощью полного моделирования транспортного средства и создания виртуальных прототипов в процессе разработки. Необходимо постоянно валиди-

ровать модели [14] на основе оценки эталонных тестов до момента проведения предварительных, квалификационных и приемочных испытаний.

В связи с растущими требованиями к скорости и проходимости гусеничных транспортных средств на различных типах местности, а также с увеличением соотношения массы и мощности силовых агрегатов в работах также рассматривается взаимосвязь между передачей вибрации от силового агрегата и несущей конструкцией, а также исследуется система магнитореологического демпфирования силового агрегата [15] в рамках модели транспортного средства в целом. Для улучшения модальных свойств предлагается оптимизировать модальную чувствительность и параметры упругой подвески, используемые при проектировании элементов шасси [16].

Анализ вышеперечисленных работ позволяет сделать вывод о том, что общий подход для оценки вибронегруженности и эффективности функционирования различного оборудования, размещенного на корпусе ТГМ, достаточно хорошо проработан. В то же время при исследовании процессов функционирования вновь разрабатываемых устройств, например, вынесенных за пределы обитаемого пространства, возникают новые явления и эффекты и, соответственно, новые задачи по ограничению уровня динамической и виброакустической нагруженности. Для решения данных задач некоторые из перечисленных выше авторов указывают на необходимость учета новых путей распространения вибраций, в частности, распространение вибраций посредством отдельных форм колебаний верхнего листа корпуса машины. Поэтому целью данной работы является снижение динамической и вибрационной нагруженности корпусных элементов машины и оборудования развитием данной идеи с последующим совершенствованием модальных свойств динамической системы.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- 1) разработка расчетной схемы и имитационной модели шасси транспортной гусеничной машины;
- 2) разработка конечноэлементной модели корпуса и определение собственных форм и частот колебаний верхнего листа;
- 3) экспериментальное исследование процесса возбуждения высокочастотных колебаний корпусных деталей и определение условных характеристик возбуждения динамической системы;
- 4) научное обоснование и разработка технических предложений по обеспечению требуемых характеристик жесткости и виброустойчивости.

Объектом исследования является гусеничная машина с семью катками на борт и передним расположением ведущего колеса, оборудованная гидропневматической подвеской.

Предметом исследования является процесс динамического и вибрационного нагружения автономного технологического оборудования, размещенного на верхнем листе корпуса машины.

Моделирование процесса прямолинейного движения

Шасси ТГМ, как правило, состоит из большого количества подвижных соединений. Длительное воздействие высоких уровней вибрации может ускорить износ узлов подвески и привести к повышенной нагрузке оборудование и системы управления [17]. Оценка уровня вибрации гусеничных транспортных средств требует комплексного подхода, учитывающего как первопричины их возникновения, так и возможные последствия. Данный параметр существенно влияет на конструктивные характеристики шасси ТГМ.

На этапе разработки гусеничной машины особое внимание уделяется оценке мобильности, когда оценка реакции транспортного средства на вибрацию является основным содержанием прогнозирования поведения на бездорожье. Для воспроизведения процесса движения до момента проведения предварительных испытаний имеет смысл применить метод имитационного анализа [18], который позволяет проанализировать реакцию элементов шасси и корпуса на вибрацию, возникающую при движении по неровному дорожному покрытию, и оценить динамический ход подвески. На твердом дорожном покрытии вертикальные нагрузки сосредоточены под опорными катками, что позволяет создать модель ТГМ на основе теории бокового увода аналогично моделям колёсных транспортных средств [19].

Для решения задачи по определению условных характеристик возбуждения динамической системы необходимо воссоздать условия прямолинейного движения ТГМ по синтетическому продольному профилю дороги и разработать имитационную модель (рис. 1) на базе программного обеспечения Siemens Simcenter Amesim с учетом особенностей конструкции исследуемой

платформы. Имитационная модель состоит из жестких тел, шарниров, пружин, амортизаторов и контактных поверхностей. Точки соединения на твердых телах используются для определения соединений между телами, включая вращательные, призматические и шарнирные соединения. Уравнения вращательного движения твердых тел записываются в неподвижной системе координат, при этом общая матрица вращения твердого тела обновляется на каждом временном шаге с использованием инкрементальных вращений [20].

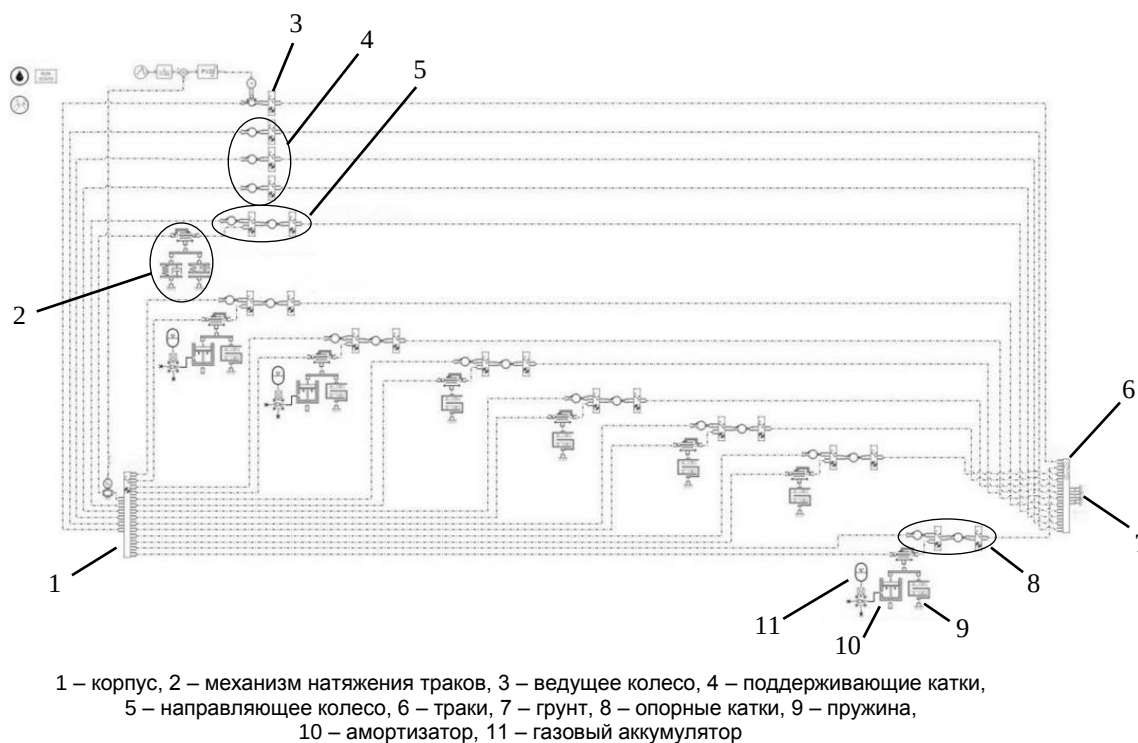


Рис. 1. Имитационная модель гусеничного шасси
Fig. 1. Simulation model of a tracked chassis

К корпусу 1 через порты методом «вращающейся пары» (revolute pair) подключаются следующие элементы: поддерживающие 4 и опорные 8 катки, а также ведущее 3 и направляющее 5 колесо. На ведущее колесо 3 подается сигнал, имитирующий крутящий момент, передаваемый от двигателя через трансмиссию. Опорные катки при вращении взаимодействуют с траками 6, воспринимая их возмущение при контакте с дорожной поверхностью. Часть энергии возмущения демпфируется элементами системы поддрессоривания: пружинами 9, амортизаторами 10 с регулируемым усилием на штоке посредством газового аккумулятора 11. Осуществление предварительного натяжения траков регулируется пружинным гидравлическим механизмом натяжения 2. Применен метод с PID-регулированием, который включен в матрицу пространства состояний динамики имитационной модели [21].

Грунт моделируется с помощью источников нулевой скорости вращения. Для удобства редактирования используются табличные формы микропрофиля с шагом 0,1 м. Профиль предстает в виде спектра (рис. 2) и соответствует категории В международного стандарта ISO 8608:2016 [22] – для твердой опорной поверхности низкого качества.

Стандарт определяет классификацию дорог с произвольными профилями на основе спектральной плотности мощности вертикального смещения (PSD) [23], которая описывается аналитическим выражением

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0)(\Omega/\Omega_0)^{-w}, \quad (1)$$

где $G_d(\Omega_0)$ ($\text{м}^3/\text{рад}$) – индекс неровности; w – волнистость; Ω_0 ($\text{рад}/\text{м}$) – эталонная пространственная частота. Основная частота дорожного покрытия увеличивается с ростом модуля упругости поверхностного слоя и эквивалентного модуля упругости и уменьшается с увеличением толщины

поверхностного слоя [24]. Учитывая неровности дорожного покрытия и различные условия эксплуатации, были рассмотрены три экспериментальных варианта дороги (в рамках одной категории) согласно стандарту [21] с имитацией покрытия, что позволило отследить влияние микропрофиля на вибрационные колебания, возникающие в гусеничном ободе, и оценить характеристики поведения траков [25]. Анализ интенсивности вибраций, передаваемых на корпус при контакте гусеничного движителя и опорных катков с неровностями дороги, выполняется посредством моделирования процесса прямолинейного движения с применением существующей имитационной модели. Установлено, что доминирующим источником возмущения является «траковая» частота, формируемая при перекатывании опорного катка по беговой дорожке гусеницы в диапазоне от 0 до 140 Гц (в зависимости от скорости движения машины).

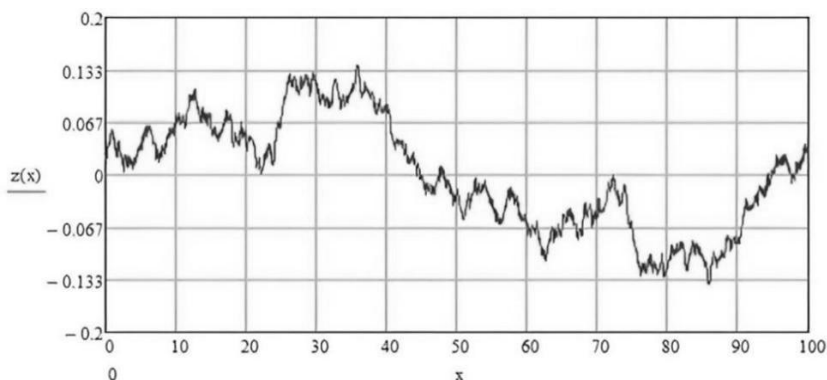


Рис. 2. Спектр высот микропрофиля дороги
Fig. 2. The range of heights of the micro profile of the road

Для оценки вероятности возбуждения резонансных колебаний построена частотная передаточная функция. При этом объектом, принимающим возмущения, является корпус (статус “observer”), а задающим – первый опорный каток (статус “control”). Результат представлен в виде частотной передаточной функции (рис. 3).

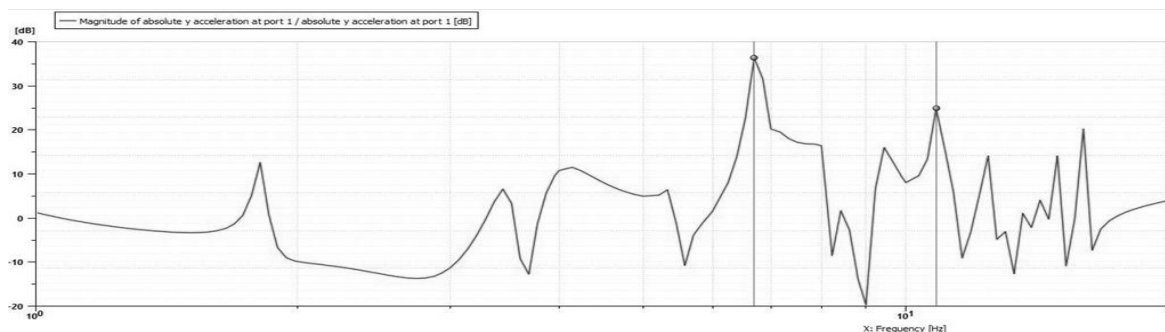


Рис. 3. Частотная передаточная функция возмущений от опорных катков
Fig. 3. Frequency transfer function of disturbances from support rollers

Амплитуда на каждой резонансной частоте соответствует форме колебаний и отражает реакцию инерционных масс модели на возбуждение и учитывает модальные характеристики динамической системы. Резкие пики обычно указывают на слабое демпфирование, в то время как большая ширина зоны усиления подразумевает наличие системы с сильным демпфированием [9]. Установлено, что рассматриваемая конструкция особенно чувствительна к возбуждениям частотой 7...11 Гц.

Исследование процесса вибрационного нагружения технологического оборудования, размещенного на верхнем листе корпуса, проводится следующим образом: к имитационной модели (см. рис. 1) через порты подключается динамическое тело с заданными модальными характеристиками (рис. 4). Таким образом воссоздаются условия, необходимые для анализа жесткости конструкции и определяется диапазон ее собственных частот.

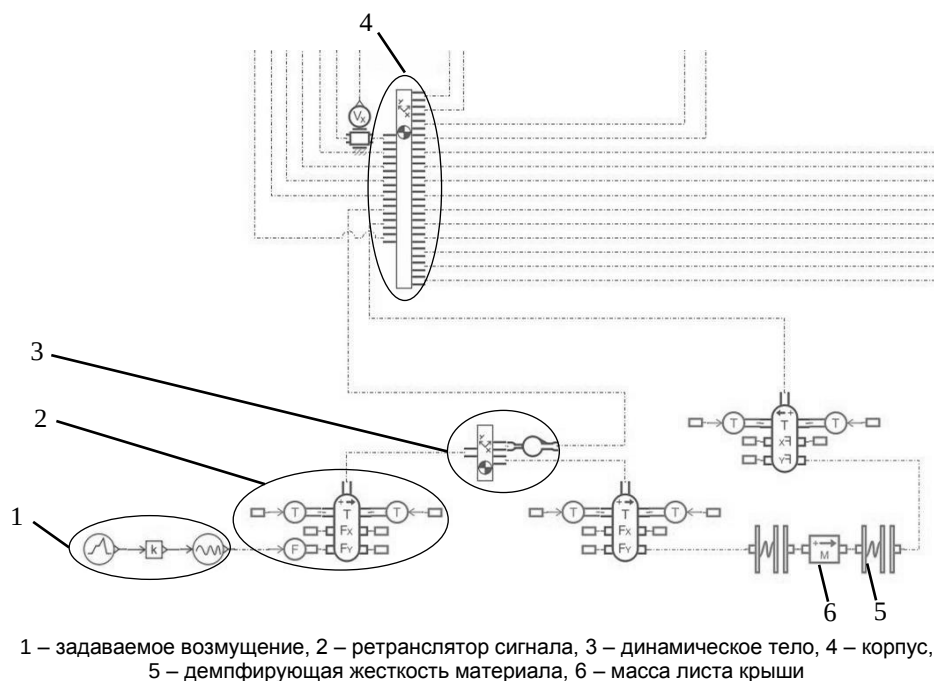


Рис. 4. Имитационная модель взаимодействия динамического тела с корпусом шасси
Fig. 4. Simulation model of dynamic body interaction with chassis body

В процессе работы технологического оборудования возникает некоторое возмущение 1, передаваемое через ретранслятор 2 на динамическое тело 3, влияющее на его структурную устойчивость. Эта нагрузка напрямую передается на массу листа 6, при этом часть кинетической энергии демпфируется, так как крыша имеет некоторую податливость и не является абсолютно жесткой.

Полученные результаты расчета приведены в виде частотной передаточной функции взаимодействия динамического тела и крыши корпуса ТГМ (рис. 5), при этом имеется возможность задавать параметры под конкретные массогабаритные показатели, что делает их предпочтительными для проработки новых вариантов конструкции корпуса ТГМ и верификации разработанных моделей.

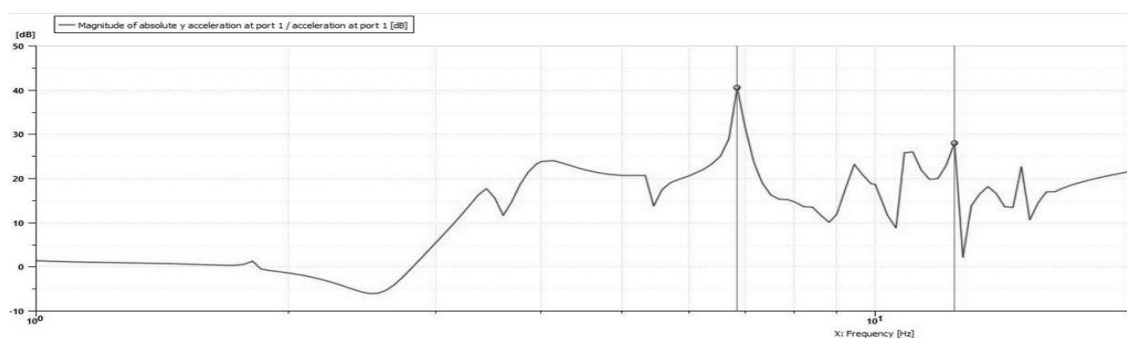


Рис. 5. Частотная передаточная функция взаимодействия динамического тела с корпусом шасси
Fig. 5. Frequency transfer function of dynamic body interaction with chassis body

Структурный анализ твердотельной модели корпуса

Частота колебаний прежде всего зависит от материала, величины воздействия возмущающего фактора и площади возмущенного тела. Отклик колебательной системы на периодическое воздействие внешней силы влечет за собой явление резкого возрастания амплитуды вынужденных колебаний системы, этот фактор может привести к созданию дополнительной вибронагруженности корпусных элементов и приводит к созданию помех в работе оборудования. Для реше-

ния задачи по определению собственных форм и частот колебаний верхнего листа в данном разделе предлагается один из наиболее эффективных методов структурного анализа твердотельной модели – метод конечных элементов.

Конечно-элементное моделирование структуры твердотельной модели может быть описано набором линейных дифференциальных уравнений второго порядка [8], представленных во временной области следующим уравнением:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}, \quad (2)$$

где $\{\ddot{x}(t)\}$, $\{\dot{x}(t)\}$, $\{x(t)\}$ – это $n \times 1$ векторов перемещения, скорости и ускорения, $[M]$, $[C]$, $[K]$ – это $n \times n$ матриц массы, демпфирования и жесткости; $\{f(t)\}$ – это вектор сил возбуждения $n \times 1$. С помощью уравнения (2) модель отклика в частотной области описывается формулой

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\}, \quad (3)$$

где $[H(\omega)] = ([K] - \omega^2[M] + j\omega[C])^{-1}$ называется функцией частотной характеристики, представляющей собой матрицу линейного преобразования $n \times n$ между векторными пространствами конечномерных входных возбуждений и выходных перемещений. Учитывая, что каждый элемент функции описывает реакцию в одной точке на заданное возбуждение в другой точке конструкции, частотная характеристика может быть легко построена либо экспериментально, либо с помощью численного моделирования методом конечных элементов (МКЭ). Матричный метод расчета позволяет выполнять мгновенные вычисления динамики [26].

Построенная FEM-модель корпуса ТГМ (рис. 6) и ее структурный анализ позволили верифицировать результаты предложенной ранее имитационной модели (см. рис. 1). Построение модели с заданными модальными характеристиками, а также ее структурный анализ выполнен на базе программного обеспечения Siemens NX Nastran. Первая форма собственных колебаний для исходного варианта исполнения крыши ТГМ (при частоте: $\lambda_1 = 13,7$ Гц) приведена на рис. 6.

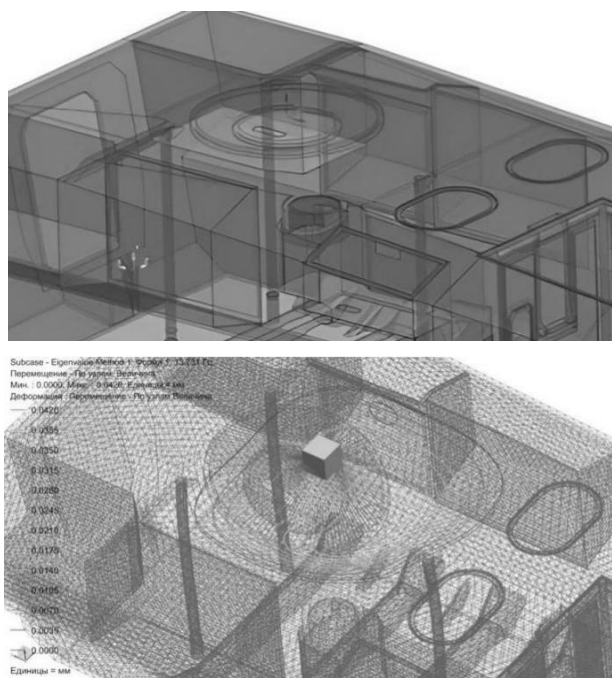


Рис. 6. Исходный вариант исполнения крыши и форма ее собственных колебаний

Fig. 6. The initial design of the roof and the shape of its own vibrations

Близкое совпадение частот возмущения, полученных при твердотельном моделировании (7 и 11 Гц, см. рис. 3 и 5), с первой формой колебаний крыши позволяет прогнозировать возникновение резонансных колебаний вследствие взаимодействия шасси и элементов корпуса ТГМ.

Экспериментальные исследования вибрационных процессов

Эксперимент по определению вибронагруженности проводился в стационарных условиях при заведенном двигателе. С внутренней и наружной стороны крыши (рис. 7) закреплены высокочастотные датчики, регистрирующие показания вибрационного и ударного ускорения в диапазоне частот 0,5–10 кГц в трех плоскостях. Внутри датчик установлен в непосредственной близости от пиллерса. Снаружи датчик жестко крепится к крыше в правой ее части (по ходу движения).



Рис. 7. Установка датчиков на крыше корпуса
Fig. 7. Installing sensors on the roof of the enclosure

С целью имитации процесса вибрационного нагружения листа крыши в процессе стационарного диагностирования выполнялись удары по нескольким местам крыши. Результаты Фурье-преобразования полученных временных зависимостей виброускорений представлены в виде частотного спектра на рис. 8.

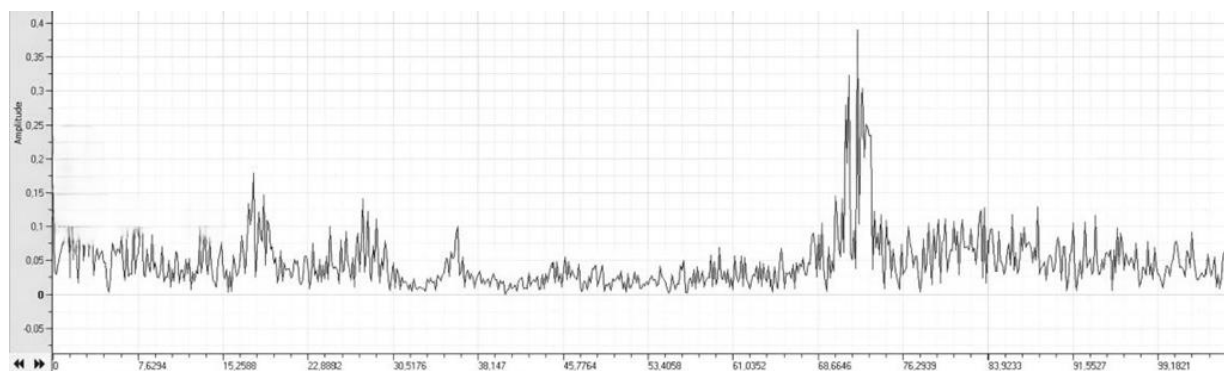


Рис. 8. Регистрация показаний с датчиков по оси Z
Fig. 8. Recording of readings from sensors along the Z axis

Анализ результатов обработки экспериментальных данных показал, что колебания наиболее интенсивны в направлении, перпендикулярном верхнему листу крыши (ось Z), и приводят к созданию изгибающих усилий. При этом установлено близкое соответствие частоты первой формы колебаний крыши корпуса, полученной конечно-элементным моделированием с одним из доминирующих пиков на амплитудно-частотной характеристике, рассчитанной по результатам обработки экспериментальных данных (13–14 Гц). При этом наблюдается повышенная амплитуда колебаний в диапазоне собственных частот элементов корпуса при совпадении с третьей гармоникой двигателя на оборотах $n = 1400$ об/мин ($f = 70$ Гц). Результаты обработки экспериментальных данных позволили верифицировать разработанные модели, спрогнозировать реакцию листа крыши на внешние возмущающие факторы и оценить структурную стабильность элементов корпуса.

Разработка технических предложений

В процессе внесения корректировок в имеющуюся конструкцию было принято решение увеличить жесткость крыши в несколько раз. С этой целью было предложено множество вариантов доработки, например: установка барбета в районе крыши, приварка балочных усилителей переменного и постоянного сечения. Однако наиболее удачным вариантом доработки является установка дополнительных пиллерсов с опорой на борта в районе надгусеничной полки и верхнего листа крыши (рис. 9). Благодаря этому удалось компенсировать линейные перемещения по оси Z.

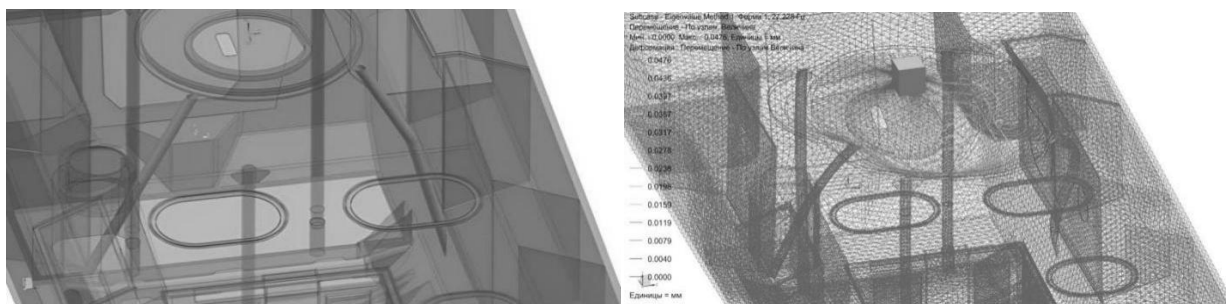


Рис. 9. Предлагаемый вариант повышения жесткости крыши и форма ее собственных колебаний
Fig. 9. The proposed option to increase the rigidity of the roof and the shape of its own vibrations

В результате предлагаемых изменений удалось увеличить жесткость крыши в три раза, при этом частота собственных колебаний крыши увеличилась в два раза и составила $\lambda_2 = 27,2$ Гц, что позволило отстроиться от диапазона вынужденных частот работы технологического оборудования и решить поставленную задачу по обеспечению требуемых характеристик жесткости и виброустойчивости.

Выводы

В процессе исследования разработан комплекс математических моделей для решения задач по определению вибраций корпусных элементов шасси транспортной гусеничной машины, возникающих при контакте гусеничного движителя с поверхностью дороги с заданным микропрофилем, а также при работе высокоточного автономного технологического оборудования с собственными динамическими характеристиками, размещенного на корпусе машины. При выполнении верификации моделей продемонстрирована удовлетворительная точность прогноза фактического поведения шасси ТГМ.

Проведенные экспериментальные исследования позволили верифицировать разработанные модели и предложить научно-обоснованные варианты по доработке имеющейся конструкции, что применимо при создании новых и модернизации существующих образцов современной техники на гусеничной платформе.

Список литературы

1. Piancastelli L., Raboni L., Leon-Cardenas C. Soft terrain CFD simulation for tracked vehicles // Cogent Engineering. 2025. Vol. 12, no. 1. <https://doi.org/10.1080/23311916.2025.2473349>
2. Vardi H., Vantsevich V., Gorsich D. Heavy Tracked Vehicles: Preliminary Design for Mobility // SAE Technical Paper. 2025. no. 2025-01-8337. <https://doi.org/10.4271/2025-01-8337>
3. Generation mechanism and control of high-frequency vibration for tracked vehicles / P. Wang, X. Rui, F. Liu et al. // International Journal of Mechanical System Dynamics. 2023. Vol. 3, no. 2. P. 95–182.
4. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Стабилизация движения быстроходной гусеничной машины. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2012. 62 с.
5. Чобиток В.А. Теория движения танков и БМП. М.: Военное изд-во Министерства обороны СССР, 1984. 266 с.
6. Романченко М.К. Вибрационная защита // Технические науки в России и за рубежом: материалы II Междунар. науч. конф. (г. Москва, ноябрь 2012 г.). М.: Буки-Веди, 2012. С. 131–133.
7. Артеменко Е.М. Совершенствование виброизоляции силовых агрегатов для снижения динамических нагрузок корпуса гусеничных машин: дис. ... канд. техн. наук. Барнаул, 2004. 22 с.

8. Mezyk A., Kciuk S., Klein W. Modelling and investigation of dynamic parameters of tracked vehicles // *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2011. Vol. 15, no. 4. P. 115–130.
9. Zafer N., Aybar U. Vibration Analysis and Optimization of a Tracked Armored Vehicle // *J. Vib. Eng. Technol.* 2023. Vol. 11. P. 3177–3184.
10. Numerical Prediction of Ride Comfort of Tracked Vehicle Equipped with Novel Flexible Road Wheels / Y. Deng, Z. Wang, Y. Zhao et al. // *Chin. J. Mech. Eng.* 2024. Vol. 37. P. 85.
11. Sacka M.L. A systems engineering approach to improving vehicle NVH attribute management: Master's Thesis. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2008.
12. Imregun M., Visser W.J., Ewins D.J. Finite element model updating using frequency response function data – I. Theory and initial investigation // *Mech. Syst. Signal Process.* 1995. Vol. 9, no. 2. P. 187–202. <https://doi.org/10.1006/mssp.1995.0015>
13. Hönlinger M., Glauch Y., Steger G. Modelling and simulation in the design process of Armored vehicles // *RTO AVT Symp. on reduction of military vehicle acquisition time and cost through advanced modelling and virtual simulation*. 2002.
14. Wang X. Vehicle noise and vibration refinement. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010.
15. Analysis of the Vibration Characteristics of a Moving Tracked Vehicle Considering the Power-train Magnetorheological Damping System / Y. Tao, X. Rui, F. Liu et al. // *Appl. Sci.* 2025. Vol. 15. P. 8997. <https://doi.org/10.3390/app15168997>
16. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body / W. Sun, J. Zhou, D. Gong, T. You // *Adv. Mech. Eng.* 2016. Vol. 8, no. 4. P. 1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814016643640>
17. Khan A.M., Khalil M.S., Azad M.M. Estimation of Vibration-Induced Fatigue Damage in a Tracked Vehicle Suspension Arm at Critical Locations Under Real-Time Random Excitations // *Machines*. 2025. Vol. 13. P. 257. <https://doi.org/10.3390/machines13040257>
18. Xin-yong Q., Ying J., Cheng G. Vibration Response and Evaluation Method of High-Speed Tracked Vehicles Driving Off-Road // *Shock and Vibration*. 2022. <https://doi.org/10.1155/2022/2866236>
19. Gocer I., Baslamisli S.C. A Slip-Based Model Predictive Control Approach for Trajectory Following of Unmanned Tracked Vehicles // *Machines*. 2025. Vol. 13. P. 817. <https://doi.org/10.3390/machines13090817>
20. Wasfy T., O’Kins J., Ryan D. Experimental Validation of a Multibody Dynamics Model of the Suspension System of a Tracked Vehicle // *SAE Technical Paper*. 2024. no. 2024-01-3312. <https://doi.org/10.4271/2024-01-3312>
21. Jakati A., Banerjee S., Chidambaram J. Development of Mathematical Models, Simulating Vibration Control of Tracked Vehicle Weapon Dynamics // *Defence Science Journal*. 2017. Vol. 67, no. 4. P. 465. <http://dx.doi.org/10.14429/dsj.67.11532>
22. ISO 8608:2016. Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data. 2016.
23. Múčka P. Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis // *Journal of Testing and Evaluation*. 2018. Vol. 46, no. 1. P. 405–418.
24. Liu X., Zhang X. A new load bearing capacity assessment method of the road pavement based on surface strain and the spectrum of the acceleration // *SN Appl. Sci.* 2024. Vol. 5. P. 169.
25. Li Y., Su Y., Zhou X. et al. Trajectory Tracking Based on Pure Pursuit Control for Unmanned Tracked Vehicle Considering Track Slipping Characteristics // *Int. J. Automot. Technol.* 2025. <https://doi.org/10.1007/s12239-025-00329-2>
26. Miao Y., Wang G., Rui X. Dynamics modeling, simulation, and optimization of vibration characteristics of the tracked vehicle system // *Journal of Vibration and Control*. 2021. Vol. 27, no. 21–22. P. 2451–2465. <https://doi.org/10.1177/1077546320961694>

References

1. Piancastelli L., Raboni L., Leon-Cardenas C. Soft terrain CFD simulation for tracked vehicles. *Cogent Engineering*, 2025, vol. 12, no. 1. <https://doi.org/10.1080/23311916.2025.2473349>.

2. Vardi H., Vantsevich V., Gorsich D. Heavy Tracked Vehicles: Preliminary Design for Mobility. *SAE Technical Paper*, 2025. no. 2025-01-8337. <https://doi.org/10.4271/2025-01-8337>.
3. Wang P., Rui X., Liu F., Wang G., Yu H., He B., Gu J. Generation mechanism and control of high-frequency vibration for tracked vehicles. *International Journal of Mechanical System Dynamics*, 2023, vol. 3, no. 2, pp. 95–182.
4. Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A. *Stabilizatsiya dvizheniya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny* [Stabilization of high-speed tracked vehicle motion]. Kurgan, 2012. 62 p.
5. Chobitok V.A. *Teoriya dvizheniya tankov i BMP* [Theory of motion of tanks and infantry fighting vehicles]. Moscow, 1984. 266 p.
6. Romanchenko M.K. Vibration protection. *Technical Sciences in Russia and Abroad: Proceedings of the II International Scientific Conference (Moscow, November 2012)*. Moscow, 2012, pp. 131–133. (In Russ.)
7. Artemenko E.M. *Sovershenstvovanie vibroizolyatsii silovykh agregatov dlya snizheniya dinamicheskikh nagruzok korpusa gusenichnykh mashin* [Improvement of vibration isolation of power units to reduce dynamic loads on the hull of tracked vehicles]. Cand. Eng. Sci. diss. Barnaul, 2004. 22 p.
8. Mezyk A., Kciuk S., Klein W. Modelling and investigation of dynamic parameters of tracked vehicles. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 2011, vol. 15, no. 4, pp. 115–130.
9. Zafer N., Aybar U. Vibration Analysis and Optimization of a Tracked Armored Vehicle. *J. Vib. Eng. Technol*, 2023, vol. 11, pp. 3177–3184.
10. Deng Y., Wang Z., Zhao Y. et al. Numerical Prediction of Ride Comfort of Tracked Vehicle Equipped with Novel Flexible Road Wheels. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2024, vol. 37, p. 85.
11. Sacka M.L. *A systems engineering approach to improving vehicle NVH attribute management*. Master's Thesis. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2008.
12. Imregun M., Visser W.J., Ewins D.J. Finite element model updating using frequency response function data – I. Theory and initial investigation. *Mech. Syst. Signal Process.* 1995, vol. 9, no. 2, pp. 187–202. <https://doi.org/10.1006/mssp.1995.0015>.
13. Hönlinger M., Glauch Y., Steger G. Modelling and simulation in the design process of Armored vehicles. *RTO AVT Symp. on reduction of military vehicle acquisition time and cost through advanced modelling and virtual simulation*, 2002. Available at: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/p014190.pdf> (accessed 13 Mar. 2022).
14. Wang X. *Vehicle noise and vibration refinement*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010.
15. Tao Y., Rui X., Liu F., Shan J., Zhang J. Analysis of the Vibration Characteristics of a Moving Tracked Vehicle Considering the Powertrain Magnetorheological Damping System. *Appl. Sci.*, 2025, vol. 15, p. 8997. <https://doi.org/10.3390/app15168997>.
16. Sun W., Zhou J., Gong D., You T. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Adv. Mech. Eng.*, 2016, vol. 8, no. 4, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814016643640>.
17. Khan A.M., Khalil M.S., Azad M.M. Estimation of Vibration-Induced Fatigue Damage in a Tracked Vehicle Suspension Arm at Critical Locations Under Real-Time Random Excitations. *Machines*, 2025, vol. 13, p. 257. <https://doi.org/10.3390/machines13040257>.
18. Xin-yong Q., Ying J., Cheng G. Vibration Response and Evaluation Method of High-Speed Tracked Vehicles Driving Off-Road. *Shock and Vibration*, 2022. <https://doi.org/10.1155/2022/2866236>.
19. Gocer I., Baslamisli S.C. A Slip-Based Model Predictive Control Approach for Trajectory Following of Unmanned Tracked Vehicles // *Machines*, 2025, vol. 13, p. 817. <https://doi.org/10.3390/machines13090817>.
20. Wasfy T., O’Kins J., Ryan D. Experimental Validation of a Multibody Dynamics Model of the Suspension System of a Tracked Vehicle. *SAE Technical Paper*, 2024. no. 2024-01-3312. <https://doi.org/10.4271/2024-01-3312>.
21. Jakati A., Banerjee S., Chidambaram J. Development of Mathematical Models, Simulating Vibration Control of Tracked Vehicle Weapon Dynamics. *Defence Science Journal*, 2017, vol. 67, no. 4, p. 465. <https://doi.org/10.14429/dsj.67.11532>.
22. ISO 8608:2016. *Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data*, 2016.

23. Múčka P. Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis. *Journal of Testing and Evaluation*, 2018, vol. 46, no. 1, pp. 405–418.
24. Liu X., Zhang X. A new load bearing capacity assessment method of the road pavement based on surface strain and the spectrum of the acceleration. *SN Appl. Sci.*, 2024, vol. 5, p. 169.
25. Li Y., Su Y., Zhou X. et al. Trajectory Tracking Based on Pure Pursuit Control for Unmanned Tracked Vehicle Considering Track Slipping Characteristics. *Int. J. Automot. Technol.*, 2025. <https://doi.org/10.1007/s12239-025-00329-2>.
26. Miao Y., Wang G., Rui X. Dynamics modeling, simulation, and optimization of vibration characteristics of the tracked vehicle system. *Journal of Vibration and Control*, 2021, vol. 27, no. 21–22, pp. 2451–2465. <https://doi.org/10.1177/1077546320961694>.

Информация об авторах

Баранов Евгений Алексеевич, аспирант, Курганский государственный университет, Курган, Россия; evgeniy_baranov_2000@mail.ru

Абдулов Сергей Владимирович, канд. техн. наук, доцент, Курганский государственный университет, Курган, Россия; sincopa2004@mail.ru

Тараторкин Игорь Александрович, главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; ig_tar@mail.ru

Держанский Виктор Борисович, ведущий научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; dvb_47@mail.ru

Трусевич Илья Александрович, научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; trilal@bk.ru

Information about the authors

Evgeny A. Baranov, PhD student, Kurgan State University, Kurgan, Russia, evgeniy_baranov_2000@mail.ru

Sergey V. Abdulov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kurgan State University, Kurgan, Russia; sincopa2004@mail.ru

Igor A. Taratorkin, Chief Researcher, Head of the Department of Mechanics of Transport Vehicles, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; ig_tar@mail.ru

Viktor B. Derzhansky, Leading Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; dvb_47@mail.ru

Ilya A. Trusevich, Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; trilal@bk.ru

Статья поступила в редакцию 25.11.2025; принята к публикации 20.01.2026.

The article was submitted 25.11.2025; accepted for publication 20.01.2026.