

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 629.3.033

А.И. ТАРАТОРКИН

аспирант¹

инженер-конструктор 3-й категории²

E-mail: al_tar@mail.ru

С.В. АБДУЛОВ, канд. техн. наук

исполнительный директор – главный конструктор²

доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики³

E-mail: sincora2004@mail.ru

В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики³

ведущий научный сотрудник⁴

E-mail: dvb_47@mail.ru

А.А. ВОЛКОВ, канд. техн. наук

доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики³

инженер-программист⁴

E-mail: al_volkov14@mail.ru

Е.Б. САРАЧ, д-р техн. наук

профессор кафедры СМ-9¹

E-mail: sarach@yandex.ru

А.И. КОМИССАРОВ, канд. техн. наук

доцент кафедры СМ-9¹

E-mail: komissarov@bmstu.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Российская Федерация

²Специальное конструкторское бюро машиностроения, г. Курган, Российская Федерация

³Курганский государственный университет, г. Курган, Российская Федерация

⁴Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Российская Федерация

Поступила в редакцию 30.09.2024.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБВОДА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

В статье представлен анализ методов исследования динамики ветвей гусеничного обвода, обоснована и предложена методология исследования и имитационная пространственная модель гусеничного движителя транспортной машины высокой проходимости, отличающаяся от распространенных струнных безынерционных и стержневых инерционных моделей ветвей гусеничного движителя возможностью учета сложной совокупности кинематических и силовых факторов, возбуждаемых при движении гусеничной машины на установившихся и переходных режимах движения. Модель разработана в программном комплексе «Универсальный механизм», сочетает в себе основные зависимости работы системы поддресоривания машины в различных условиях движения и зависимости взаимодействия траков гусеницы между собой, учитывающие радиальные, продольные и крутильные жесткости при их взаимодействии. Модель допускает дальнейшее развитие с целью углубленного изучения и учета различных факторов, действующих в элементах конструк-

ции гусеничного движителя, например таких, как особенностей взаимодействия опорных катков с траками в опорной ветви гусеницы, особенностей формирования момента сопротивления повороту и поворачивающего момента в зависимости от типа механизма поворота — ступенчатого, дифференциального гидрообъемного. Эффективность модели оценивается на примере исследования явления «захвата» гусеницы ведущим колесом при наезде на типовую неровность синусоидального профиля. Приводится обоснование варианта технического решения проблемы — установка успокоителя свободной ветви — и результаты определения численных параметров его динамической нагруженности применительно к объекту исследования — транспортной гусеничной машины высокой проходимости. Таким образом, по результатам проведенных исследований установлены особенности динамических процессов в гусеничном движителе, выявлены основные закономерности процесса формирования поперечных колебаний, их зависимости от конструктивных параметров обвода и различных эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: гусеничный движитель, динамика, взаимодействие, возбуждение, волновой процесс, моделирование

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-50-60>

Введение. Реализация потенциальных скоростных качеств транспортных машин 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. Одно из таких сложных и недостаточно изученных явлений — поперечные колебания в ветвях гусеницы со значительными амплитудами перемещений траков, что приводит к нарушению устойчивости периодических режимов в обводе и ограничению скорости движения. В некоторых случаях это является причиной сбрасывания гусениц с ведущего или направляющего колеса и «захвату» гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса как при носовом, так и кормовом его расположении [1–3]. Поперечные колебания вызывают значительные динамические нагрузки в различных элементах конструкции гусеничного движителя, при этом фактический ресурс движителей гусеничных машин, как правило, в разы ниже, чем у большинства остальных агрегатов и узлов. В условиях абразивного воздействия грунта гарантийный ресурс таких элементов, как венец ведущего колеса, траки гусеницы 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. Глубокое изучение колебательных процессов ветвей гусеничного обвода, обоснование технических решений, направленных на стабилизацию динамических процессов, является актуальной задачей как при разработке опытных образцов гусеничных машин, так и при модернизации существующих. Таким образом, целью исследования данной статьи является установление особенностей динамических процессов в гусенич-

ном движителе, что возможно в результате выявления основных закономерностей процесса формирования продольных и поперечных колебаний, их зависимости от конструктивных параметров обвода и различных эксплуатационных факторов.

Анализ методов теоретического исследования колебательных процессов в гусеничной ветви транспортных машин. Решению сформулированной выше задачи — изучению динамических процессов в ветвях гусеничного движителя посвящены работы многих ученых и инженеров, ведущих мировых исследовательских центров и фирм-производителей транспортных машин на гусеничном ходу. На основе анализа литературных источников установлено, что существует *два альтернативных подхода* моделирования поперечных колебаний гусеницы. В первом из них решается задача из области математической физики по определению вынужденных колебаний гибкой безынерционной нити или упругого инерционно-го стержня [4] на подвижных опорах.

Основы данного подхода заложены в работе С.П. Тимошенко [5] и развиты в виде решения различных прикладных типовых задач в работах В.А. Светлицкого [6–7] и других исследователей. При рассмотрении участка гусеницы как струны решается дифференциальное уравнение второго порядка вида:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{C}{m_0} y = g(z, t), \quad (1)$$

где $a = \sqrt{\frac{gT}{q}}$ — скорость распространения упругой волны; T — растягивающее усилие; g — ускорение свободного падения; q — удельный вес единицы длины гусеницы; $g(z, t)$ — внешняя сила, рассчитанная на единицу длины, либо сосредоточенная сила, приложенная в точке с координатой z и в момент времени t .

При рассмотрении участка гусеницы как упругого стержня учитываются моменты инерции относительно центра масс каждого трака. В этом случае уравнение прогибов стержня определяется следующим образом:

$$EJ_x \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = q, \quad (2)$$

где $q = -m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ — распределенные силы инерции,

действующие на единицу длины стержня; EJ_x — момент инерции сечения стержня относительно поперечной оси x ; m_0 — масса единицы длины стержня. Дифференциальное уравнение изгибных колебаний стержня имеет вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = 0; \quad a^2 = \frac{T}{m_0}, \quad (3)$$

где a — скорость распространения упругой волны (как и в предыдущем случае).

Примером решения задачи определения колебаний применительно к резиноармированной гусенице при рассмотрении участка ветви между поддерживающими катками трактора «Беларус-1802» как упругой струны являются работы [8–9], в которых обосновано оптимальное количество и расположение поддерживающих катков, получена аналитическая зависимость для определения амплитуды колебаний резиноармированной гусеницы в пролете свободной ветви обвода трактора между поддерживающими катками. Аналогичный подход реализован в работах [10–12], где также предложены динамические модели поперечных колебаний гусеницы как струны с распределенными параметрами при заднем расположении ведущего колеса. Недостатки подобного подхода исследованы таким ученым, как Перкинс [12]: при анализе моделей, в которых гусеница представляет собой струну, изготовленную из идеально упругих материалов, сделан вывод о том, что частоты 3-й и 4-й форм колебаний отличаются от экспериментальных более чем на 10 %, что не всегда является удовлетворительным результатом.

В статьях [13–14] для получения теоретической модели прогнозирования внутреннего сопротивления движению машин, оборудованных резиновыми гусеницами, вследствие поперечных колебаний гусениц, верхняя рабочая ветвь рассматривается как упругий стержень. Модель предназначена для использования в основном в инженерных целях, например, для определения требуемых характеристик силовых агрегатов и элементов трансмиссии резиново-гусеничных машин нового поколения. Благодаря допущениям, сделанным при формулировании модели, она включает небольшое количество параметров, которые можно определить сравнительно простыми экспериментальными методами.

К сожалению, в обоих случаях расчетные схемы представляют собой ограниченные участки гусеничной ветви (и для гибкой нити, и для упругого стержня). При этом реальные граничные условия на их концах неоднородны. Поэтому подобные решения задач сводятся к частным случаям с нулевыми граничными условиями. Это не позволяет учесть важные особенности совокупной динамики гусеничной машины, вызванной значительными продольными и угловыми колебаниями корпуса, изменением геометрии обвода и, как следствие, к значительным величинам и неопределенности растягивающих усилий в цепи. Периодичность и величина растягивающих усилий зависят от параметров колебательного процесса корпуса и соотношения характеристик элементов системы «моторно-трансмиссионная установка — гусеничный обвод — корпус», поскольку в этой системе гусеничный обвод является связующим звеном между силовым агрегатом, корпусом и ходовой частью [1].

Второй подход заключается в численном решении систем дифференциальных уравнений с большим количеством степеней свободы. При этом каждый трак ветви гусеницы в процессе колебаний совершает поступательные перемещения как минимум в двух направлениях x и y и вращательные относительно оси каждого шарнира. В этом случае низкая вычислительная эффективность решения сложных систем может быть серьезной проблемой [15]. Тем не менее с каждым годом программное обеспечение для многомассового динамического моделирования, в частности моделирования гусеничных машин, становится более продвинутым. В работах [16–18] излагается интенсивно развивающийся в последние годы метод матрицы переноса для многомассовых моделей системы. Данный метод, применяемый в динамике систем многих тел с высокой скоростью вычислений, отличается от обычных методов динамики многомассовых систем тем, что нет необходимости в уравнении глобальной динамики и используются матрицы низкого порядка для высокой эффективности вычислений. Это обеспечивает эффективный подход к моделированию гусеничных машин. Более традиционный способ решения проблемы повышения эффективности вычисления реализован в отечественном программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ), в котором широко применяется идея параллельного выполнения многовариантных вычислений [19–20] с использованием кластеров на основе интерфейса между Universal Mechanism и Matlab/Simulink и другими программными инструментами.

К недостаткам данного подхода исследований следует отнести конкретизацию расчетов и, соответственно, незначительную степень обобщения результатов моделирования. Впрочем, в рабо-

те [10] указывается, что это можно нивелировать применением комбинированных методов, включающих аналитические модели системы в распределенных параметрах и численные методы.

Разработка расчетной схемы и математической модели поперечных колебаний гусеницы транспортной машины. В предлагаемой работе в рамках исследования динамики гусеничного движителя в целом решалась задача разработки математической модели гусеничного обвода и ее реализация на примере решения частной задачи исследования динамики взаимодействия элементов гусеничного движителя быстроходной гусеничной машины при носовом расположении ведущего колеса. В этом случае при движении на спусках, по неровностям и при торможении возникает ранее недостаточно изученный эффект «захвата» свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса, приводящий к разрушению элементов конструкции энергосилового блока и ходовой части.

На начальном этапе с целью получения аналитического решения была принята к рассмотрению расчетная схема динамической системы как упругого стержня на безынерционном упругом основании при учете внешнего фактора в виде внешних инерционных динамических нагрузок на гусенице, формируемых микропрофилем грунта. Разработанная модель позволяет с удовлетворительной точностью выполнить анализ динамического процесса возбуждения поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода быстроходной гусеничной машины.

При рассмотрении участка гусеницы как упругого стержня траки не являются точечными массами, поэтому учитываются их моменты инерции относительно центра масс каждого трака. В пределе считается, что стержень (свободная ветвь гусеницы) нагружен инерционными моментами каждого трака и приложенной сосредоточенной в центре свободной ветви нагрузкой. Соответственно дифференциальное уравнение малых поперечных свободных колебаний свободной ветви гусеницы (стержня) с учетом инерции поворота сечений описывается уравнением четвертого порядка [1, 21]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{C}{m_0} y = -a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4}, \quad (4)$$

где m_0 — погонная масса гусеницы; C — жесткость условного упругого основания, определяемая как отношение веса свободной ветви гусеницы к «стреле провисания» и зависящая от силы предварительного натяжения гусеницы; a — скорость распространения волны (интенсивность сил инерции стержня), которая изменяется по ее длине и в общем случае определяется выражением

$$a^2 = \frac{EJg}{AY}, \quad (5)$$

где E — модуль Юнга; J — момент инерции сечения; g — ускорение свободного падения; A — площадь поперечного сечения стержня; Y — вес единицы объема материала стержня.

Применительно к гусенице с резино-металлическими шарнирами приведенная изгибная жесткость ветви с равно распределенными параметрами согласно [1] определяется следующим образом:

$$EJ = \mu_0 l_0 b, \quad (6)$$

где μ_0 — относительная угловая жесткость; l_0 — шаг гусеницы; b — ширина гусеницы. Необходимо отметить, что формула (2) не учитывает силы предварительного натяжения свободной ветви, которая является определяющей при формировании процесса возбуждения поперечных колебаний. Поэтому для определения параметра a используется зависимость для скорости распространения

волны в гибкой струне $a^2 = \frac{T}{m_0}$, приведенная в ра-

ботах [19–20]. При моделировании в момент времени $t = 0$ к центру ветви прикладывается сосредоточенная сила P , определяемая как произведение массы свободной ветви на ее ускорение, возникающее при наезде (ударе) первого опорного катка об неровность. В этом случае дифференциальное уравнение (1) принимает вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \frac{C}{m_0} y = P_0 \cdot \delta\left(z - \frac{l}{2}\right), \quad (7)$$

где $\frac{l}{2}$ — расстояние до точки приложения сосредото-

ченной нагрузки, равное половине длины свободной ветви гусеницы. Разложив δ -функцию в ряд Фурье по собственным функциям [19, 20] и подставив полученные коэффициенты разложения в уравнение (4), в конечном итоге приходим к однородному дифференциальному уравнению второго порядка для определения функций $y_k(t)$:

$$\frac{\partial^2 y_k}{\partial t^2} + a^2 \left(\frac{\pi k}{l}\right)^4 y_k + \frac{C}{m_0} y_k = \frac{2P_0}{lm_0} \cdot \sin \frac{\pi k}{2}, \quad (8)$$

где порядок гармоник k может быть любым натуральным числом. При наезде первым опорным катком на неровность микропрофиля длина свободной ветви может увеличиться в 1,3 ... 1,5 раза, при этом очевидно снижение растягивающего усилия в свободной ветви T , что приводит к изменению значения параметра a и, как следствие, к значительному уменьшению частоты свободных колебаний ветви, которая определяется зависимостью

$$\omega = \sqrt{a^2 \left(\frac{\pi k}{L}\right)^4 + \frac{C}{m_0}}, \quad a^2 = \frac{T}{m_0}. \quad (9)$$

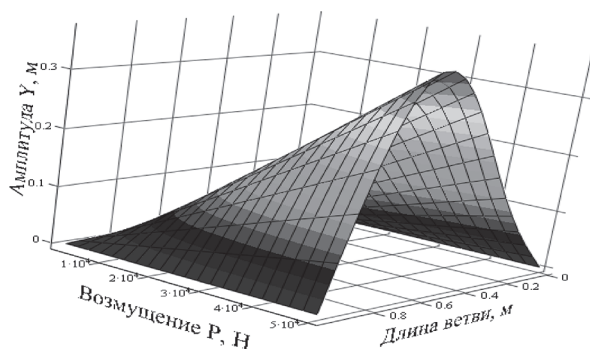


Рисунок 1 — Результаты модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви

Figure 1 — Results of a model calculation of the amplitude of transverse oscillations along the length of a free track branch in a function of the concentrated inertial force applied in the middle of the branch

На рисунке 1 приведен результат модельного расчета амплитуды поперечных колебаний по длине свободной ветви гусеницы в функции сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине ветви.

Анализ результатов моделирования позволил сделать ряд важных выводов и установить факторы, определяющие характер опасных вынужденных колебаний, в частности влияние силы растяжения в свободной ветви и скорости преодоления неровностей микропрофиля. Подробно результаты данного исследования изложены в работах [22, 23] авторов данной статьи. К сожалению, эти результаты, как и результаты других авторов, перечисленные выше, носят скорее качественный характер и не позволяют с требуемой точностью оценить поведение гусеничного обвода в реальных конструкциях, в том числе и при оценке эффективности тех или иных разрабатываемых технических решений, направленных на снижение колебаний свободной ветви при носовом расположении ведущего колеса и на улучшение динамических характеристик всего гусеничного движителя. Это обусловлено, как указывалось выше, невозможностью в моделях гибкой упругой безинерционной нити (струны) и упругого стержня учесть всю сложность совокупной динамики гусеничной машины, вызванной значительными продольными и угловыми колебаниями корпуса, изменением геометрии обвода, влиянием центростремительных сил. Аналитическая модель не учитывает неопределенность растягивающих усилий, зависящих не только от характера взаимодействия машины с грунтом, но также и от процессов, происходящих в моторно-трансмиссионной установке, например, при переключении передач или движении в повороте (т. е. от типов механизмов переключения передач и управления поворотом и особенностей их функционирования).

Таким образом, с учетом обобщения результатов моделирования на первом этапе, посредством

конкретизации расчетов для выявления закономерностей динамических процессов в обводе, их зависимости от конструктивных параметров и различных эксплуатационных факторов применительно к объекту исследования, разработана имитационная модель гусеничного движителя в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ).

Трехосевая пространственная модель гусеничной машины включает в себя элементы ходовой части и двух гусеничных подсистем и показана на рисунке 2. 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.

В модели контур замкнутой гусеничной цепи образует гусеничный обвод, условно разделяемый на тяговую (рабочую) ветвь, передающую тяговое усилие, свободную ветвь (не передающую тяговое усилие) и опорную ветвь, реализующую силу тяги и передающую вертикальные нагрузки на опорные катки и далее через систему поддресоривания на корпус гусеничной машины. Нагружение каждой из ветвей определяется сложной совокупностью эксплуатационных и конструктивных факторов, формирующих постоянные и динамические составляющие нагружения собственно гусеничной цепи и сопрягаемых с ней элементов конструкции гусеничного движителя. 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

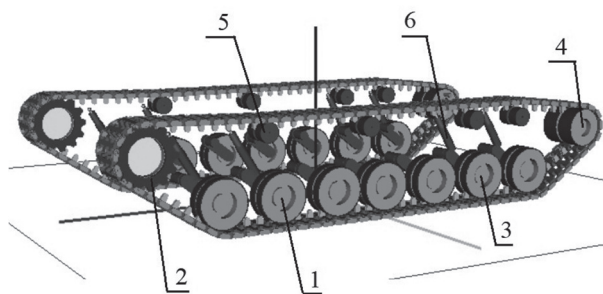


Рисунок 2 — Пространственная имитационная модель гусеничной машины: 1 — каток как элемент жесткой или полужесткой подвески; 2 — ведущее колесо; 3 — гусеница, состоящая из отдельных тел — 89 траков; 4 — направляющее колесо с натяжным устройством; 5 — поддерживающие катки; 6 — амортизаторы 1, 2 и 6, 7 опорных катков

Figure 2 — Simulation model of a tracked vehicle: 1 — roller as an element of rigid or semi-rigid suspension; 2 — driving wheel; 3 — track consisting of separate bodies — 89 track links; 4 — guide wheel with tensioning device; 5 — supporting rollers; 6 — shock absorbers of 1, 2 and 6, 7 support rollers

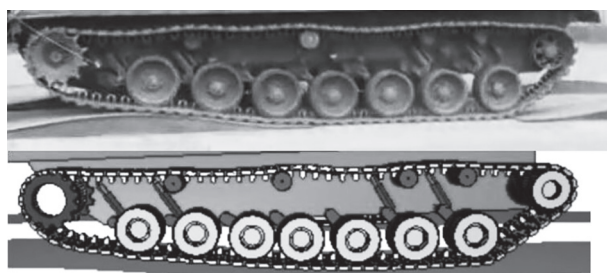


Рисунок 3 — Визуализация результатов натурального эксперимента и моделирования при преодолении типовой неровности

Figure 3 — Visualization of the results of a full-scale experiment and modeling when overcoming a typical unevenness

испытаний объекта исследований — опытного образца транспортной машины высокой проходимости. Визуализация результатов моделирования и эксперимента представлена на рисунке 3.

Моделирование динамики гусеничной машины. Динамика гусеничной машины моделировалась при прямолинейном движении машины в соответствии с задаваемыми скоростями и профилем дороги. Модель позволяет задавать вероятностные характеристики микропрофиля (заранее подготовленные файлы микропрофиля) под левой и правой гусеницами. Но в данной работе представлены результаты вычислительного эксперимента при движении по синусоидальной трассе в соответствии с типовой отраслевой методикой испытаний на плавность хода гусеничных машин данного класса.

На рисунке 4 приведены фрагменты осциллограмм, демонстрирующих изменение силовых

и кинематических параметров (продольная сила $T1$, ускорение $ZZZ1$, амплитуда поперечных колебаний $Z1$) одного отдельного трака при прохождении свободной и рабочей ветвей гусеничного обвода в процессе проведения типовых испытаний по преодолению периодических неровностей высотой 0,2 м и длиной волны, равной двум базам машины.

На рисунке 4 *a* показаны четыре блока при прохождении трака от ВК к 1-му опорному катку (свободная ветвь), на рисунке 4 *b* — прохождение трака от ленивца до ВК (рабочая ветвь).

Как видно, в свободной ветви (см. рисунок 4 *a*) продольная сила варьируется от 0 до 6000 даН, при этом броски ускорений, действующих на трак, находятся в диапазоне от 25g до 98g, амплитуда поперечных колебаний достигает величины 0,2 м, соответственно размах колебаний — 0,4 м, а частоты составляющих колебательного процесса, выделенные на основе преобразования Фурье, находятся в диапазоне от 4,9 до 9,7 Гц. В рабочей ветви (см. рисунок 3 *b*) продольная сила варьируется от 0 до 5000 даН, при этом броски ускорений находятся в диапазоне от $\pm 25g$ до 98g, амплитуда поперечных колебаний превышает 0,2 м, а частоты составляющих колебательного процесса, выделенные на основе преобразования Фурье, находятся в диапазоне от 2,4 до 24,0 Гц. Выявленной особенностью является то, что растягивающие усилия, возникающие в свободной ветви гусеничной машины с передним расположением ВК, сопоставимы, а в отдельных случаях превышают нагрузки в рабочей ветви. Данный эффект может быть объяснен интенсивным волновым процес-

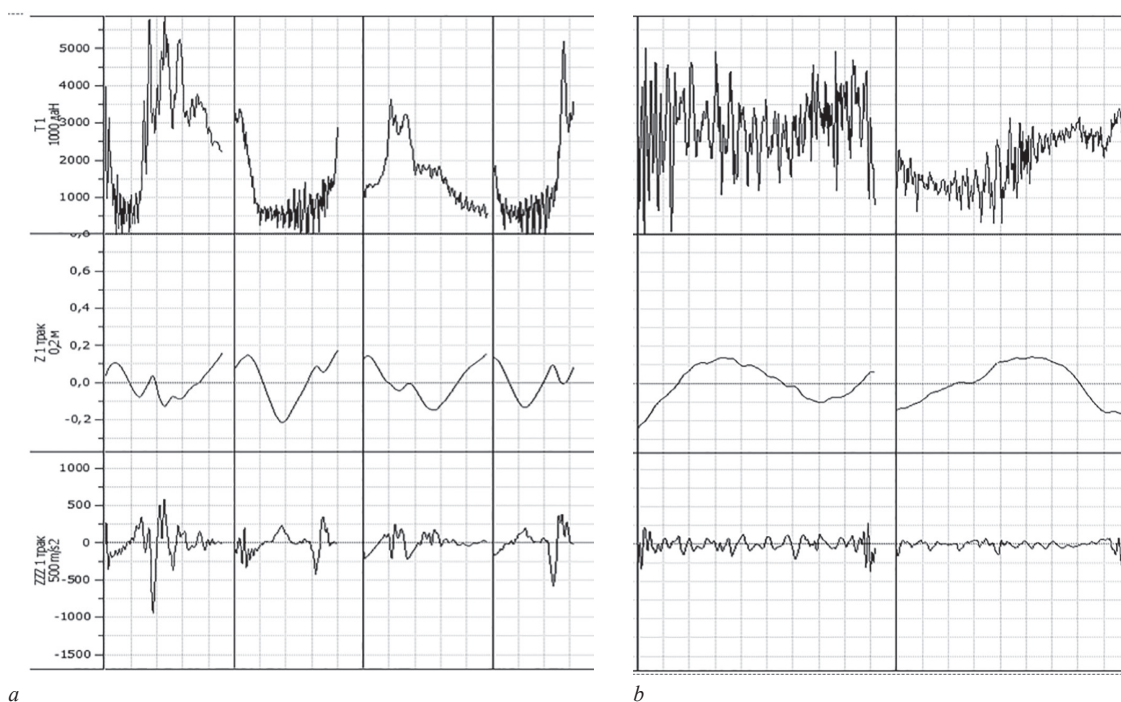


Рисунок 4 — Фрагмент осциллограммы, характеризующий динамическую нагруженность трака гусеницы при его прохождении участков свободной (*a*) и рабочей (*b*) ветвей гусеничного обвода при переднем расположении ведущего колеса

Figure 4 — Fragment of an oscillogram characterizing the dynamic load of a track link as it passes through sections of the free (*a*) and working (*b*) branches of the track bypass with the drive wheel in the front position

сом, возбуждаемым в свободной ветви при преодолении неровностей микропрофиля. Таким образом, из анализа результатов, представленных на рисунке 4, следует, что значения основных параметров, таких как усилие растяжения и возмущающая инерционная сила, возникающая под действием ускорения, порождаемого при сложных продольно-угловых колебаниях корпуса машины, представляют собой сложные периодические функции. Согласно уравнениям (7)–(8) и выражению (9) эти параметры определяют динамическое поведение системы и ее модальные характеристики — собственные частоты и формы колебаний рассматриваемых ветвей обвода, которые также будут иметь неоднозначный характер. Данный результат подтверждает выдвинутое выше положение о невозможности в моделях гибкой нити (струны) и упругого стержня учесть всю сложность совокупной динамики гусеничной машины.

Обоснование технических решений, направленных на стабилизацию динамических процессов в ветвях гусеничного обвода гусеничной машины. На основе анализа результатов работ многих отечественных и зарубежных авторов, а также собственных, представленных в работах [22, 23], можно сделать вывод о том, что соотношение частот собственных форм колебаний и частот возмущений, возбуждаемых при движении по неровностям, микропрофили при их полном совпадении или их кратном соотношении в совокупности с большими значениями глубины модуляции поперечной жесткости рассматриваемого участка гусеницы может привести и приводит к возникновению недопустимых значений амплитуд поперечных колебаний. Известно, что высокоэнергетические колебания с большими амплитудами возникают на низких частотах и, как правило, в свободной ветви гусеничного обвода, когда сила растяжения гусеницы существенно уменьшается вплоть до нуля, соответственно и уменьшается собственная частота. При кормовом расположении ведущего колеса свободная ветвь является более длинной, что создает условия к большому снижению частоты колебаний. В то же время при такой схеме обвода существует возможность эффективно регулировать силу натяжения цепи посредством управления положением кривошипа натяжного-направляющего колеса. Подобный способ реализован во многих конструкциях гусеничных движителей, в частности в работах [16–18] исследуется автоматическая система регулирования предварительной силы натяжения.

В [24] предлагается уменьшить риск срыва цепи с ведущего или направляющего колеса при сжатии подвески первого или последнего опорного катков посредством соединения натяжного колеса с опорным катком балансирной конструкцией, в которой любое пружинное движение опорного катка уравновешивается противополож-

ным движением натяжного колеса (рисунок 5 а, М 48/60). Подобного можно добиться, уравновесив натяжение цепи с помощью груза или дополнительного подпружиненного натяжного ролика (рисунок 5 б, М 47). Такая конструкция также снижает риск зацепления цепи на зубья ведущего колеса (захвата) при движении под уклон или торможении, когда цепь в области наклонной ветви оттягивается назад.

Такой же эффект достигается выдвиганием верхней головки балансира внутрь гусеничного обвода (рисунок 6 [23], БМП Бредли). В этом случае верхняя головка балансира и «нож» (предназначенный для очистки ведущего колеса) дополнительно выполняют функцию успокоителя колебаний ветви. Подобные решения реализованы на машинах Marder и CV-90.

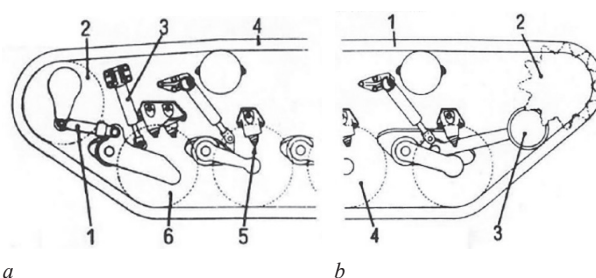


Рисунок 5 — Способы регулирования силы предварительного натяжения: а: 1 — баланси́р с устройством натяжения цепи; 2 — ленивец (натяжное колесо); 3 — амортизатор; 4 — гусеничная цепь; 5 — упор; 6 — опорный каток; б: 1 — гусеничная цепь; 2 — ведущее колесо (звездочка); 3 — натяжной ролик; 4 — опорный каток

Figure 5 — Methods of adjusting the pre-tension force:

а: 1 — balance beam with chain tensioning device; 2 — idler (tension wheel); 3 — shock absorber; 4 — track chain; 5 — stop; 6 — support roller; б: 1 — track chain; 2 — drive wheel (sprocket); 3 — tension roller; 4 — support roller

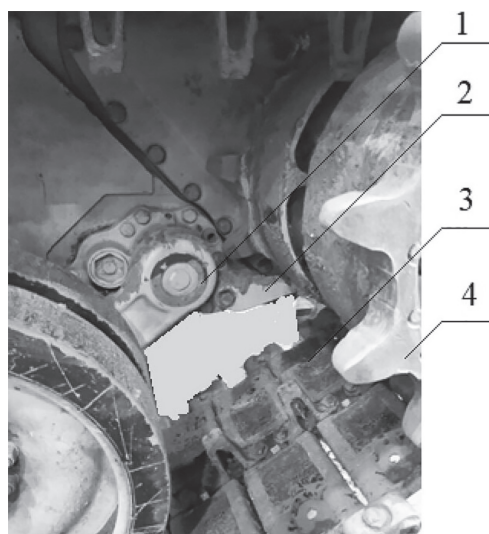


Рисунок 6 — Регулирование модальных характеристик наклонной ветви гусеничного движителя введением успокоителя жестко закрепленного на корпусе машины: 1 — верхняя головка балансира; 2 — «нож» для очистки ведущего колеса; 3 — гусеница; 4 — зубчатый венец ведущего колеса

Figure 6 — Adjustment of the modal characteristics of the inclined branch of the track mover by introducing a damper rigidly fixed to the machine body: 1 — upper head of the balance beam; 2 — “knife” for cleaning the drive wheel; 3 — track; 4 — toothed rim of the drive wheel

Общность приведенных выше решений заключается в отстройке низших частот колебаний ветви обвода (динамической системы) регулированием силы натяжения и изменением длины рассматриваемого участка гусеницы. Во всех случаях достигаемое увеличение собственных частот низших форм колебаний позволяет исключить возникновение энергетически насыщенных линейных и (или) параметрических резонансов.

Таким образом, с учетом имеющихся конструктивных, компоновочных и технологических особенностей и ограничений применительно к объекту исследования (транспортной гусеничной машины высокой проходимости с передним расположением ведущего колеса) и обоснования технического решения по требуемому изменению модальных характеристик свободной ветви выполнено моделирование динамики гусеничного движителя. Рассматривались различные варианты решения проблемы, в частности исследована возможность регулирования сопротивления амортизаторов передних катков на обратном ходу с целью максимально быстрого восстановления длины и силы растяжения свободной ветви после наезда на неровность. Но в этом случае добиться желаемого эффекта не удалось. Другой рассмотренный вариант и, как оказалось, предпочтительный, заключается в установке успокоителя в виде катка в зоне схода гусеницы с ведущего колеса (см. рисунок 7). Успокоитель закрепляется на корпусе машины посредством кронштейна. Очевидна (с учетом нагрузок, возникающих в обводе и представленных выше на рисунке 4) необходимость решения не только задачи изменения модальных свойств системы, но и оценки нагрузок, действующих на каток и кронштейн с целью обеспечения необходимой прочности и надежности этого узла.

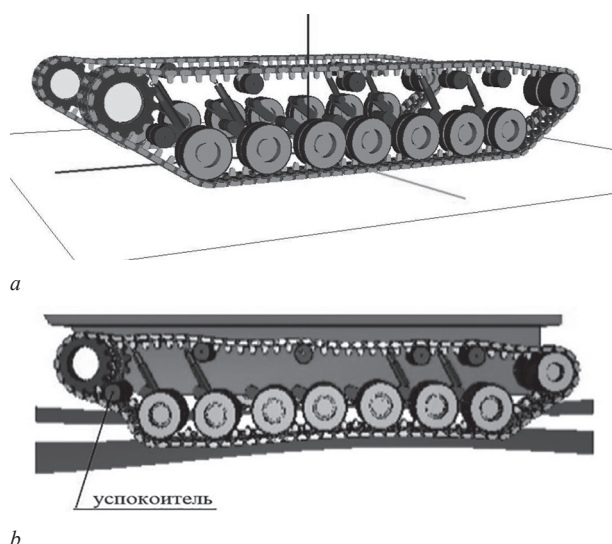


Рисунок 7 — Пространственная имитационная модель с успокоителем (а) и фрагмент визуализации результатов вычислительного эксперимента (б)

Figure 7 — Simulation model with a damper (a) and a fragment of visualization of the computational experiment results (b)

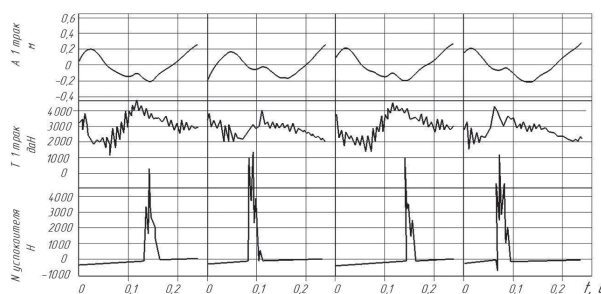


Рисунок 8 — Результаты определения кинематических и силовых параметров в свободной ветви с успокоителем
Figure 8 — Results of determining the kinematic and power parameters in the free branch with the damper

Результаты моделирования динамики свободной ветви с успокоителем приведены на рисунке 8.

Анализ результатов моделирования, в том числе и не представленных на рисунке 8, показывает, что при касании успокоителя гусеницей частота низшей формы колебаний при модельном эксперименте вырастает с 4,9 до 9 Гц и более, что объясняется уменьшением длины участка гусеницы между опорами и изменением силы растяжения. Успокоитель при данном его расположении относительно ведущего колеса начинает срабатывать при амплитуде колебаний свободной ветви $A = 0,2$ м, при этом радиальная сила со стороны гусеницы в среднем находится в диапазоне от 5000 до 6000 Н, в отдельных случаях достигая величины $N = 18\ 000$ Н, что позволяет назначать конструктивные параметры успокоителя и его кронштейна.

Выводы по результатам исследования. Таким образом, в ходе выполненного расчетно-экспериментального исследования разработана методология исследования динамики гусеничного движителя транспортной машины высокой проходимости, отличающаяся от распространенных струнных и стержневых моделей ветвей гусеничного движителя возможностью учета сложной совокупности кинематических и силовых факторов, возбуждаемых при движении гусеничной машины по неровностям микропрофиля.

1. Предлагаемая имитационная модель позволяет исследовать не рассматриваемые ранее динамические эффекты в ветвях гусеничного обвода с учетом расположения ведущих колес в носовой или кормовой частях машины. Модель допускает существенное развитие с целью учета новых факторов, действующих в элементах конструкции гусеничного движителя и машины в целом. Например, для исследования особенностей взаимодействия опорных катков с траками в опорной ветви гусеницы можно ввести уточненные упруго-диссипативные характеристики собственно траков и шин опорных катков. Для исследования динамики машины и гусеницы при движении в повороте можно дополнить модель блоком формирования момента сопротивления повороту в контакте гусеницы с грунтом и поворачиваю-

щего момента в зависимости от типа механизма поворота — ступенчатого, дифференциального гидрообъемного или другого.

2. Обоснован и исследован вариант технического решения проблемы «захвата» гусеницы ведущим колесом при наезде на неровность, а также при неустановившихся режимах движения на спуске и торможении.

3. Определены численные параметры динамической нагруженности в свободной ветви объекта исследования — транспортной гусеничной машины высокой проходимости.

Список литературы

1. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движения / В.Ф. Платонов. — М.: Машиностроение, 1973. — 232 с.
2. Теория и конструкция танка: в 10 т. / под ред. П.П. Исакова. — М.: Машиностроение, 1985. — Т. 6: Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. — 244 с.
3. Аврамов, В.П. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям / В.П. Аврамов, Н.Б. Калейчев. — Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк. гос. ун-те, 1989 г. — 111 с.
4. Кошляков, Н.С. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, Е.Б. Глинер, М.М. Смирнов. — 2-е изд. — М.: Высшая школа, 1970. — 710 с.
5. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер; пер. Я.Г. Пановко. — М.: Наука 1967. — 444 с.
6. Светлицкий, В.А. Задачи и примеры по теории колебаний: учеб. пособ. для вузов / В.А. Светлицкий. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. — Ч. II. — 264 с.
7. Светлицкий, В.А. Строительная механика машин. Механика стержней: учеб. для вузов: в 2 т. / В.А. Светлицкий. — М.: Физматлит, 2009. — Т. 1: Статика. — 408 с.
8. Жданович, Ч.И. Экспериментальные исследования колебаний верхней ветви резиноармированной гусеницы сельскохозяйственного трактора / Ч.И. Жданович, В.Н. Плищ // Агротранспорт. — 2023. — № 4(158). — С. 4–9. — DOI: <https://doi.org/10.56619/2078-7138-2023-158-4-4-9>.
9. Жданович, Ч.И. Выбор количества и расположения поддерживающих катков гусеничного трактора на основании анализа колебаний верхней ветви резиноармированной гусеницы / Ч.И. Жданович, В.Н. Плищ // Известия НАН Беларуси. Серия физ.-техн. наук. — 2023. — Т. 68, № 2. — С. 121–136. — DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2023-68-2-121-136>.
10. Strutynskyi, S. Mathematical modelling of a specialized vehicle caterpillar mover dynamic processes under condition of the distributing the parameters of the Caterpillar / S. Strutynskyi, V. Kravchuk, R. Semenchuk // International Journal of Engineering & Technology. — 2018. — Vol. 7, no. 4.3. — Pp. 40–46. — DOI: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19549>.
11. Strutynsky, S.V. Impulse dynamic processes and wave phenomena in the caterpillar mover of the terrestrial robotic complex / S.V. Strutynsky // Вібрації в техніці та технологіях. — 2018. — № 4(91). — С. 5–13.
12. Scholar, C. Efficient vibration modelling of elastic vehicle track systems / C. Scholar, N.C. Perkins // J. Sound Vib. — 1999. — Vol. 228, iss. 5. — Pp. 1057–1078. — DOI: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2458>.
13. Cholołowski, J. On the energy losses due to tracks vibrations in rubber track crawler vehicles / J. Cholołowski, P.A. Dudziński, M. Ketting // Archives of Civil and Mechanical Engineering. — 2021. — Vol. 21. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s43452-021-00212-8>.
14. Cholołowski J., A method for experimental identification of bending resistance of reinforced rubber belts / J. Cholołowski, P. Baranowski, P. Dudzinski // Computational technologies in engineering: Proc. of the 15th conference on computational technologies in engineering. — Melville: AIP Publishing, 2019. — DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5092042>.
15. Visualized simulation and design method of mechanical system dynamics based on transfer matrix method for multibody systems / X. Rui, J. Gu, J. Zhang [et al.] // Adv. Mech. Eng. — 2017. — Vol. 9, iss. 8. — DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814017714729>.
16. Riccati transfer matrix method for linear tree multibody systems / J. Gu, X. Rui, J. Zhang [et al.] // J. Appl. Mech. — 2017. — Vol. 84, iss. 1. — DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4034866>.
17. A new version of transfer matrix method for multibody systems / X. Rui, D. Bestle, J. Zhang, Q. Zhou // Multibody Syst. Dyn. — 2016. — Vol. 38, iss. 2. — Pp. 137–156. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s11044-016-9528-5>.
18. Stephen, N.G. On the Riccati transfer matrix method for repetitive structures / N.G. Stephen // Mech. Res. Commun. — 2010. — Vol. 37, iss. 7. — Pp. 663–665. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2010.07.017>.
19. Pogorelov, D. Parallel computations and co-simulation in Universal Mechanism software. Part I: Algorithms and implementation / D. Pogorelov, A. Rodikov, R. Kovalev // Transport problems. — 2019. — Vol. 14, iss. 3. — P. 163–175. — DOI: <https://doi.org/10.20858/tp.2019.14.3.15>.
20. Сакало, В.И. Кривые контактной усталости рельсовой стали / В.И. Сакало, А.В. Сакало // Вестн. Научно-исслед. ин-та железнодорожного транспорта (ВЕСТНИК ВНИИЖТ). — 2024. — Т. 83, № 2. — С. 124–135. — DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2024-83-2-124-135>.
21. Болотин, В.В. Динамическая устойчивость упругих систем / В.В. Болотин. — М.: Гос. изд-во технико-теоретич. лит-ры, 1956. — 600 с.
22. Возбуждение волновых процессов в двигателе быстроходной гусеничной машины / А.И. Тараторкин, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2023. — Вып. 12. — С. 36–41.
23. Динамика процессов взаимодействия элементов гусеничного двигателя при наезде первого опорного катка на неровность / И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский, С.В. Абдулов [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2023. — Т. 23, № 3. — С. 27–38. — DOI: <https://doi.org/10.14529/engin230303>.
24. Merhof, W. Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge / W. Merhof, E.-M. Hackbarth // AtheneForschung. — URL: <https://athene-forschung.unibw.de/doc/111331/111331.pdf> (date of access: 12.07.2024).

TARATORKIN Alexey I.

Postgraduate Student¹

Third Category Design Engineer²

E-mail: al_tar@mail.ru

ABDULOV Sergey V., Ph. D. in Eng.

Executive Director – Chief Designer²

Associate Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics³

E-mail: sincopa2004@mail.ru

DERZHANSKII Viktor B., Ph. D. in Eng., Prof.

Head of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics³

Leading Researcher⁴

E-mail: dvb_47@mail.ru

VOLKOV Alexandr A., Ph. D. in Eng.

Associate Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics³

Software Engineer⁴

E-mail: al_volkov14@mail.ru

SARACH Evgeniy B., D. Sc. in Eng.

Professor of the Department of SM-9¹

E-mail: sarach@yandex.ru

KOMISSAROV Alexandr I., Ph. D. in Eng.

Associate Professor of the Department of SM-9¹

E-mail: komissarov@bmstu.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

²Special Design Bureau of Mechanical Engineering, Kurgan, Russian Federation

³Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation

⁴Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russian Federation

Received September 30, 2024.

CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE DYNAMICS OF THE TRACK MOVER BYPASS OF A CROSS-COUNTRY TRANSPORT VEHICLE

The article presents an analysis of the methods for studying the dynamics of the branches of the track mover bypass, substantiates and proposes a research methodology and a simulation spatial model of the track mover of a cross-country transport vehicle, which differs from the common string inertialess and rod inertial models of the branches of the track mover by the ability to take into account a complex set of kinematic and force factors excited during the movement of the tracked vehicle in steady and transient motion modes. The model is developed in the “Universal Mechanism” software package, combines the main dependencies of the machine’s suspension system operation in various driving conditions and the dependencies of the interaction of the track links with each other, taking into account the radial, longitudinal and torsional rigidities during their interaction. The model allows for further development for the purpose of in-depth study and consideration of various factors acting in the design elements of the track mover, such as the features of the interaction of the support rollers with the links in the support branch of the track, the formation features of the moment of resistance to rotation and the turning moment depending on the type of the turning mechanism — stepped, differential hydrostatic. The efficiency of the model is assessed using the example of studying the phenomenon of “capture” of the track by the drive wheel when running over a typical unevenness of a sinusoidal profile. The substantiation of the technical solution option for the problem is given, installation of a free branch damper, and the results of determining the numerical parameters of its dynamic loading in relation to the object of study, a cross-country tracked transport vehicle. Thus, based on the results of the studies, the features of dynamic processes in the track mover were established, the main patterns of the formation process of transverse oscillations, their dependence on the design parameters of the bypass and various operational factors were revealed.

Keywords: track mover, dynamics, interaction, excitation, wave process, modeling

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-50-60>

References

1. Platonov V.F. *Dinamika i nadezhnost gusenichnogo dvizheniya* [Dynamics and reliability of tracked movement]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 232 p. (in Russ.).
2. *Teoriya i konstruktsiya tanka. T. 6. Voprosy proektirovaniya khodovoy chasti voennykh gusenichnykh mashin* [Theory and design of the tank. Vol. 6. Design issues of the chassis of military tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 244 p. (in Russ.).
3. Avramov V.P., Kaleychev N.B. *Dinamika gusenichnoy transportnoy mashiny pri ustanovivshemsya dvizhenii po nerovnostyam* [Dynamics of a tracked transport vehicle during steady movement over uneven surfaces]. Kharkov, Vysshaya shkola Publ., Kharkovskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 1989. 111 p. (in Russ.).
4. Koshlyakov N.S., Gliner E.B., Smirnov M.M. *Uravneniya v chastnykh proizvodnykh matematicheskoy fiziki* [Partial differential equations of mathematical physics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1970. 710 p. (in Russ.).
5. Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver W. Jr. *Vibration problems in engineering*. John Wiley, 1974.
6. Svetlitskiy V.A. *Zadachi i primery po teorii kolebaniy. Ch. II* [Problems and examples in the theory of oscillations. Part II]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet im. N.E. Baumana Publ., 1998. 264 p. (in Russ.).
7. Svetlitskiy V.A. *Stroitel'naya mekhanika mashin. Mekhanika sterzhney. T. 1. Statika* [Structural mechanics of machines. Mechanics of rods. Vol. 1. Statics]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2009. 408 p. (in Russ.).

8. Zhdanovich Ch.I., Plishch V.N. Eksperimentalnye issledovaniya kolebaniy verkhney vetvi rezinoarmirovannoy gusenitsy selskokhozyaystvennogo traktora [Experimental studies of vibrations of the upper branch of the rubber-reinforced track of an agricultural tractor]. *Agropanorama*, 2023, no. 4(158), pp. 4–9. DOI: <https://doi.org/10.56619/2078-7138-2023-158-4-4-9> (in Russ.).
9. Zhdanovich Ch.I., Plishch V.N. Vybor kolichestva i raspolozheniya podderzhivayushchikh katkov gusenichnogo traktora na osnovanii analiza kolebaniy verkhney vetvi rezinoarmirovannoy gusenitsy [Selecting number and location of support rollers of crawler tractor based on analysis of vibrations of upper branch of rubber track]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2023, vol. 68, no. 2, pp. 121–136. DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2023-68-2-121-136> (in Russ.).
10. Strutynskiy S., Kravchuk V., Semenchuk R. Mathematical modelling of a specialized vehicle caterpillar mover dynamic processes under condition of the distributing the parameters of the caterpillar. *International journal of engineering & technology*, 2018, vol. 7, no. 4.3, pp. 40–46. DOI: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19549>.
11. Strutynsky S.V. Impulse dynamic processes and wave phenomena in the caterpillar mover of the terrestrial robotic complex. *Vibrations in engineering and technology*, 2018, no. 4(91), pp. 5–13.
12. Scholar C, Perkins NC. Efficient vibration modelling of elastic vehicle track systems. *Journal of sound and vibration*, 1999, vol. 228, iss. 5, pp. 1057–1078. DOI: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2458>.
13. Chołodowski J., Dudziński P.A., Ketting M. On the energy losses due to tracks vibrations in rubber track crawler vehicles. *Archives of civil and mechanical engineering*, 2021, vol. 21. DOI: <https://doi.org/10.1007/s43452-021-00212-8>.
14. Chołodowski J., Dudziński P. A method for experimental identification of bending resistance of reinforced rubber belts. *Proc. 15th conference on computational technologies in engineering "Computational technologies in engineering (TKI'2018)"*. Jora Wielka, 2019. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5092042>.
15. Rui X., Gu J., Zhang J., Zhou Q., Yang H. Visualized simulation and design method of mechanical system dynamics based on transfer matrix method for multibody systems. *Advances in mechanical engineering*, 2017, vol. 9, iss. 8. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814017714729>.
16. Gu J., Rui X., Zhang J., Chen G., Zhou Q. Riccati transfer matrix method for linear tree multibody systems. *Journal of applied mechanics*, 2017, vol. 84, iss. 1. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4034866>.
17. Rui X., Bestle D., Zhang J., Zhou Q. A new form of the transfer matrix method for multibody systems. *Multibody system dynamics*, 2016, vol. 38, iss. 2, pp. 137–156. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11044-016-9528-5>.
18. Stephen N.G. On the Riccati transfer matrix method for repetitive structures. *Mechanics research communications*, 2010, vol. 37, iss. 7, pp. 663–665. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2010.07.017>.
19. Pogorelov D., Rodikov A., Kovalev R. Parallel computations and co-simulation in Universal Mechanism software. Part 1: Algorithms and implementation. *Transport problems*, 2019, vol. 14, iss. 3, pp. 163–175. DOI: <https://doi.org/10.20858/tp.2019.14.3.15>.
20. Sakalo V.I., Sakalo A.V. Krivye kontaktnoy ustalosti relsovoy stali [Rail steel contact fatigue curves]. *Russian railway science journal*, 2024, vol. 83, no. 2, pp. 124–135. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2024-83-2-124-135> (in Russ.).
21. Bolotin V.V. *Dinamicheskaya ustoychivost uprugikh sistem* [Dynamic stability of elastic systems]. Moscow, Gosudarstvennoe izdatelstvo tekhniko-teoreticheskoy literatury Publ., 1956. 600 p. (in Russ.).
22. Taratorkin A.I., Abdulov S.V., Derzhansky V.B., Sarach E.B., Taratorkin A.I., Taratorkin I.A. Vozbuzhdenie volnovykh protsessov v dvizhitele bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny [Excitation of wave processes in propulsion of a high-speed tracked vehicle]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2023, iss. 12, pp. 36–41 (in Russ.).
23. Taratorkin I.A., Derzhanskii V.B., Abdulov S.V., Volkov A.A., Taratorkin A.I. Dinamika protsessov vzaimodeystviya elementov gusenichnogo dvizhitelya pri naезде pervogo opornogo katka na nerovnost [Caterpillar drive elements interaction when the first roller wheel hits an unevenness process dynamic]. *Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical engineering industry"*, 2023, vol. 23, no. 3, pp. 27–38. DOI: <https://doi.org/10.14529/engin230303> (in Russ.).
24. *Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge*. Available at: <https://athene-forschung.unibw.de/doc/111331/111331.pdf> (accessed July 12, 2024).