

## ДИНАМИКА ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ НАЕЗДЕ ПЕРВОГО ОПОРНОГО КАТКА НА НЕРОВНОСТЬ

**И.А. Тараторкин**<sup>1</sup>, [ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>  
**В.Б. Держанский**<sup>1,2</sup>, [dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-1043-8340>  
**С.В. Абдулов**<sup>3</sup>, [sincopa2004@mail.ru](mailto:sincopa2004@mail.ru)  
**А.А. Волков**<sup>1</sup>, [a\\_volkov14@mail.ru](mailto:a_volkov14@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0002-3111-6562>  
**А.И. Тараторкин**<sup>4</sup>, [a\\_tar@mail.ru](mailto:a_tar@mail.ru)

<sup>1</sup> Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург, Россия

<sup>2</sup> Курганский государственный университет, Курган, Россия

<sup>3</sup> АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», Курган, Россия

<sup>4</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

**Аннотация.** Статья посвящена исследованию динамики взаимодействия элементов гусеничного движителя быстроходной гусеничной машины при движении по неровностям, сопровождающейся возникновением не достаточно изученного ранее эффекта «захвата» свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса при его переднем расположении и приводящего к разрушению элементов конструкции энергосилового блока. Представлены результаты исследований динамических волновых процессов в гусеничном движителе, полученные на основе разработанной математической модели. Модель, в которой динамическая система представлена как упругий стержень на безынерционном упругом основании, учитывает возникновение инерционных динамических нагрузок в гусенице, формируемых микропрофилем грунта, и позволяет с удовлетворительной точностью выполнить анализ динамического процесса возбуждения поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода быстроходной гусеничной машины. Из результатов расчетно-экспериментального исследования динамики процесса поперечных волновых колебаний свободной ветви гусеницы при наезде первым опорным катком на неровность установлено, что вследствие воздействия значительной инерционной силы амплитуда колебания гусеницы существенно возрастает, что повышает вероятность ее захвата зубчатым венцом ведущего колеса; амплитуда поперечных колебаний свободной ветви несущественно зависит от параметров конструкции; определяющим фактором является сила предварительного натяжения, которая при наезде первого опорного катка на неровность является неконтролируемой величиной и в предельном случае может сокращаться до нуля; для уменьшения вероятности захвата зубчатым венцом ведущего колеса в конструкцию гусеничного движителя с передним расположением ведущих колес необходимо ввести дополнительный механизм натяжения гусениц и соответствующую систему управления.

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

**Благодарности:** Работа выполнена в рамках госбюджетной темы № НИОКТР 122011100398-2 п. 2.3.2.2 Программы фундаментальных научных исследований государственных академий наук.

**Для цитирования:** Динамика процессов взаимодействия элементов гусеничного движителя 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: 10.14529/engin230303

## CATERPILLAR DRIVE ELEMENTS INTERACTION WHEN THE FIRST ROLLER WHEEL HITS AN UNEVENNESS PROCESS DYNAMIC

**I.A. Taratorkin**<sup>1</sup>, [ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

**V.B. Derzhanskii**<sup>1,2</sup>, [dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-1043-8340>

**S.V. Abdulov**<sup>3</sup>, [sincopa2004@mail.ru](mailto:sincopa2004@mail.ru)

**A.A. Volkov**<sup>1</sup>, [al\\_volkov14@mail.ru](mailto:al_volkov14@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0002-3111-6562>

**A.I. Taratorkin**<sup>4</sup>, [al\\_tar@mail.ru](mailto:al_tar@mail.ru)

<sup>1</sup> Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg, Russia

<sup>2</sup> Kurgan State University, Kurgan, Russia

<sup>3</sup> JSC "Special Design Bureau of Mechanical Engineering", Kurgan, Russia

<sup>4</sup> Moscow State Technical University N.E. Bauman, Moscow, Russia

**Abstract.** The article focuses on the dynamics of high-speed tracked vehicle caterpillar drive elements and their interaction when moving over unevenness. Such movements are accompanied by the previously insufficiently studied effect of the caterpillar drive free branch capturing by the drive wheel gear rim in its front location, which leads to the destruction of the structural elements of the power unit. The paper presents the results of dynamic wave processes in a caterpillar drive obtained using mathematical modeling. The model, in which the dynamic system is presented as an elastic rod on an inertialess elastic foundation, takes into account the inertial dynamic loads in the caterpillar drive formed by the soil microprofile. It also allows us to analyze with satisfactory accuracy the dynamic excitation process of transverse vibrations in a free branch.

The computational and experimental results of studying the dynamic process of free-branch transverse wave oscillations (when the first roller wheel hits an unevenness) demonstrate that due to the significant inertial force influence, the caterpillar oscillations amplitude increases significantly, which increases the likelihood of its capture by the drive wheel gear rim. The free branch transverse oscillations amplitude does not significantly depend on the design parameters.

The determining factor is the pretensioning force. When the first track roller hits an unevenness, it is not a controllable value and, in the limiting case, can be reduced to zero.

To reduce the likelihood of the drive wheel being caught by the gear rim, it is necessary to introduce an additional track tensioning mechanism and an appropriate control system into the design of the caterpillar mover with the front location of the drive wheels.

**Keywords:** caterpillar drive, dynamics, interaction, oscillations excitation, wave process

**Acknowledgments:** The study was supported by state budget topic No. R&D 122011100398-2 p. 2.3.2.2 by the fundamental science research State Science Academies program.

**For citation:** Taratorkin I.A., Derzhanskii V.B., Abdulov S.V., Volkov A.A., Taratorkin A.I. Caterpillar drive elements interaction when the first roller wheel hits an unevenness process dynamic. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023:23(3):27–38. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230303

### Постановка задачи

Быстроходные гусеничные машины широко используются при выполнении сельскохозяйственных работ, строительстве и в военном деле. При этом одним из самых тяжело нагруженных элементов, определяющих во многом надежность и эффективность машины, является гусеничный движитель. Скорость движения гусеничных шасси варьируется от 20 до 70 км/ч, при этом скорость гусеницы достигает 40 м/с и выше, в динамической системе гусеничного движителя возникают сложные, в том числе не описанные ранее динамические процессы, приводящие к потере устойчивости обвода и значительным динамическим нагрузкам. Исследование этих процессов, определение характеристик нагрузок является актуальной научно-технической задачей.

Вопросам исследования динамики гусеничного движителя посвящены работы многих отечественных и зарубежных авторов. В работах [1, 2] анализируется формирование сил тяги в зави-

симости от характера взаимодействия движителя с опорным основанием. В работе [3] приведены результаты комплексного исследования мобильных конвейеров, используемых в карьерах, выявлены величины сил, действующих на элементы гусеничного движителя при маневрировании. Данный подход построен на аналитической модели, в которой используются для расчетов гусеничного движителя упрощенные соотношения, построенные на геометрических связях и квазистатических уравнениях устойчивости. Подобная методология исследования используется многими авторами и имеет своей целью, как правило, прогнозирование нагруженности и устойчивости гусеничных движителей без учета сложных динамических эффектов [4, 5].

В работе в [6] исследуется распределение нагрузок в ветвях гусениц в зависимости от расположения ведущего колеса быстроходной гусеничной машины, приводятся результаты анализа конструкций механизмов натяжения гусениц военных машин ведущих мировых производителей – России, Германии, Англии, США. В частности, указывается на формирование «мешка» или «живота» гусеницы с резинометаллическим шарниром, приводящим к повышению вероятности сброса гусеницы с ведущего колеса при повороте машины. Результаты исследования на основе математического моделирования особенностей динамических колебательных процессов в гусеничных движителях применительно к тяжелым тихоходным гусеничным движителям строительного-дорожных машин без учета высокочастотных параметров нагружения изложены в [7, 8]. В развитие данного направления в статье [9] излагаются результаты исследований динамических волновых процессов в гусеничном движителе наземного робототехнического комплекса. Для этого обосновывается теоретическая модель динамики гусеничного движителя, учитывающая возникновение импульсных нагрузок в его приводе. Нагрузки описываются случайным процессом через периодические импульсы случайной амплитуды. Динамическая система гусеничного обвода представлена как струна, лежащая на упруго-деформационном основании. В работе [10] также используется независимая модель гусеницы с гибкой лентой, опорные катки смоделированы по модульному принципу и могут быть модифицированы для учета любого количества опорных катков. В отечественной литературе наибольший вклад в разработку данной темы внесли ученые ВНИИТМ, НАТИ и МГТУ им. Н.Э. Баумана [11–15] и др. В известной монографии В.Ф. Платонова [13] приводится расчетная схема и математическая модель процесса возбуждения колебательных процессов при кормовом расположении ведущих колес. В его моделях исследуется возникновение поперечных колебаний гусеничной цепи в зависимости от силы предварительного натяжения гусеницы. Данный подход реализован также в работе [16], где исследуется динамика свободной ветви с учетом возбуждения волновых процессов. Особенностью данного подхода является учет инерционных моментов, действующих на траки гусеницы, что позволяет повысить точность прогнозирования динамики системы. Возникшая упругая волна распространяется в продольном и поперечном направлениях в элементах свободной ветви гусеницы. Динамическая составляющая стрелы провисания свободной ветви определяется на основе дифференциального уравнения в частных производных. Результатом работ [13, 15] является частотный анализ динамического процесса, позволивший прогнозировать вероятность возбуждения резонансов. При этом движение гусеничной машины осуществляется по ровной дороге с постоянной скоростью при возмущающей силе, представляющей собой периодическую функцию, определяемую звенчатостью гусеницы на так называемой траковой частоте.

В диапазоне значений скорости движения 10–20 м/с, при  $l_{тр} = 0,140$  м частота возмущения составляет 70–140 Гц. Эти колебания формируют высокую динамическую нагруженность элементов гусеничного движителя с значительными амплитудами как в продольном, так и поперечном направлениях. Данный подход к моделированию динамики гусеничной цепи реализован в большинстве известных работ как отечественных, так и зарубежных авторов, его следует рассматривать как статический или соответствующий движению ГМ с ограниченной скоростью по ровной дороге.

На основе анализа опыта эксплуатации и результатов экспериментальных исследований по оценке плавности хода гусеничных машин (ГМ) с передним расположением ведущих колес, оснащенных гусеницами с РМШ, установлен недостаточно изученный динамический эффект «захвата свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса». Это приводит к разрыву гусеницы, перегрузке элементов энергосилового блока движителя и их разрушению.

Совершенствование конструкции систем поддрессоривания современных гусеничных машин позволяет двигаться по неровностям со сравнительно высокой скоростью. При этом из результатов анализа колебаний свободной ветви (материалы видеозаписи приведены на рис. 1), а также записей ускорений первого опорного катка при движении машины по типовым искусственным неровностям следует, что при взаимодействии гусеницы и первого опорного катка при наезде на неровность принимаемые допущения, принятые в вышеприведенных моделях, существенно отличаются от реальных. Как следует из рис. 1, наезд первого опорного катка на первую неровность приводит к изменению геометрических параметров, приводящих к формированию поперечных колебаний свободной ветви (удлинение ветви, снижение силы предварительного натяжения). При достижении первого опорного катка второй неровности (вероятно, в такт с собственной частотой поперечных колебаний свободной ветви) происходит значительное увеличение амплитуд сложного волнового процесса, очевидно способного привести к захвату гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса. Кроме того, на рис. 2 приведен фрагмент осциллограммы, характеризующий уровень вертикальных ускорений опорного катка (соответственно свободной ветви гусеницы) при наезде опорного катка на неровность. Как следует из осциллограммы, ускорения достигают величины до  $100 g$  ( $1000 \text{ м/с}^2$ ). Соответственно, можно прогнозировать, что на свободную ветвь гусеницы при переднем расположении ведущего колеса действует ускорение сопоставимой величины. Из этого следует основное отличие действительного процесса от рассматриваемого в вышеописанных математических моделях – на свободную ветвь гусеницы действует не только переменная сила растяжения цепи, но и значительная сосредоточенная или распределенная нагрузка, формируемая ускорением машины при переезде через неровность. Таким образом, основные отличия заключаются в следующем:

1. При наезде первого опорного катка на неровность опорной поверхности геометрия свободной ветви гусеницы при сходе с ведущего колеса существенно изменяется. Это вызывается быстрым перемещением оси опорного катка в вертикальной плоскости по окружности радиуса, равного длине балансира, что приводит к значительному увеличению длины свободной ветви гусеницы и снижению силы предварительного натяжения гусеничной цепи на наклонном участке обвода.

2. При наезде на неровность формируются значительные поперечные инерционные силы, действующие на свободную ветвь гусеницы и возбуждающие волновые процессы, приводящие к значительному увеличению амплитуды поперечных колебаний.

3. В процессе движения ГМ с передним расположением ведущих колес в свободной ветви возбуждаются поперечные волновые процессы, приводящие к вариации геометрических параметров гусеничного обвода, в частности, угла охвата ведущих колес гусеницами, периодическому изменению упругой линии свободной ветви, в том числе ее длины, и других геометрических параметров. Изменение угла охвата гусеницей ведущего колеса вследствие перемещения первого опорного катка приводит к повышению вероятности «захвата свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса».

4. Продольно-угловые колебания корпуса, а также колебания на низших собственных формах в трансмиссии ГМ приводят к дополнительной вариации геометрических параметров гусеничного обвода, также способствующих «захвату свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса».

Таким образом, на основе проведенного анализа источников информации и новых экспериментальных данных можно сделать вывод об отсутствии в литературе результатов исследований, удовлетворительно описывающих процесс «захвата» гусеничной цепи ведущим колесом при его переднем расположении. Поэтому к нерешенным ранее частям общей проблемы повышения устойчивости и снижения динамической нагруженности гусеничного движителя следует отнести описанное выше явление «захвата» гусеницы ведущим колесом.

В соответствии с этим целью предлагаемого исследования является анализ динамического процесса взаимодействия элементов гусеничного движителя при наезде первого опорного катка на неровность опорной поверхности, обоснование направлений совершенствования конструкции гусеничного движителя, нацеленных на снижение вероятности «захвата свободной ветви гусеницы зубчатым венцом ведущего колеса». Для ее достижения решаются следующие задачи:

1. Разработка расчетной схемы и математической модели динамики свободной ветви гусеничного движителя при переднем расположении ведущего колеса.

2. Моделирование динамики рассматриваемой системы и анализ результатов теоретического исследования.

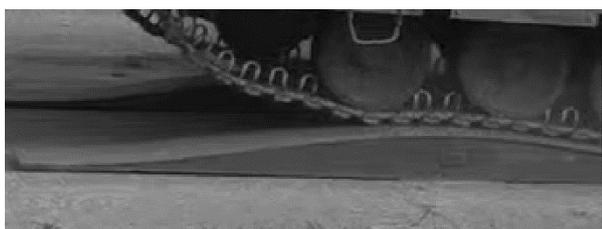
3. Обоснование технических решений, повышающих устойчивость гусеничного обвода.



а1



б1



а2



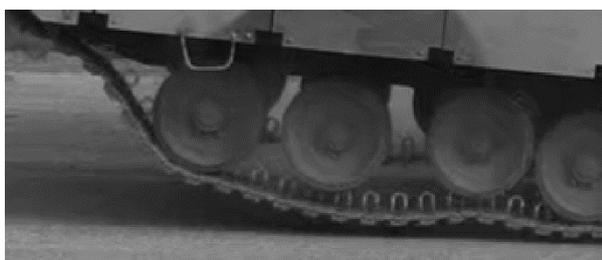
б2



а3



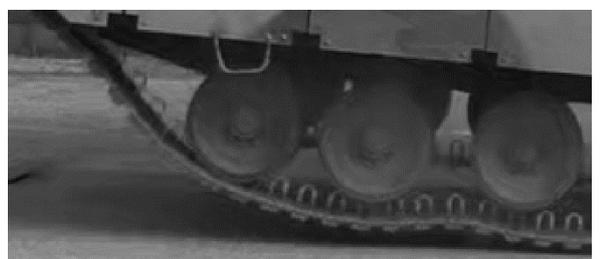
б3



а4



б4



а5



б5

А) переезд через первую неровность  
hitting the first artificial bump

Б) переезд через вторую неровность  
hitting the second artificial bump

Рис. 1. Результаты видеофиксации изменения параметров гусеничного движителя при наезде на искусственную неровность

Fig. 1. Photos of parameter changes of the caterpillar drive when hitting an artificial unevenness

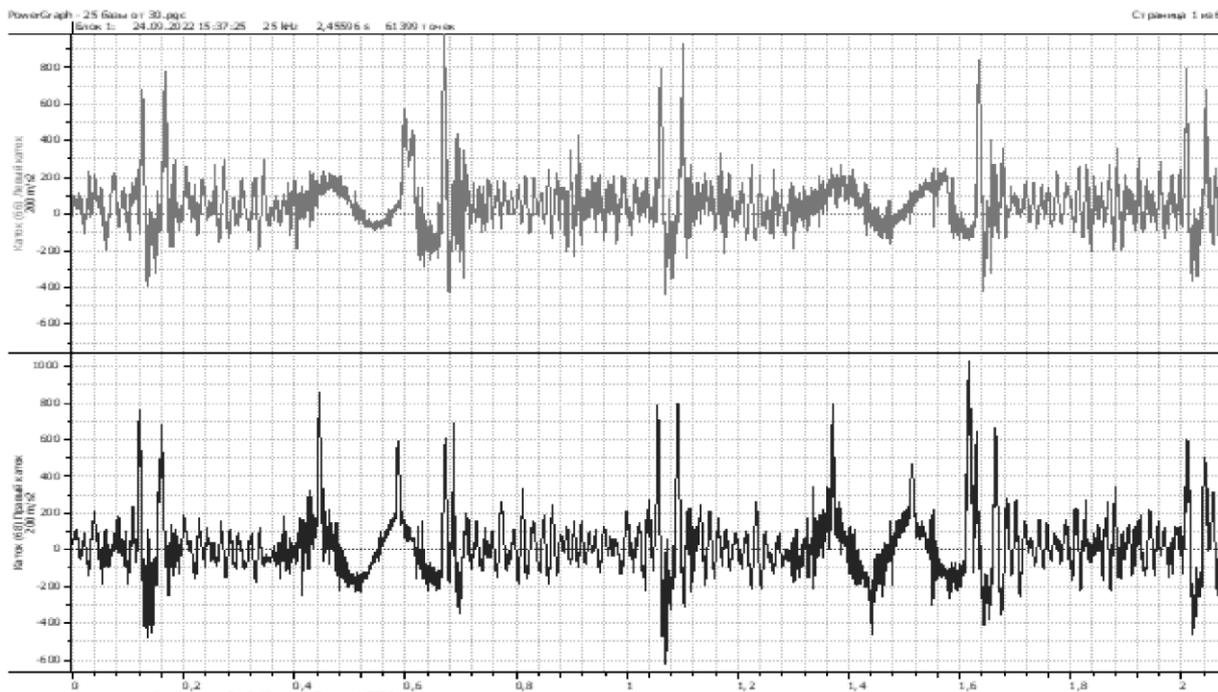


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы, характеризующий ускорение первого опорного катка (массы свободной ветви) при его наезде на неровность  
Fig. 2. A fragment of an oscillogram characterizing the acceleration of the first roller wheel (the mass of the free branch) when it hits an unevenness

### 1. Разработка расчетной схемы и математической модели динамики свободной ветви гусеничного движителя при переднем расположении ведущего колеса

Схема гусеничного обвода при переднем расположении ведущих колес приведена на рис. 3. Она включает ведущее колесо 1 (охваченное гусеницей 5 на угол  $\gamma$ ), радиус которого составляет  $r_{ВК}$ , первый опорный каток 2 с радиусом  $r_{ОК}$  соединен через балансир 3 длиной  $l_Б$  с корпусом машины 4. Второй конец свободной ветви гусеницы 5 опирается на шарнир первого трака, лежащего на опорной поверхности. Относительно горизонтали свободная ветвь гусеницы 5 образует угол  $\beta$ . Высота расположения оси ведущего колеса 1 относительно опорной поверхности составляет  $a$ . Длина пролета оси ведущего колеса 1 относительно оси первого опорного катка 2 составляет  $L$ .

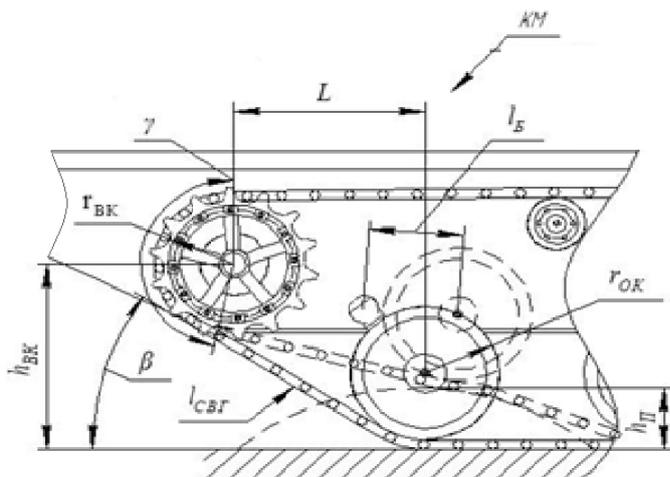


Рис. 3. Схема гусеничного обвода при равномерном движении машины с не высокой скоростью (при неизменном значении силы предварительного натяжения)

Fig. 3. Caterpillar drive low speed uniform movement scheme (with a constant value of the pre-tension force)

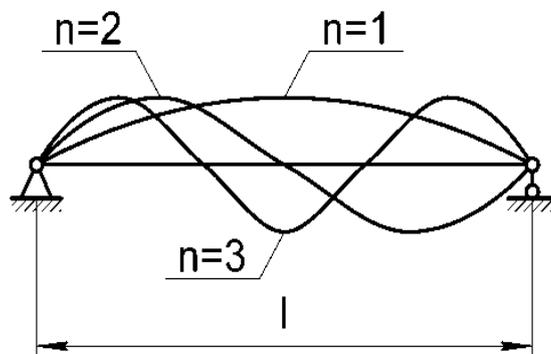


Рис. 4. Определение форм распространения волновых процессов

Fig. 4. Wave processes forms determination

Анализ результатов вариации геометрических параметров гусеничного обвода показывает, что при наезде первого опорного катка на неровность высотой 0,2 м сокращается расстояние между зубом ведущего колеса, определяемое координатой  $\gamma$ , и серьгами, соединяющими первый и второй трак свободной ветви, а также угол наклона свободной ветви  $\beta$ . При этом дополнительный угол охвата ведущего колеса  $\Delta\gamma$  возрастает незначительно. Анализ геометрии гусеничного обвода показывает, что при равномерном движении машины это не приводит к росту вероятности захвата свободной ветви зубчатым венцом ведущего колеса. Вследствие этого, а также с учетом результатов анализа колебаний свободной ветви, приведенных выше (см. рис. 1, 2), очевидна необходимость рассмотрения динамики взаимодействия элементов гусеничного обвода.

Рассмотрим сбегающую с ведущего колеса свободную ветвь гусеницы при переднем расположении ВК как шарнирно опертый с двух концов стержень: с одного конца – на неподвижный шарнир (на ведущее колесо), а со второго конца – на подвижный шарнир (на поддерживающий каток). С одной стороны, стержень опирается на шарнир последнего трака, находящийся в зацеплении с ведущим колесом, с другой стороны, на шарнир первого трака гусеницы, лежащий на опорной поверхности и защемленный первым опорным катком (рис. 4).

Как указывалось выше, траки не являются точечными массами, поэтому необходимо учитывать их моменты инерции относительно центра масс каждого трака. В пределе можно считать, что стержень (свободная ветвь гусеницы) нагружена инерционными моментами каждого трака и приложенной сосредоточенной в центре свободной ветви нагрузкой. Дифференциальное уравнение малых поперечных свободных колебаний свободной ветви гусеницы (стержня) с учетом инерции поворота сечений описывается уравнением четвертого порядка [17, 18]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{C}{m_0} y = -a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial z^4}, \quad (1)$$

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;  $a$  – параметр, характеризующий скорость распространения волны (интенсивность сил инерции стержня), который для упругого стержня определяется выражением

$$a^2 = \frac{EJg}{A\gamma}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $J$  – момент инерции сечения;  $g$  – ускорение свободного падения;  $A$  – площадь поперечного сечения стержня;  $\gamma$  – вес единицы объема материала стержня. Применительно к гусенице с резино-металлическими шарнирами приведенная изгибная жесткость ветви с равномерно распределёнными параметрами согласно [13] определяется следующим образом:

$$EJ = \mu_0 \cdot l_0 \cdot b, \quad (3)$$

где  $\mu_0$  – относительная угловая жесткость;  $l_0$  – шаг гусеницы;  $b$  – ширина гусеницы. Необходимо отметить, что формула (2) не учитывает силы предварительного натяжения свободной ветви, которая, как будет показано ниже, является определяющей при формировании процесса возбуждения поперечных колебаний. Поэтому в дальнейшем для определения параметра  $a$  используется зависимость для скорости распространения волны в гибкой струне  $a^2 = \frac{T}{m_0}$ , приведенная в работах [19, 20]. При выполнении расчетов скорость распространения волны варьировалась от 2 до 22 м/с. При моделировании в момент времени  $t = 0$  к центру ветви внезапно прикладывается сосредоточенная сила  $P$ , определяемая как произведение массы свободной ветви на ее ускорение, возникающее при наезде (ударе) первого опорного катка об неровность. В частности, такое явление фиксируется при выполнении типовых испытаний на плавность хода при движении по искусственным низкочастотным неровностям. Экспериментально установлено, что ускорение центра масс свободной ветви достигает значений 1000 м/с<sup>2</sup>. На рис. 2 представлен фрагмент осциллограммы, характеризующий ускорение первого опорного катка при его соударении с неровностью при оценке параметров плавности хода гусеничной машины.

В этом случае дифференциальное уравнение (1) принимает вид:

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

где  $L/2$  – расстояние до точки приложения сосредоточенной нагрузки, равное половине длины свободной ветви гусеницы. Разложив  $\delta$ -функцию в ряд Фурье по собственным функциям [19, 20]

$\delta(z - L/2) = \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin \frac{\pi k z}{L}$ , получим коэффициенты разложения:

$$b_k = \frac{2}{L} \int_0^L \delta(z - L/2) \sin \frac{\pi k z}{L} dz = \frac{2}{L} \sin \frac{\pi k L/2}{L}.$$

В этом случае уравнение (4) приводится к виду:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \frac{c}{m_0} y = \frac{2 \cdot P_0}{L \cdot m_0} \cdot \sin \frac{\pi k L/2}{L}. \quad (5)$$

В соответствии с известным алгоритмом [18–20] решение данного уравнения ищем в форме

$$y = \sum_{k=1}^{\infty} y_k(t) \sin \frac{\pi k z}{L}.$$

Подставив данные решения в (5), получаем уравнения для определения функций  $y_k(t)$ :

$$\frac{\partial^2 y_k}{\partial t^2} + a^2 \left( \frac{\pi k}{L} \right)^4 y_k + \frac{c}{m_0} y_k = \frac{2 \cdot P_0}{L \cdot m_0} \cdot \sin \frac{\pi k L/2}{L}. \quad (6)$$

В общем случае порядок гармоник  $k$  может быть любым натуральным числом. В реальных звенчатых ветвях наивысший номер гармоник определяется шагом гусеницы  $l_0$ . Если принять минимальное число траков, из которых может состоять волна, равным шести, то номер высшей гармоники составляет  $k_{max} = \frac{l_{св}}{2l_0}$ , т. е. максимальный номер гармоники не превышает  $k = 3$ , соответственно, если число траков равно восьми, то номер высшей гармоники равен  $k = 4$ .

## 2. Моделирование динамики рассматриваемой системы и анализ результатов теоретического исследования

Анализ результатов видеofиксации (см. рис. 1) показывает, что при ударном взаимодействии первого опорного катка с искусственной неровностью количество траков, составляющих свободную ветвь, увеличивается с 6 до 8. При этом очевидно значительное снижение, вплоть до нулевого уровня, силы предварительного натяжения на участке свободной ветви и, как следствие, изменение собственных частот колебаний в соответствии с выражением:

$$\omega = \sqrt{a^2 \left( \frac{\pi k}{L} \right)^4 + \frac{c}{m_0}}. \quad (7)$$

Как следует из уравнения, при изменении силы предварительного натяжения от 0 до 40000 Н, диапазон частот поперечных колебаний для заданных условий варьируется от 0,3 Гц до 35 Гц.

Уравнение (6) позволяет найти комплекс решений для любого заданного числа собственных форм колебаний. В нашем случае, с учетом принципа суперпозиции, общее решение для комплекса рассматриваемых форм колебаний (первых 3-х) получается как их векторная сумма (рис. 5). Из рисунка следует, что при движения со скоростью  $V = 33 \text{ км/ч}$  и силе предварительного натяжения  $T = 4000 \text{ Н}$  амплитуда ветви на расстоянии 0,5 м от оси ВК достигает значения 0,25...0,3 м, что соответствует рис. 1, б1–б4.

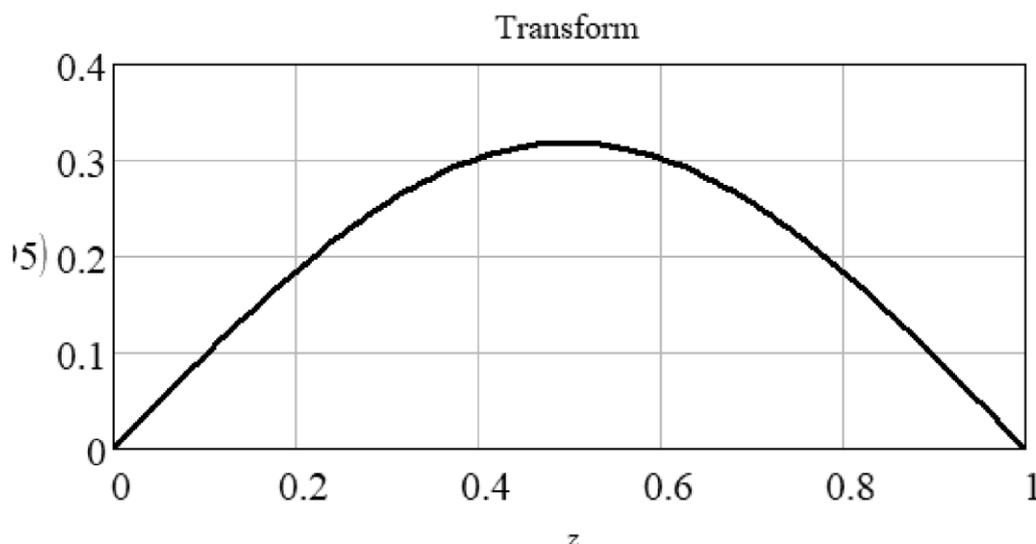


Рис. 5. Результаты моделирования амплитуды поперечных колебаний при наезде на искусственную неровность ( $V = 33 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$ ,  $T = 4000 \text{ Н}$ )

Fig. 5. Transverse vibrations when hitting an unevenness amplitude modelling results

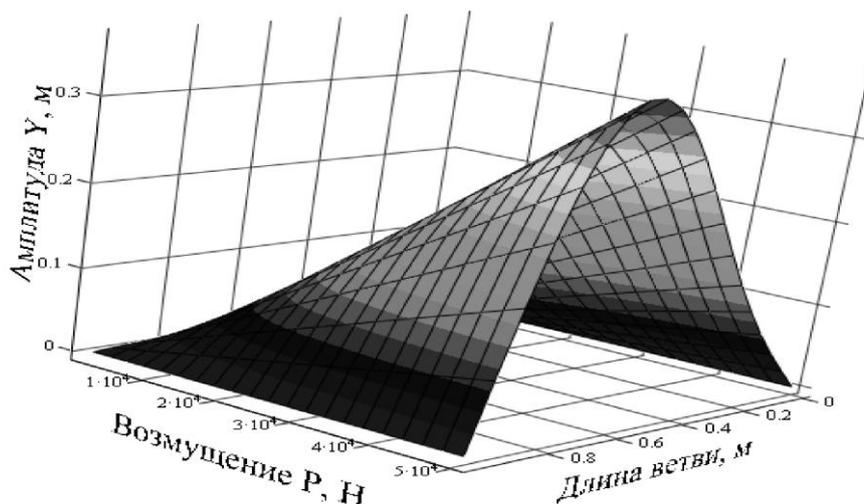


Рис. 6. Результаты моделирования поперечных колебаний свободной ветви гусеницы для заданных значений силы предварительного натяжения в виде функции двух координат – времени и сосредоточенной силы инерции, приложенной в середине свободной ветви

Fig. 6. The caterpillar drive free branch for the given values of the pre-tension force transverse vibrations as a function of two coordinates – time and the concentrated inertia force applied in the middle of the free branch modeling results

На рис. 6 приведено трехмерное изображение, характеризующее для заданных значений силы предварительного натяжения амплитуду поперечных колебаний во времени по длине свободной ветви в виде функции координаты сосредоточенной силы, приложенной в середине свободной ветви (силы инерции). Из рис. 6 следует, что с увеличением скорости прохождения неровности (ростом сосредоточенной инерционной силы) амплитуда поперечных колебаний достигает значительных величин, способных привести к захвату ведущим колесом сбегающей с него гусеницы.

#### Заключение

1. Разработанная математическая модель позволяет с удовлетворительной точностью выполнить анализ динамического процесса возбуждения поперечных колебаний свободной ветви гусеничного обвода быстроходной гусеничной машины при переднем расположении ведущего колеса.

2. Из результатов расчетно-экспериментального исследования динамики процесса поперечных волновых колебаний свободной ветви гусеницы при наезде первым опорным катком на неровность установлено:

– вследствие воздействия значительной инерционной силы амплитуда существенно возрастает, что повышает вероятность ее захвата зубчатым венцом ведущего колеса;

– амплитуда поперечных колебаний свободной ветви несущественно зависит от параметров конструкции. Определяющим фактором является сила предварительного натяжения, которая при наезде первого опорного катка на неровность является неконтролируемой величиной и в предельном случае может сокращаться до нуля;

– для уменьшения вероятности захвата зубчатым венцом ведущего колеса в конструкцию гусеничного движителя с передним расположением ведущих колес необходимо ввести дополнительный механизм натяжения гусениц и соответствующую систему управления. Последнее определяет направленность дальнейших исследований.

#### Список литературы

1. Wong J.Y. Application of the Computer Simulation Model NTVPM-86 to the Development of a New Version of the Infantry Fighting Vehicle ASCOD // Journal of Terramechanics. 1995. Vol. 33, No. 1. P. 53–61.

2. Wyk D.J. van, Spoelstra J., Klerk J.H. de. Mathematical modeling of the interaction between a tracked vehicle and the terrain // Appl. Math. Modeling. 1996, Vol. 20. P. 838–846.

3. Smolnicki T., Maślak P. Multicaterpillar track chassis of big machines – identification of loads // KEM. 2011. Vol. 490. P. 187–194. DOI: 10.4028/www.scientific.net.

4. Bucket wheel excavator: integrity assessment of the bucket wheel boom tie-rod welded joint/ S. Bosnjak, M. Arsić, N. Zrnić, M. Rakin, M. Pantelić // *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18 (1). P. 212–222. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2010.09.001
5. Examination of the cause of a bucket wheel fracture in a bucket wheel excavator / E. Rusiński, P. Harnatkiewicz, M. Kowalczyk, P. Moczko // *Engineering Failure Analysis*. 2010. Vol. 17. P. 1300–1312. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2010.03.004
6. Mchhof W., Hackbarth E. M. Driving dynamics of tracked vehicle. National Defense Industry Press, Beijing, China, 1989.
7. Вдосников С.А. Методика определения критической скорости движения гусеницы платформы по заносу. *Механика та машиностроения – Механика и машиностроение*, 2016. Т. 1. С. 36–44.
8. Койнаш В.А., Крупко В.Г. Моделирование работы гусеничного ходового оборудования землеройной машины. *Механика та машиностроения – Механика и машиностроение*, 2012. Т. 1. С. 16–24.
9. Strutynsky S.V. Impulse dynamic processes and wave phenomena in the caterpillar mover of the terrestrial robotic complex // *Vibrations in engineering and technology*. 2018. № 4/91. С. 5–13.
10. Sandu C., Freeman J.S. Military tracked vehicle model. Part I: multibody dynamics formulation // *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*. 2005. Vol. 1. P. 48–67. DOI: 10.1504/IJVSMT.2005.008572
11. Исаков П.П. Теория и конструкция танка. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
12. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям. Харьков: Изд-во Харькова. штат. ун-та, 1989. 111 с.
13. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движения. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.
14. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем под-рессоривания гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.
15. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин. Часть 1. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 40 с.
16. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Ограничение подвижности быстроходных гусеничных машин при флуктуации боковых сил // *Тракторы и сельхозмашины*. 2011. № 6. С. 14–18.
17. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. М., 1956. 600 с.
18. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.
19. Светлицкий В.А., Романов В.В. Динамическая устойчивость прямолинейных стержней с локальными связями, нагруженных следящими силами // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2010. № 2. С. 15–25.
20. Светлицкий В.А. Строительная механика машин. Механика стержней. Т. 1: Статика: учебник для вузов: в 2 т. М.: Физматлит, 2009. 408 с.

### References

1. Wong J.Y. Application of the Computer Simulation Model NTVPM-86 to the Development of a New Version of the Infantry Fighting Vehicle ASCOD. *Journal of Terramechanics*, 1995, Vol. 33, No. 1, pp. 53–61.
2. Wyk D.J. van, Spoelstra J., Klerk J.H. de. Mathematical modeling of the interaction between a tracked vehicle and the terrain. *Appl. Math. Modeling*, 1996, vol. 20, pp. 838–846.
3. Smolnicki T., Maślak P Multicaterpillar track chassis of big machines – identification of loads. *KEM*. 2011, vol. 490, pp. 187–194. DOI: 10.4028/www.scientific.net.
4. Bosnjak S., Arsić M., Zrnić N., Rakin M., Pantelić M. Bucket wheel excavator: integrity assessment of the bucket wheel boom tie-rod welded joint, *Engineering Failure Analysis*, 2011, vol. 18 (1), pp. 212–222. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2010.09.001

5. Rusiński E., Harnatkiewicz P., Kowalczyk M., Moczko P. Examination of the cause of a bucket wheel fracture in a bucket wheel excavator. *Engineering Failure Analysis* 2010, vol. 17, pp. 1300–1312. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2010.03.004.
6. Mcrhof W., Hackbarth E. M. Driving dynamics of tracked vehicle. National Defense Industry Press, Beijing, China, 1989.
7. Vdosnikov S.A. [Method of determining the critical speed of the caterpillar mover of the platform for skidding]. *Mechanics and mechanical engineering*, 2016, vol. 1, pp. 36–44. (In Russ.)
8. Koinash V.A., Krupko V.G. Modelirovaniye raboty gusenichnogo khodovogo oborudovaniya zemleroynoy mashiny [Modeling of the caterpillar drive equipment of the excavation machine]. *Mechanics and mechanical engineering*, 2012, vol. 1, pp. 16–24. (In Russ.).
9. 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.
10. Sandu C., Freeman J.S. Military tracked vehicle model. Part I: multibody dynamics formulation. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 2005, vol. 1, pp. 48–67. <https://doi.org/10.1504/IJVSMT.2005.008572>
11. Isakov P.P. *Teoriya i konstruktsiya tanka. T. 6. Voprosy proyektirovaniya khodovoy chasti voyennykh gusenichnykh mashin* [Theory and design of the tank. Vol. 6. Issues of designing the undercarriage of military tracked vehicles]. Moscow, 1985. 244 p.
12. Avramov V.P., Kaleichev N.B. *Dinamika gusenichnoy transportnoy mashiny pri ustanovivshemsya dvizhenii po nerovnostyam* [Dynamics of a caterpillar transport vehicle during steady motion over bumps]. Kharkov, 1989. 111 p.
13. Platonov V.F. *Dinamika i nadezhnost' gusenichnogo dvizheniya* [Dynamics and reliability of caterpillar movement]. Moscow, 1973. 232 p.
14. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelinejnykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin* [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow, 1976. 207 p.
15. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Sarach E.B. *Konstruktsiya i raschet podvesok bystrohodnykh gusenichnykh mashin* [Design and calculation of high-speed tracked vehicle suspension]. Moscow, 2007. 40 p.
16. Derzhansky V.B., Taratorkin I.A. [Limitation of mobility of high-speed tracked vehicles with fluctuations of lateral forces] *Tractors and agricultural machines*, 2011, no. 6, pp. 14–18. (In Russ.)
17. Bolotin V.V. *Dinamicheskaya ustoychivost' uprugikh sistem* [Dynamic stability of elastic systems]. Moscow, 1956. 600 p.
18. Timoshenko S.P., Young D.Kh., Weaver W. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow, 1967. 444 p.
19. Svetlitsky V.A., Romanov V.V. [Dynamic stability of rectilinear rods with local connections loaded with tracking forces]. *Bulletin of MSTU im. N.E. Bauman. Ser. Mechanical engineering*, 2010, no. 2, pp. 15–25. (in Russ)
20. Svetlitsky V.A. *Stroitel'naya mekhanika mashin. Mekhanika sterzhney : uchebnik dlya vuzov : v 2 t. T. 1: Statika* [Structural mechanics of machines. Mechanics of rods: a textbook for universities: in 2 volumes. Vol. 1: Statics]. Moscow, 2009. 408 p.

#### **Информация об авторах**

**Тараторкин Игорь Александрович**, заведующий отделом механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург, Россия; [ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru)

**Держанский Виктор Борисович**, в.н.с., Институт машиноведения УрО РАН (Екатеринбург, Россия); заведующий кафедрой ГМ и ПМ, Курганский государственный университет (Курган, Россия); [dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru)

**Абдулов Сергей Владимирович**, исполнительный директор, АО «СКБМ», Курган, Россия; [sincora2004@mail.ru](mailto:sincora2004@mail.ru)

**Волков Александр Александрович**, инженер отдела механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург, Россия; [al\\_volkov14@mail.ru](mailto:al_volkov14@mail.ru)

**Тараторкин Алексей Игоревич**, аспирант кафедры СМ-9, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия; al\_tar@mail.ru

*Information about the authors*

**Igor A. Taratorkin**, Head of Department, IES UB RAS, Yekaterinburg, Russia; ig\_tar@mail.ru

**Viktor B. Derzhanskii**, Leading Researcher, IES UB RAS (Yekaterinburg, Russia); Head of Department, Kurgan State University (Kurgan, Russia); dvb\_47@mail.ru

**Sergey V. Abdulov**, Executive Director, JSC “Special Design Bureau of Mechanical Engineering”, Russia; sincopa2004@mail.ru

**Alexander A. Volkov**, engineer, IES UB RAS, Yekaterinburg, Russia; al\_volkov14@mail.ru

**Alexey I. Taratorkin**, postgraduate, Moscow State Technical University N.E. Bauman, Moscow, Russia; al\_tar@mail.ru

*Статья поступила в редакцию 28.08.2023; принята к публикации 29.08.2023.*

*The article was submitted 28.08.2023; accepted for publication 29.08.2023*