

Тараторкин Алексей Игоревич

**МЕТОД СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ВИБРАЦИОННОЙ  
НАГРУЖЕННОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН  
ПУТЕМ СТАБИЛИЗАЦИИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ  
ПРОЦЕССОВ В ДВИЖИТЕЛЕ**

Специальность 2.5.11 - Наземные транспортно-технологические средства и  
комплексы

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск – 2026

Работа выполнена в Акционерном обществе «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган

Научный руководитель: **Сарач Евгений Борисович**,  
доктор технических наук, профессор, профессор  
кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и  
мобильные роботы» ФГАОУ ВО «Московский  
государственный технический университет  
им. Н.Э. Баумана», г. Москва.

Официальные оппоненты: **Горобцов Александр Сергеевич** – доктор  
технических наук, с.н.с., заведующий кафедрой  
«Высшая математика» ФГБОУ ВО  
«Волгоградский государственный технический  
университет, г. Волгоград.

**Перевозчиков Юрий Анатольевич** – кандидат  
технических наук, начальник отдела научно-  
технического развития Акционерного общества  
«Уральское конструкторское бюро транспортного  
машиностроения», г. Нижний Тагил.

Ведущая организация: Акционерное общество «Всероссийский научно-  
исследовательский институт транспортного  
машиностроения», г. Санкт-Петербург.

Защита состоится «23» сентября 2026 г. в 13:30 часов на заседании  
диссертационного совета 24.2.437.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский  
государственный университет (НИУ)» по адресу 454080, г. Челябинск, пр. им.  
В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351) 267-93-06, e-mail: dc242437  
09@mail.ru.

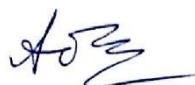
Отзывы на автореферат в одном экземпляре, заверенные печатью  
учреждения, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им.  
В.И. Ленина, 76, Ученый совет.

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-  
Уральского государственного университета и на его официальном сайте  
<https://www.susu.ru/ru/dissertation/24243709-d-21229809/taratorkin-aleksey-igorevich>

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2026 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета 24.2.437.09,

д.т.н., доцент



А.А. Абызов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Обеспечение требуемого уровня надежности быстроходных гусеничных машин (БГМ) высокой проходимости ограничивается рядом динамических явлений, возникающих в гусеничном движителе и приводящих к значительным нагрузкам и снижению долговечности элементов конструкции, а в отдельных случаях к их мгновенному разрушению. Одним из таких сложных и недостаточно изученных явлений являются поперечные колебания в ветвях гусеницы, сопровождающиеся значительными амплитудами перемещений траков, что приводит к нарушению устойчивости колебательных процессов в обводе, вызывает значительные динамические нагрузки в элементах конструкции гусеничного движителя (ГД), является причиной сбрасывания гусениц с ведущего или направляющего колес и, в отдельных случаях, приводит к «захвату» гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса как при носовом, так и кормовом его расположении.

Другим недостаточно исследованным эффектом, возникающим при движении машины по твердой опорной поверхности (скалистые горные дороги, бетонные или обледенелые трассы), и оказывающим существенное влияние на динамические процессы взаимодействия опорного катка и звенчатой беговой дорожки гусеницы является высокочастотное вибрационное нагружение на «траковых» частотах с амплитудами, в отдельных случаях превышающими статическую нагрузку на каток. Применение обрешиненных беговых дорожек и резино-металлических шарниров существенно усложняет процесс формирования динамических высокочастотных нагрузок в следствие нелинейного характера взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы, что приводит к параметрическим резонансным колебаниям и температурным перегрузкам. Кроме того, в результате повышенного вибрационного нагружения выходят из строя не только элементы конструкции гусеничного движителя и системы подрессоривания, но и различное оборудование, устанавливаемое на базовом шасси. При этом фактический ресурс гусениц, опорных и поддерживающих катков, ведущих и направляющих колес снижается и становится в разы ниже чем у большинства остальных агрегатов и узлов машины. В условиях абразивного воздействия грунта гарантийный ресурс этих элементов как правило не превышает 6 ... 8 тыс. км. В настоящее время острота данного положения обусловлена существенным увеличением скоростей движения машин, изменением компоновочных решений, созданием роботизированных и беспилотных комплексов на гусеничном ходу.

Таким образом, дальнейшее изучение колебательных процессов в ГД и создание научных методов, направленных на стабилизацию и обеспечение устойчивости динамических и вибрационных процессов, является **актуальной задачей** как при разработке опытных образцов гусеничных машин, так и при модернизации существующих.

**Целью** является снижение динамической и вибрационной нагруженности быстроходной гусеничной машины, направленное на повышение надежности, путем стабилизации динамических процессов в движителе.

Достижение поставленной цели реализовано решением следующих **задач**:

1) разработана имитационная модель в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел, позволяющая учитывать влияние внешних и внутренних силовых факторов на модальные характеристики ветвей гусеничного обвода при исследовании динамического процесса поперечных и продольных колебаний гусеничного обвода БГМ.

2) разработан метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода БГМ с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом.

3) разработан комплекс математических моделей для исследования динамического процесса возбуждения высокочастотных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности:

- модели расчета МКЭ для определения жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной ленты при движении по твердым грунтам с различными характеристиками;

- математическая модель для описания параметрических колебаний опорного катка при движении гусеничных машин по твердой опорной поверхности.

4) разработан метод исключения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных масс ГД при движении по твердой опорной поверхности посредством оценки устойчивости динамической системы по диаграмме Айнса-Стретта и ее обеспечения регулированием глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков со звенчатой беговой дорожкой гусениц.

5) разработана имитационная модель для получения частотных передаточных функций вертикальных колебаний от неподрессоренных масс к корпусу машины и специальному технологическому оборудованию, устанавливаемому (на) в нем, отличающаяся от общепринятых моделей учетом пути распространения вибраций через параллельные жесткие связи по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование».

6) проведен комплекс экспериментальных исследований динамических процессов в ГД при ходовых испытаниях образцов быстроходных гусеничных машин объектов исследования, осуществлена верификация и валидация разработанных математических моделей.

7) обоснованы конструкторско-технологические решения по совершенствованию конструкции ходовой части объектов исследования для исключения эффекта «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом и возникновения параметрических резонансных колебаний неподрессоренных

масс при движении по твердой опорной поверхности, обеспечивающие снижение динамической нагруженности элементов конструкции ГД.

**Объектами исследования** являются опытные образцы быстроходных гусеничных машин – семикатковая с носовым расположением ведущего колеса и шестикатковая с кормовым расположением ведущего колеса, оснащенные гусеничным движителем с параллельным резино-металлическим шарниром.

**Предмет исследования** – взаимосвязи и закономерности взаимного влияния конструктивных параметров элементов гусеничного движителя с уровнем динамической нагруженности и устойчивости колебательных процессов в ветвях гусеничного обвода.

**Научную новизну результатов работы составляют:**

- математическая (имитационная) модель движения гусеничной машины, отличающаяся возможностью исследования влияния успокоителя на динамические процессы в гусеничном движителе с учетом звенчатости гусеницы и упругодемпфирующего взаимодействия между траками. Наличие данной модели позволило разработать метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода машины с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом;

- математическая модель нелинейного упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы при движении машины по твердому опорному основанию, отличающаяся возможностью учета переменной по длине трака жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной ленты, описывающая возбуждение параметрических резонансных колебаний;

- частотная имитационная модель быстроходной гусеничной машины, отличающаяся от общепринятых моделей учетом пути распространения вибраций через параллельные жесткие связи по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование», позволяющая исследовать высокочастотные резонансы подрессоренной массы, возникающие вследствие динамического нагружения опорных катков, и оценить эффективность распространения вибраций от неподрессоренных масс к специальному технологическому оборудованию, установленному на (в) корпусе машины;

- метод исключения высокочастотных резонансных колебаний опорных катков путем обеспечения устойчивости динамической системы за счет выбора рационального значения глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков со звенчатой беговой дорожкой гусениц посредством оценки устойчивости по диаграмме Айнса-Стретта.

**Достоверность и обоснованность** научных положений, выводов и результатов обуславливаются использованием фундаментальных уравнений механики и теории колебаний; используемых методов нелинейной теории колебаний, основанных на фундаментальных исследованиях иностранных и

отечественных ученых; обоснованностью допущений, принятых при подготовке математических моделей; сходимостью результатов имитационного моделирования динамики системы с данными, полученными при экспериментальном исследовании.

**Практическая ценность исследования заключается:**

- в разработанном и программно-аппаратно реализованном методе экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода на основе технологии компьютерного зрения с применением алгоритма Лукаса-Канаде для анализа оптического потока;

- в программно-аппаратно реализованном методе определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, математических алгоритмов избирательной фильтрации и интегрирования результатов измерений. Метод позволяет существенно сократить сроки обработки статистических данных микропрофиля пути реальных трасс;

- в разработанных практических рекомендациях применительно к объекту исследования – семикатковой гусеничной машине, по снижению динамической нагруженности элементов конструкции гусеничного движителя, исключая такие явления как «захват» свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса и «сброс» гусеницы при поперечных колебаниях ветвей гусеничного обвода;

- в разработанных практических рекомендациях по снижению динамической и тепловой нагруженности опорных катков, а также вибронгруженности элементов конструкции машины и специального технологического оборудования применительно к объектам исследования путем снижения глубины модуляции параметрической жесткости упругого взаимодействия шины опорных катков с траками гусеницы с «зигзагообразным» перекрытием, исключая параметрический резонанс.

**Реализация результатов работы:** Результаты работы использованы АО «СКБМ» при выполнении опытно конструкторских работ по доводке конструкции движителей модернизируемых и перспективных образцов гусеничных машин. При выполнении опытно-конструкторских работ реализованы технические предложения по повышению надежности и долговечности гусеничного движителя (патент РФ на изобретение №2813388). Метод экспериментального исследования динамики движения элементов конструкции гусеничного обвода на основе технологии компьютерного зрения разработанный автором, а также прибор для измерения температуры массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин (патент РФ на ПМ №141139) используется в АО «СКБМ» при проведении ходовых испытаний.

Результаты работы использованы так же в учебном процессе подготовки специалистов по направлению 23.05.02 в Курганском государственном университете.

**На защиту выносятся:** имитационная модель движения быстроходной гусеничной машины с подробным описанием гусеничного обвода; математическая модель нелинейного упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы при движении машины по твердому опорному основанию; частотная имитационная модель быстроходной гусеничной машины; метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода; метод исключения высокочастотных резонансных колебаний опорных катков.

**Личный вклад** соискателя заключается в выполнении обзора по теме исследования, формировании идеологии исследования, обосновании способов и решении поставленных задач, получении основных научных результатов и непосредственном участии в экспериментальных исследованиях.

#### **Апробация работы.**

Основные положения и материалы работы докладывались и обсуждались: на FISITA 2021 World conference – Прага 2022; на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» - Севастополь 2021; на Международном Автомобильном Научном Форуме «Наземные инновационные транспортные средства с низким углеродным следом» - Москва 2021; на XXVI, XXVII, XXVIII Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» - Санкт-Петербург 2023, 2024, 2025 гг.; на X, XI и XII Международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении» - Минск 2023, 2024, 2025; на XV Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых «Развитие научной, творческой и инновационной деятельности молодежи» - Курган, декабрь 2023; на 78-й научной конференции Южно-Уральского государственного университета, апрель 2026.

**Публикации по теме диссертации.** По материалам диссертации опубликовано 13 научных работ общим объемом 1,5 п.л., в том числе 10 статей, из них по списку, рекомендованному ВАК РФ – 3, один патент на полезную модель и два патента на изобретения.

**Структура работы.** Диссертация в своём составе имеет введение, четыре главы, список использованных источников и приложения. Работа изложена на 155 страницах основного машинописного текста, содержит 59 рисунков, 8 таблиц, три приложения. Список литературы включает в себя 86 источников.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, дана краткая характеристика состояния проблемы, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна и основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** приводится обзор работ, посвященных исследованию динамической нагруженности ГД БГМ, анализируются методы аналитического и экспериментального исследования процессов в ветвях ГД, приводится анализ наиболее значимых результатов отечественных и зарубежных авторов в той или иной степени реализовавших перечисленные выше подходы при создании математических, имитационных моделей, позволяющих с разной степенью эффективности исследовать динамику рассматриваемых в диссертационной работе процессов в ГД. В большей степени отмечены труды ученых М.К. Кристи, Н.А. Забавникова, Л.В. Сергеева, В.Ф. Платонова, П.П. Исакова, Г.О. Котиева, И.Я. Березина, Вонга, Беккера. Теория колебаний распределенных систем, лежащих в основе моделей описывающих поведение ветвей гусеничного обвода развита такими учеными как Тимошенко С.П. и Светлицкий В.А. Отмечается, что основные вопросы, связанные с динамикой ГД подробно освещены в работах ведущих научных школ таких как академия БТВ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, АО «ВНИИТрансмаш», ЮУрГУ, в 21 и 38 НИИИ МО РФ, АО «СКБМ», АО «Метровагонмаш, АО «Уралвагонзавод» и др.

На основании анализа работ сделаны выводы, что на сегодняшний день не существует математических моделей, адекватно описывающих основные закономерности процесса формирования продольных и поперечных колебаний в ГД с учетом особенностей конструкции и функционирования ветвей гусеничного обвода с обоснованной степенью детализации; не достаточно исследовано такое явление, как возникновение параметрических резонансных колебаний опорных катков при движении по твердым грунтам; требуется дальнейшее развитие динамических моделей подрессоривания корпуса БГМ для оценки вибронгруженности в диапазоне «траковых» частот, с учетом так называемых «жестких» связей в параллельном пути распространения вибраций.

В конце главы, на основе выполненного анализа сформулированы цель и задачи диссертационного исследования, решение которых необходимо для ее достижения.

**Во второй главе** представлены результаты теоретического исследования динамических процессов в гусеничном движителе БГМ.

Для решения частной задачи исследования динамических процессов поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода БГМ при носовом расположении ведущего колеса была рассмотрена расчетная схема динамической системы как упругого инерционного стержня при учете возмущающих факторов в виде инерционных динамических нагрузок на свободную ветвь гусеницы, формируемых микропрофилем грунта. В данной модели частоты свободных колебаний ветви определяется зависимостью:

$$\omega = \sqrt{a^2 \left(\frac{\pi k}{L}\right)^2 + \frac{C}{m_0}}, \quad \text{где } \left(a = \sqrt{\frac{EJ \cdot 9,81}{q} \cdot K}\right). \quad (1)$$

где  $k$  - порядок гармоник, зависит от количества траков, укладываемых на длине свободной ветви;  $C$  – поперечная жесткость гусеницы, определяемая

как отношение веса свободной ветви гусеницы к «стреле провисания» и зависящая от текущей длины и силы натяжения ветви;  $m_0$  – масса свободной ветви гусеницы;  $a$  – скорость распространения поперечной волны;  $EJ$  – изгибная жесткость ветви с равно распределенными параметрами;  $q$  – вес единицы длины гусеницы;  $K$  – волновое число, зависящее от граничных условий и значения круговой частоты соответствующей формы колебаний.

При наезде первым опорным катком на неровность микропрофиля длина свободной ветви может увеличиться в 1,2 ... 1,4 раза, при этом очевидно снижение растягивающего усилия в свободной ветви  $T$ , что приводит к изменению значения параметра  $a$  (скорость распространения волны) и, как следствие, к значительному уменьшению собственных частот колебаний. На Рис. 1 приведен результат модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви. Данный результат объясняет эффект «захвата» гусеницы ведущим колесом.

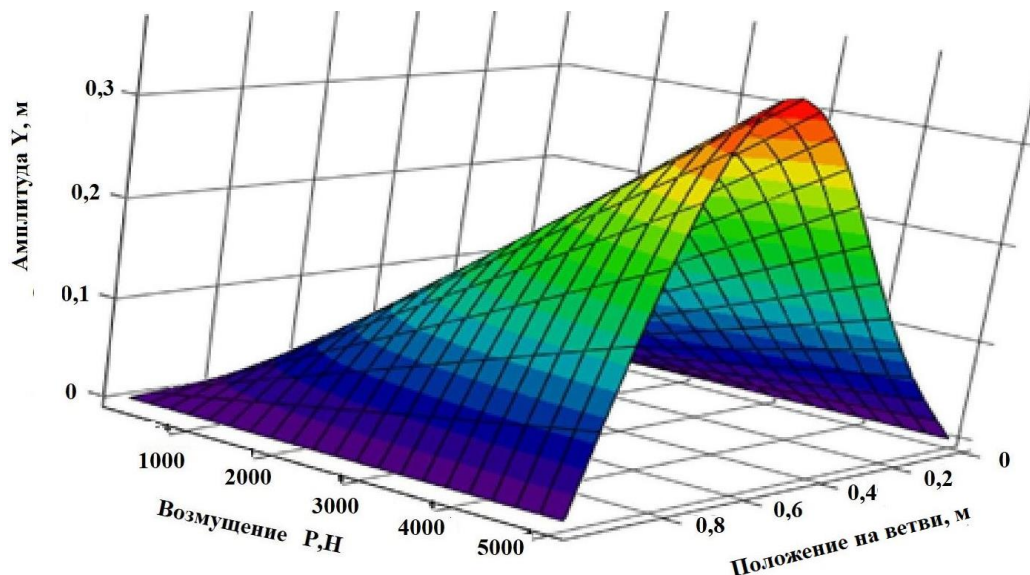


Рис. 1. Результаты модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви

Для учета неопределённости растягивающих усилий, зависящих не только от характера взаимодействия машины с грунтом, но также, в общем случае, и от процессов, происходящих в моторно-трансмиссионной установке и формирующих тяговое усилие на гусеницах, разработана имитационная модель гусеничного движителя в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел, позволяющая учитывать влияние внешних и внутренних силовых факторов на модальные характеристики ветвей гусеничного обвода различных объектов исследования. Трех осевая пространственная модель гусеничной машины состоит из собственно гусеничной машины, элементов ходовой части и двух гусеничных подсистем. Подсистема машины включает в

себя корпус, звездочки (ведущие колеса), опорные катки, балансиры, направляющие колеса с натяжными устройствами, поддерживающие катки и элементы подвески, состоящие из торсионов и амортизаторов. Подсистема гусеницы состоит из попеременно соединенных траков и пальцев гусеницы. Связь между траками реализуется шарнирными элементами, обладающими радиальной и угловой податливостью. Валидация разработанной модели выполнена на основе сопоставления амплитудных и частотных параметров, характеризующих динамику ветвей гусеничного обвода, полученных при выполнении вычислительного эксперимента и при проведении ходовых испытаний объекта исследований – опытного образца БГМ. Расхождение между экспериментальными и расчётными параметрами (амплитудами и частотами колебаний) не превышает 10 %. Визуализация результатов моделирования и эксперимента представлена на Рис. 2.

Разработанная имитационная модель позволяет исследовать динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода с учетом расположения ведущих колес в носовой или кормовой частях машины, допускает существенное развитие с целью учета новых факторов, действующих в элементах конструкции ГД и машины в целом.

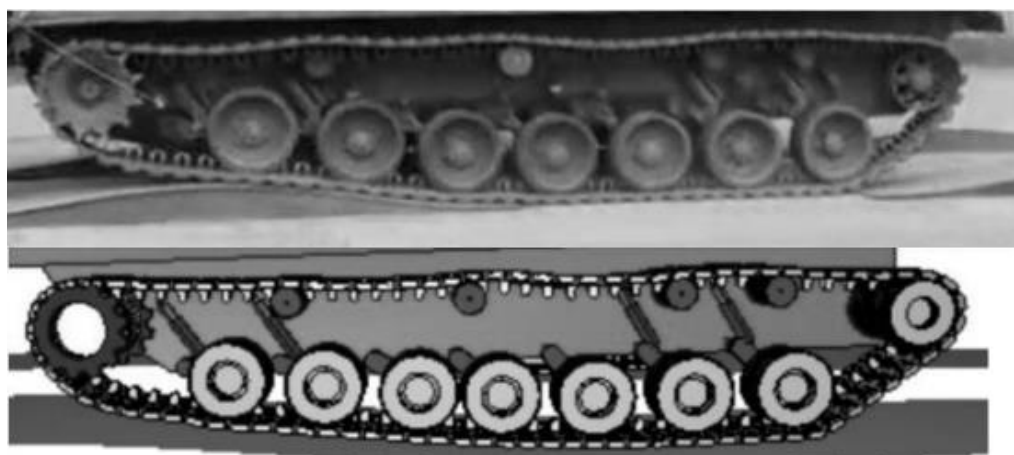


Рис. 2. Визуализация результатов натурного эксперимента (сверху) и моделирования (снизу) при преодолении типовой неровности

Для теоретического исследования высокочастотных колебаний неподрессоренных масс БГМ массой 18 т. использовалась математическая модель в форме дифференциального уравнения Матье с методом определения областей неустойчивости на плоскости параметров диаграммы Айнса-Стретта (Рис.3).

Как следует из анализа рисунка на скоростях движения от 16,0 ... 17,7 км/ч до 23,0 ... 25,0 км/ч опорный каток (неподрессоренная масса) находится в зоне параметрического резонанса, что и является одной из основных причин высокой динамической и тепловой нагруженности шины опорного катка.

Для исключения данного явления эффективным и единственным способом является снижение глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия

опорного катка с беговой дорожкой гусеницы (параметр  $h$ ), которое достигается смещением плитц или полуплитц траков относительно друг друга, а также регулированием толщины резинового слоя на различных участках внутренней поверхности трака (в случае обрезиненной беговой дорожки).

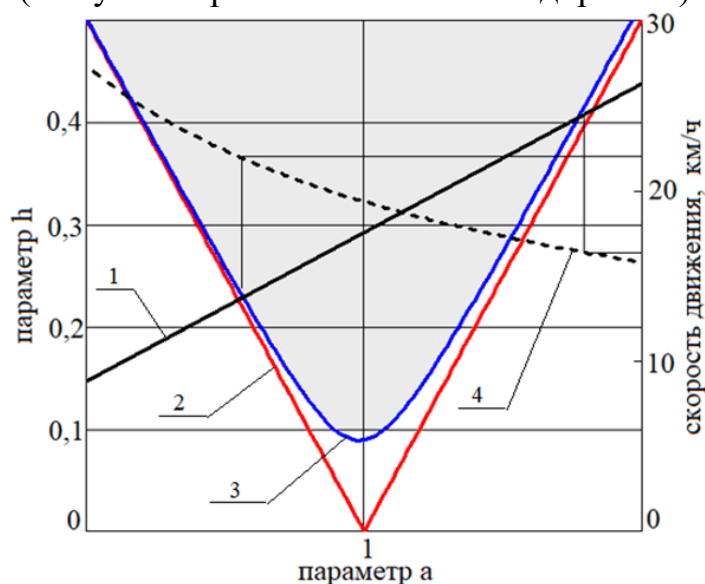


Рис. 3. Анализ устойчивости системы без учета и с учетом диссипативных сил: 1 – текущая зависимость параметра глубины модуляции переменной жесткости от параметра  $a$ ; 2 – граница зоны устойчивости без учета диссипативных сил; 3 – граница зоны устойчивости с учетом диссипативных сил; 4 – скорость движения БГМ.

Для оценки влияния переменной жесткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеницы на динамическую и тепловую нагруженность опорного катка и его шины разработана математическая модель, учитывающая параметрические колебания неподрессоренной массы опорного катка, а также включающая в себя блок расчета температуры массивной шины для установившегося теплового режима на заданной скорости  $V$ :

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{Z}_{\text{HM}} &= \frac{-C_{\text{HM}} \cdot (t, Z_{\text{HM}}) \cdot [1 - \mu \cdot \sin(\omega(t) \cdot t)] \cdot Z_{\text{HM}} - b_{\text{ш}} \cdot (\dot{Z}_{\text{HM}}) + P_{\text{ст}}}{m_{\text{HM}}} \\ t_{\text{ш}} &= t_{\text{возд}} + \frac{0.181 \cdot \psi \cdot V \cdot P_{\text{ш}}^{1.426} \cdot \sqrt[3]{H_{\text{ш}}}}{\sqrt[6]{D_{\text{ш}}^5} \cdot \sqrt{B_{\text{ш}}} \cdot \sqrt{E_p} \cdot \alpha \cdot F_{\text{ш}}} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где  $\ddot{Z}_{\text{HM}}$ ,  $\dot{Z}_{\text{HM}}$ ,  $Z_{\text{HM}}$  – ускорение, скорость и перемещение не поддрессоренной массы (опорного катка);  $C_{\text{HM}}$  – среднее значение жесткости упругого взаимодействия шины катка с беговой дорожкой гусеницы;  $a$  – амплитуда перемещения катка при прокатывании по беговой дорожке гусеницы;  $m_{\text{HM}}$  – не поддрессоренная масса, включающая в себя массу катка, ступицы с подшипниковым узлом и трети массы стебля балансира;  $\mu$  – глубина модуляции жесткости упругого взаимодействия шины катка с беговой дорожкой гусеницы;  $b_{\text{ш}}$  – коэффициент диссипации массивной шины;  $P_{\text{ст}}$  – статическая нагрузка на

опорный каток;  $\omega(t)$  – круговая («траковая») частота, зависящая от скорости движения машины;  $V$  – скорость БГМ;  $\psi$  – коэффициент внутреннего трения резины;  $\omega$  -  $F_{ш}$ ,  $H_{ш}$ ,  $D_{ш}$ ,  $B_{ш}$ , – геометрические параметры катка и шины;  $P_{ш}$  – нагрузка на шину, учитывающая влияние переменной составляющей при высокочастотных колебаниях;  $\alpha$  - эквивалентный коэффициент теплоотдачи;  $E_p$  - модуль упругости резины;  $t_{возд}$  – температура окружающей среды;  $t_{ш}$  – температура массивной шины. Выражение для  $t_{ш}$  получено после последовательного расчета работы сил внутреннего трения, их преобразования в тепло для установившегося значения температуры шины и заданной скорости движения  $V$ .

Совместная жесткость упругого взаимодействия «шина-беговая дорожка» определялась методом конечно-элементного моделирования с учетом различных схем взаимодействия траков (Рис. 4 а) и проверялась экспериментально (Рис. 4 б). Сравнение результатов (по деформации шины) показало удовлетворительную сходимость с погрешностью в диапазоне 3 ... 5 %.

Таким образом, в процессе выполнения теоретического исследования на основе разработанного комплекса конечно-элементных и твердотельной математических моделей обоснована и подтверждена гипотеза о возникновении параметрических резонансов неподдрессоренных элементов конструкции ходовой части гусеничной машины при движении по твердым грунтам. Математическая модель параметрических колебаний опорных катков позволяет на основе анализа устойчивости динамической системы с использованием диаграммы Айнаса-Стретта определить требуемую глубину модуляции жесткости упругого взаимодействия опорных катков и беговой дорожки гусеницы; определить зоны неустойчивости полученного периодического решения, характеризующего процесс движения опорного катка по беговой дорожке; обосновать и определить требуемые значения упруго-инерционных показателей системы «шина опорного катка – гусеница» при двухпараметрическом регулировании процесса их динамического взаимодействия.

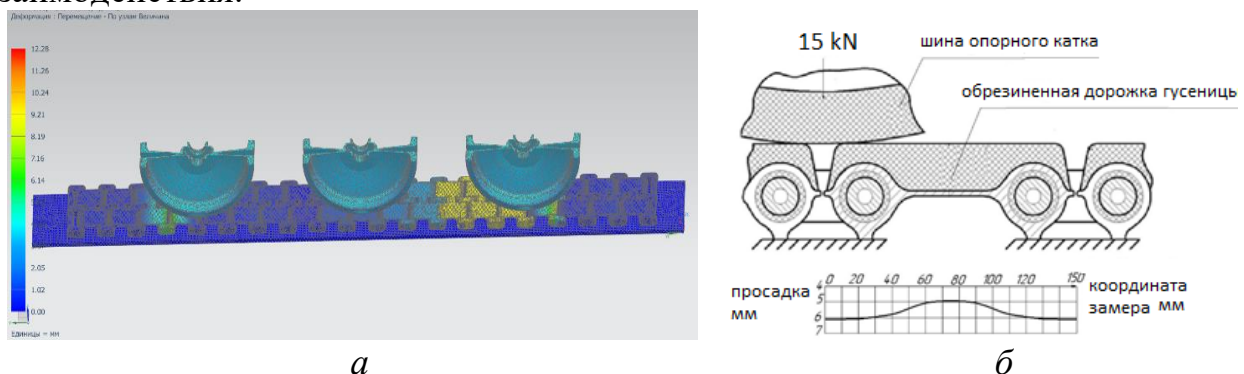


Рис. 4. Схема определения совместной деформации шины и резинового слоя гусеницы: а – расчетная модель; б – экспериментальное исследование

В процессе выполнения теоретического исследования высокочастотного вибрационного нагружения на «траковой» частоте специального

технологического оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины, возникающего вследствие колебания неподрессоренных масс, на основе анализа существующих подходов к моделированию систем подрессоривания БГМ, обоснована необходимость дифференцированного подхода при разработке математических моделей, учитывающих различные пути распространения вибраций. Научно обоснована и установлена необходимость учета пути распространения вибраций по схеме «опорный каток – балансиры – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование».

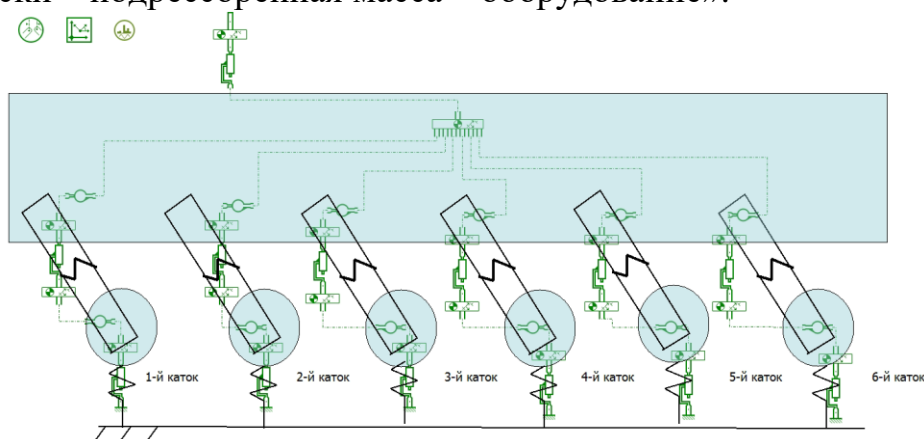


Рис. 5. Имитационная модель гусеничного шасси в программном комплексе Simcenter Amesim

Разработана частотная имитационная модель в программном пакете Amesim (Рис 5), позволяет учесть данный путь распространения вибраций.

**В третьей главе** представлены результаты экспериментального исследования процесса динамического нагружения ветвей ГД БГМ; изложены разработанные новая методика экспериментального определения кинематических и силовых параметров гусеницы на основе реализации способа оценки разряженного оптического потока с применением технологии компьютерного зрения (Рис. 6); методика определения динамической и вибрационной нагруженности опорных катков, приборов и устройств, расположенных на подрессоренной массе (Рис. 7); приведены технические характеристики объектов исследования; сформулированы цель и задачи экспериментального исследования; описан комплекс информационно измерительной аппаратуры; обоснован перечень регистрируемых параметров, обеспечивающих надежную количественную и качественную оценку динамических и вибрационных процессов в ветвях гусеницы, подрессоренных и не подрессоренных элементах конструкции машины во временной и частотной областях.

На Рис. 8 демонстрируется фрагмент осциллограммы колебаний отдельного трака гусеницы, а на Рис. 9 амплитудно-частотные характеристики колебательного процесса в различных ветвях ГО.

По результатам обработки экспериментальных данных установлено, что для заданных условий движения (движение осуществлялось по разбитой

асфальтовой поверхности низкого качества, соответствующего профилю категории «В» международного стандарта ISO 8608:2016), предварительного натяжения гусеничного обвода и прочих конструктивных показателей доминирующая частота колебаний свободной ветви составляет 7,0 Гц с амплитудой 43 мм; в опорной ветви частота колебаний равна 16,4 Гц с амплитудой 6,5 мм; в рабочей ветви доминирующая частота 2,34 Гц с амплитудой 11 мм. Аналогичные измерения были выполнены при движении по бетонной трассе при преодолении типовых низкочастотных неровностей с расстоянием между вершинами 1,5; 2 и 2,5 базы машины и высотой 0,2 м. Результаты данного эксперимента позволили установить не только качественные, но и получить численные закономерности, характеризующие влияние состояния свободной ветви на ее амплитудно-частотные характеристики.

При движении по дорогам различного качества в соответствии с типовой отраслевой методикой испытаний на плавность хода определены характеристики вибронегруженности опорных катков, весового макета технологического оборудования, и различных точек подрессоренного корпуса машины, в которых устанавливается аппаратура из состава изделия. При данных испытаниях было установлено, например, для скорости движения машины 36 км/ч вертикальное ускорение опорного катка находится в диапазоне от 100 до 170 м/с<sup>2</sup>. При этом гармоника, соответствующая «траковой» частоте имеет амплитуду более 70 м/с<sup>2</sup>.

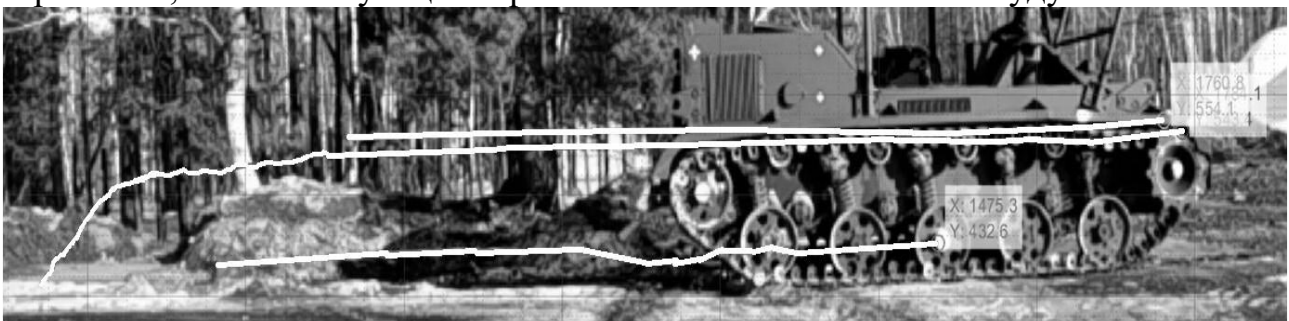


Рис. 6. Отладка и верификация разработанного метода при проведении испытаний опытного образца легкого гусеничного шасси (визуализация траектории движения отслеживаемых точек в «пиксельных» координатах)

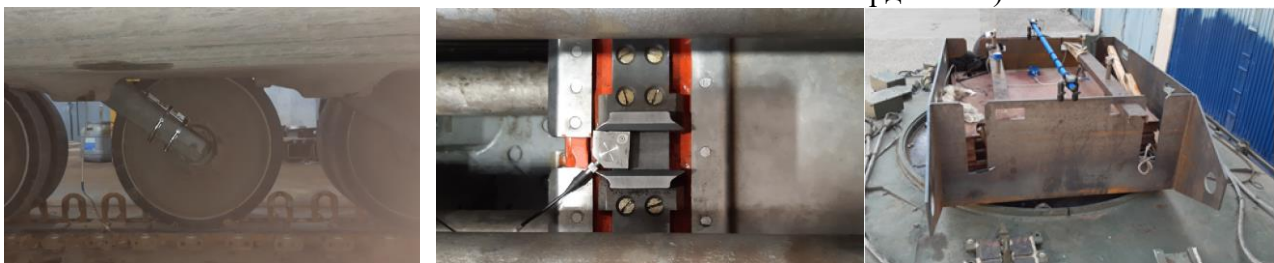


Рис. 7. Установка датчиков первичных преобразователей при экспериментальном исследовании динамической и виброакустической нагруженности: *а* – датчик ускорения на балансир опорного катка; *б* – датчик ускорения на раму держателя; *в* – спутниковые антенны, высокочастотный и низкочастотный датчики ускорения и датчик угловых скоростей на корпусе весового макета

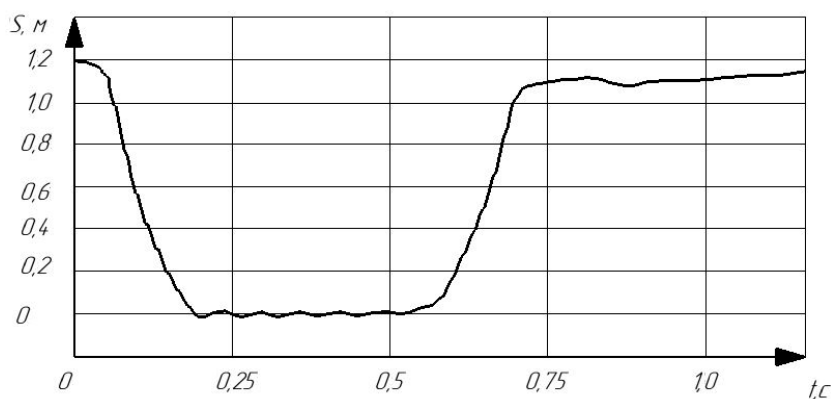


Рис. 8. Временная зависимость  $S(t)$  колебаний отдельного трака гусеницы по контуру гусеничного обвода

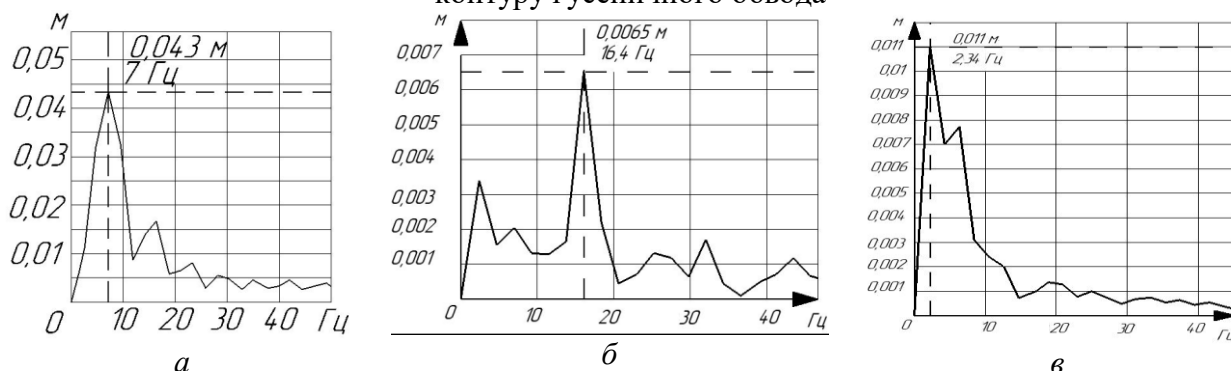


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика колебательного процесса в свободной (а) опорной (б) и рабочей (в) ветвях гусеницы соответственно

Анализ результатов измерений позволяет утверждать, что в точке измерения «балка» («балка» расположена внутри корпуса машины и на ней смонтировано радиоэлектронное оборудование) наблюдается значительный отклик не на возмущение на «траковой» частоте, а на ее третью супергармоническую составляющую. При этом амплитуда виброускорения на частоте третьей гармоники 211 Гц достигает величины  $8 \text{ м/с}^2$ , т.е. почти  $1 \text{ g}$ , при этом интегральный уровень виброускорений достигает величин более  $20 \text{ м/с}^2$ . Данное явление приводит к возникновению высокочастотных резонансов в аппаратуре управления, монтируемой на данной балке и подтверждает гипотезу о необходимости рассмотрения параллельного подвеске пути распространения вибраций по схеме «опорный каток – балансир – блок подвески – подрессоренная масса – оборудование». Полученные результаты позволили верифицировать разработанные математические (имитационные) модели гусеничного обвода, подрессоренных и не подрессоренных масс объектов исследования, подтвердить выдвинутые гипотезы формирования динамической и вибрационной нагруженности объектов исследования.

**В четвертой главе** изложены результаты исследования динамической нагруженности ГД на основе теоретического (по моделям представленным в главе 2) и экспериментального (глава 3) исследования, описаны обоснованные технические решения, позволяющие достичь поставленную в работе цель.

На основе разработанной и валидированной имитационной модели для исследования динамики ГД БГМ удалось: на качественно новом техническом уровне исследовать не рассматриваемые ранее динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода с учетом расположения ведущих колес в носовой части машины, определить численные параметры динамической нагруженности в свободной ветви объекта исследования; обосновать и исследовать предпочтительный вариант технического решения проблемы «захвата» гусеницы ведущим колесом при наезде на неровность, заключающийся в установке успокоителя в виде катка в зоне схода гусеницы с ведущего колеса. Имитационное моделирование позволило не только определить модальные свойства системы, но и выполнить оценку нагрузок, действующих на успокоитель с целью обеспечения необходимой прочности и надежности этого узла.

Анализ результатов моделирования показал, что при касании успокоителя гусеницей частота низшей формы колебаний при модельном эксперименте вырастает с 3,5...4,0 Гц до 6,0...9,0 Гц, что объясняется уменьшением длины участка гусеницы между опорами. Успокоитель при заданном его расположении относительно ведущего колеса начинает срабатывать при амплитуде колебаний свободной ветви 0,2 м, при этом радиальная сила со стороны гусеницы в среднем находится в диапазоне от 5 до 6 кН, что позволяет назначать конструктивные параметры успокоителя и его кронштейна. На Рис. 10 представлена визуализация динамики свободной ветви гусеницы штатной и модернизированной (с успокоителем) БГМ, полученные с использованием имитационной модели, и спектр частот свободной ветви гусеницы. Из Рис. 10 видно, что амплитуды колебаний свободной ветви снизить с 0,28 до 0,2 м (на 30 %), а частота колебаний увеличить с 4 до 6 Гц, что исключает «захвата» гусеницы ведущим колесом.

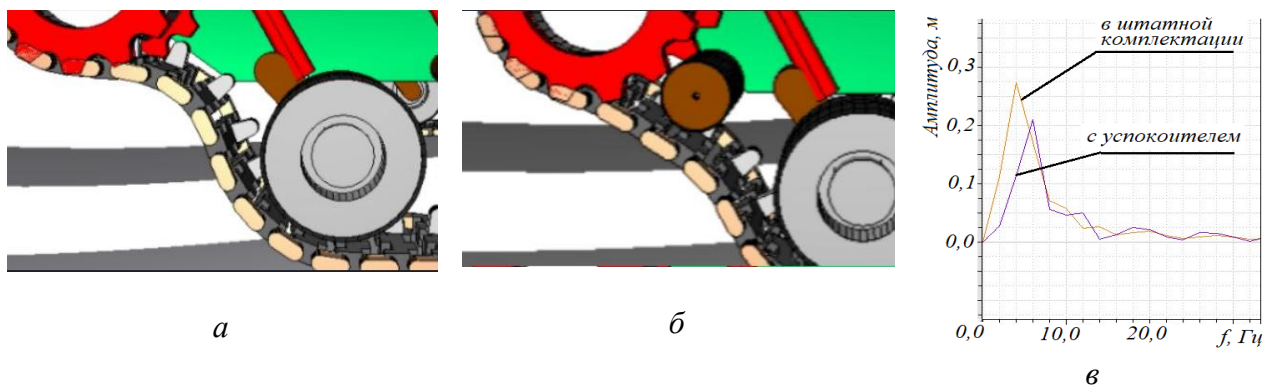


Рис. 10. Визуализация динамики свободной ветви гусеницы штатной (а) и модернизированной (с успокоителем) (б) БГМ и спектр частот (в) свободной ветви гусеницы

По результатам исследования высокочастотных колебаний опорных катков БГМ научно обоснован и разработан метод снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части БГМ, оснащенных гусеницей с параллельным шарниром. Блок-схема метода приведена на Рис. 11.

### Метод исключения параметрических резонансных колебаний ОК быстроходных гусеничных машин

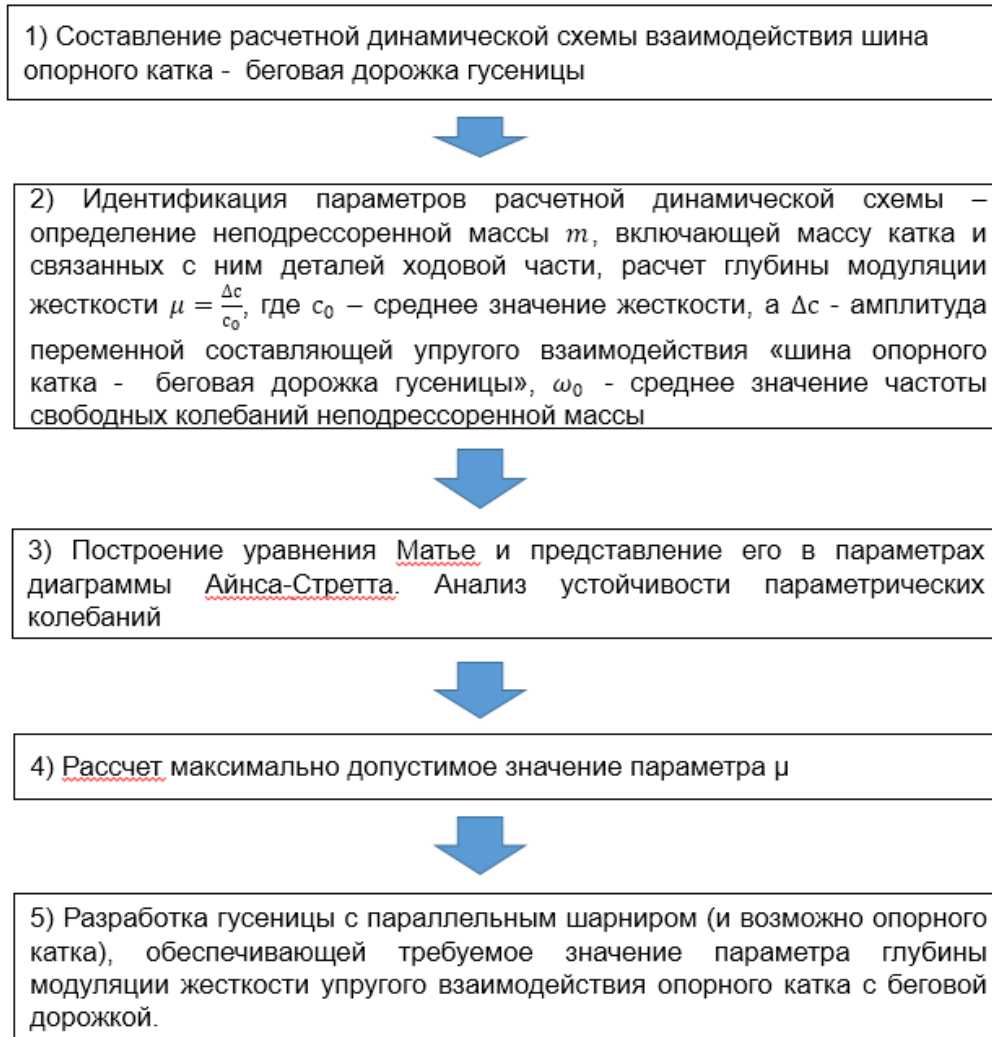


Рис 11. Блок-схема метод снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части БГМ

Метод отличается от известных в теоретической проработке способа исключения высокочастотных резонансных колебаний в элементах ходовой части гусеничных машин на основе реализации теории параметрических колебаний. Метод состоит в том, что дополнительно составляется расчетная динамическая схема взаимодействия шина опорного катка - беговая дорожка гусеницы, выполняется конечно-элементное моделирование перекатывания опорного катка вдоль беговой дорожки гусеницы, определяется нелинейная функция жесткости в контакте, идентифицируются параметры расчетной динамической схемы – определяется масса неподрессоренной части, включающей массу катка и связанных с ним деталей ходовой части, глубина модуляции жесткости упругого взаимодействия, выполняется построение уравнения Матье и представление его в параметрах диаграммы Айнса-Стретта, анализируются области устойчивости колебаний, определяется требуемое значение параметра глубины модуляции жесткости, обеспечивающего

расширение областей устойчивости или полное исключение возможности возникновения параметрических резонансных колебаний с учетом влияния диссипативных сил. В соответствии с предлагаемым методом разработан вариант конструкции трака (Рис. 12), обеспечивающий полное исключение параметрических резонансных колебаний, что создает предпосылки снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части гусеничной машины. Глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия опорного катка с беговой дорожкой гусеницы – параметр  $h$  при параметре  $a=1$ , снизился с 0,095 для серийного трака (Рис. 3) до 0,016.

На основе разработанной имитационной частотной модели в программном пакете Amesim подтверждена гипотеза о необходимости учитывать параллельные жёсткие связи по тракту «каток – балансир – блок подвески – корпус – оборудование». На Рис. 13 представлен график АЧХ по вертикальному ускорению на корпусе технологического оборудования, установленного на подрессоренной массе машины. На графике вертикальной линией отмечена гармоника на частоте 211 Гц, выявленная в ходе экспериментального исследования движения машины по бетонной трассе, которую предыдущие математические модели не фиксировали.

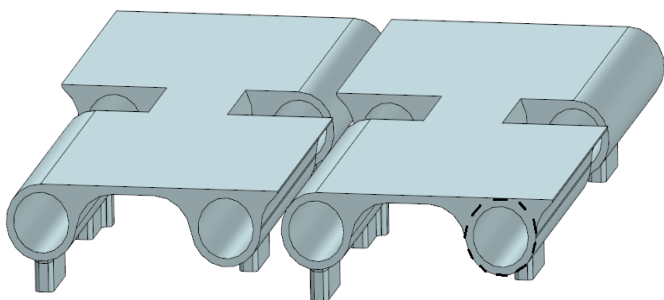


Рис 12. Разработанный вариант трака со смещением плитц относительно друг друга и без обрешивания беговой дорожки (гребни не показаны)

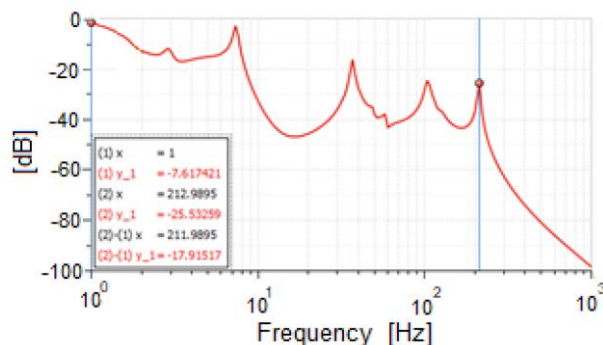


Рис. 13. АЧХ по вертикальному ускорению на корпусе технологического оборудования, установленного на подрессоренной массе машины

Таким образом представляется возможным оценить эффективность виброизоляции и разработать обоснованные мероприятия (в частности трак со смещенными полуплицами) по снижению вибронгруженности специального технологического оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана MBD-модель позволяющая исследовать динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода в том числе и явление «захвата» гусеницы зубчатым венцом при переднем расположении ведущего колеса с учётом конструктивных особенностей гусеничного движителя. Расхождение между экспериментальными и расчётными параметрами (амплитуды, частоты колебаний в ветвях гусеницы) не превышают 10 %, что для задач моделирования

динамики гусеничного движителя является приемлемым результатом. На основе разработанной модели получен метод стабилизации динамических процессов в свободной ветви гусеничного обвода машины с передним расположением ведущего колеса путем изменения собственной частоты колебаний ветви, позволяющий исключить «захват» (наматывание) гусеницы ведущим колесом. Обоснован и исследован вариант технического решения в виде каткового успокоителя, определены численные параметры его динамической нагруженности, а также ветвей гусеничного обвода объекта исследования. Предложенное техническое решение позволяет снизить амплитуды колебаний свободной ветви с 0,28 до 0,2 м (на 30 %) и увеличить частоту колебаний с 4 до 6 Гц, что исключает «захвата» гусеницы ведущим колесом.

2. Теоретически обосновано и исследовано недостаточно изученное явление возникновения параметрических резонансов в системе «опорный каток – беговая дорожка гусеницы». На основе комплекса разработанных аналитических и конечно-элементных моделей, выполненного моделирования впервые подтверждена и глубоко проработана гипотеза возникновения параметрических резонансов неподрессоренных элементов ходовой части при движении по твёрдым грунтам. Выполненные расчеты продемонстрировали удовлетворительный уровень корреляции модельных и экспериментальных данных (погрешность в диапазоне 3 ... 5 %) и подтвердили высокую вероятность возникновения виброускорений опорных катков достигающих значений  $150 \text{ м/с}^2$  и выше в диапазоне частот от 0 до 140 Гц. Важнейшим результатом предложенной математической модели параметрических колебаний на основе уравнения Матье и диаграммы Айнса-Стретта стал разработанный метод определения требуемой глубины модуляции жёсткости упругого взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеницы с учетом характеристик грунта, позволяющей расширить области устойчивости или полностью исключить параметрический резонанс с учётом диссипативных сил.

3. На базе теоретических положений разработан (защищён патентом RU 2 813 388 C2) метод снижения динамической и тепловой нагруженности элементов ходовой части гусеничных машин, оснащенных гусеницей с параллельным шарниром, отличающийся от известных в теоретической проработке метода исключения высокочастотных резонансных параметрических колебаний. Метод реализован в разработанной конструкции трака с «зигзагообразным» перекрытием и выступами, исключающими натывание смежных траков при огибании ведущего колеса. Для объекта исследования достигнуто значение параметра глубины модуляции жесткости 0,016, что в 18 раз ниже чем у серийного трака, гарантированно исключает параметрические резонансные колебания и создаёт предпосылки для снижения динамической и тепловой напряжённости шин опорных катков.

4. На основе выполненного анализа вибронгруженности на «траковых» частотах научно обоснована необходимость рассмотрения ранее не учитываемых путей распространения вибраций. Впервые обоснована

необходимость дифференцированного подхода к моделированию распространения вибраций на технологическое оборудование, смонтированное на подрессоренной массе. Установлено, что помимо классической схемы «каток – подвеска – корпус – оборудование» следует учитывать параллельные жёсткие связи по тракту «каток – балансир – блок подвески – корпус – оборудование». Разработанная имитационная модель позволяет получить амплитудные-частотные характеристики на основе которых представляется возможным оценить эффективность виброизоляции и разработать обоснованные мероприятия по снижению вибронагруженности специального технологического оборудования, устанавливаемого на подрессоренной массе машины.

5. Разработан и программно-аппаратно реализован метод экспериментального определения кинематических параметров гусеничного обвода, реализующего способ оценки разреженного оптического потока на основе алгоритма Лукаса-Канаде с применением технологии компьютерного зрения. Полученные результаты позволили уточнить исходные положения и валидировать математические модели исследуемых процессов.

6. Реализован на программном и аппаратном уровне метод определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени на основе измерения вертикальных ускорений средних опорных катков обоих бортов гусеничной машины, математических алгоритмов избирательной фильтрации и интегрирования результатов измерений. Метод позволяет существенно сократить сроки обработки статистических данных микропрофиля пути реальных трасс.

## **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **В научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ**

1. Тараторкин А.И. Методы измерения колебаний гусеничного движителя: современные подходы и технологии / Абдулов С.В., Тараторкин И.А., Тараторкин А.И. // Международный научно-технический журнал «Механика машин, механизмов и материалов». – 2026 г. – № 1. – С. 41-48 (8 с. / 2 с.)

2. Тараторкин А.И. Расчетно-экспериментальное исследование динамики гусеничного движителя транспортной машины высокой проходимости / Абдулов С.В., Держанский В.Б., Волков А.А., Сарач Е.Б., Комиссаров А.И. // Международный научно-технический журнал «Механика машин, механизмов и материалов» – 2024 г. – № 4. – С. 50-61 (12 с. / 2 с.)

3. Тараторкин А.И. Динамика процессов взаимодействия элементов гусеничного движителя при наезде первого опорного катка на неровность / Держанский В.Б., Абдулов С.В., Волков А.А., Тараторкин И.А. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение» – 2023. – Т. 23, № 3. – С. 27–38 / DOI: 10.14529/engin220107/ DOI: 10.14529/engin230303 (13 с. / 3,0 с.)

## **Статьи и доклады в сборниках научных трудов и в материалах научно-технических конференций**

4. Alexey Taratorkin. Off-design loading modes of the road rollers of the undercarriage of the tracked vehicle / Victor Derzhanskii, Sergey Abdulov and Alexander Taratorkin // International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment – 2021. AIP Conf. Proc. 2503, 080016-1–080016-7; <https://doi.org/10.1063/5.0099502> (Scopus) (7 с. / 2,0 с.)

5. Тараторкин А.И. Исследование параметрических резонансных колебаний в ходовой части гусеничной машины / Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение» – 2022. – Т. 22, № 1. – С. 83–93 / DOI: 10.14529/engin220107

6. Тараторкин А.И. Возбуждение волновых процессов в двигателе быстроходной гусеничной машины / Абдулов С.В., Держанский В.Б., Сарач Е.Б., Тараторкин А.И., Тараторкин И.А. // Актуальные вопросы машиноведения. Изд-во ГНУ ОИМ НАН Беларуси. Минск – 2023. – No 12. – С. 36-41. ISSN 2306-3084. (6 с./1 с.)

7. Alexey Taratorkin, Elimination of Parametric Resonance oscillations in the High-speed Tracked Vehicle Propulsion System / Victor Derzhanskii, Igor Taratorkin // Proceedings of the FISITA 2021 World Congress, Prague, 13–17 September 2021 <https://doi.org/10.46720/F2021-VDC-110> (Scopus) (7 с. / 3,0 с.)

8. Тараторкин А.И., Разработка математической модели системы «гусеничный двигатель - опорный каток - машина» / Сарач Е.Б., Абдулов С.В. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXVI Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (3-6 апреля 2023 г.). – Издание ФГБУ «РАРАН». Москва – 2023. – С. 353-361 (РИНЦ) (6 с. / 3 с.)

9. Абдулов С.В., Совершенствование двигателя быстроходной гусеничной машины / Тараторкин Алексей И., Держанский В.Б., Тараторкин Александр И. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXVII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (1-4 апреля 2024 г.). – Издание ФГБУ «РАРАН». Москва – 2024. С. 530-534. (РИНЦ) (5 с. / 1,25 с.)

10. Тараторкин А.И., Метод экспериментального определения параметров движения элементов конструкции гусеничного двигателя на основе использования технологии компьютерного зрения / Абдулов С.В., Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Тараторкин И.А. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXVIII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (1-4 апреля 2025 г.). Издание ФГБУ «РАРАН». Москва – 2025. – С. 456-461. (РИНЦ) (6 с. / 2,0 с.)

## **Патенты на изобретения и полезные модели**

11. Патент РФ на полезную модель № 141139 от 21.04.2014 г. Прибор для измерения температуры внутренних слоев массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин: / Тараторкин Алексей И., Держанский В.Б., Тараторкин Александр И.

12. Патент РФ на изобретение № 2813 388 от 28.05.2022. Ходовая часть гусеничной машины, оснащенной гусеницей с параллельным шарниром, обеспечивающая снижение динамической и тепловой нагруженности элементов конструкции / Тараторкин А.И.

13. Патент РФ на изобретение RU 2833836, 29.01.2025. Способ определения временных и частотных параметров микропрофиля опорного основания в режиме реального времени / Тараторкин Алексей Игоревич, Тараторкин Игорь Александрович, Тараторкин Александр Игоревич, Держанский Виктор Борисович, Волков Александр Александрович.

---

Подписано в печать 06.07.2026	Формат 60×84 1/16	Бумага 80 г/м <sup>2</sup>
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,375	Уч.-изд. л. 1,375
Заказ 33	Тираж 100	

---

БИЦ Курганского государственного университета.  
640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.  
Курганский государственный университет.

