

УДК 629.114.2

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ДИНАМИКЕ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРНЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ

© 2018 А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв, С.А. Ульрих

Барнаульский юридический институт Министерства внутренних дел Российской Федерации

Статья поступила в редакцию 10.12.2018

В работе рассмотрено влияние нелинейности жесткостной характеристики резинометаллического шарнирного соединения траков на динамическую нагруженность элементов гусеничного движителя. Представлены результаты численного исследования динамического поведения участка гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирами.

Ключевые слова: гусеничный движитель, резинометаллическое шарнирное соединение, динамическая нагруженность, численные методы.

Проектирование и расчет конструкций транспортных машин с гусеничными движителями связаны с определенной спецификой, обусловленной жесткими требованиями к металлоемкости, износостойкости и надежности. В связи с большим количеством элементов, составляющих гусеничный движитель, снижение в целом металлоемкости конструкции может быть достигнуто за счет максимального использования резервов прочности конструкционных материалов. Что в конечном итоге приводит к повышенной напряженности элементов как в экстремальных ситуациях, так в штатных режимах эксплуатации. Кроме того, увеличение нагрузок возникает также в силу принципиально устройства (звенчатость гусеничного обвода традиционных систем), вследствие конструктивных и технологических зазоров. Виброударные режимы в гусеничном движителе приводят к возрастанию динамических напряжений и снижению усталостной долговечности отдельных узлов. Кроме того, ударные взаимодействия и вибрации механизмов движителя, имеющих зазоры в кинематических парах, приводят к возрастанию энергетических потерь и снижению коэффициента полезного действия всего движителя.

Можно выделить следующие основные пути снижения динамической нагруженности деталей гусеничного движителя и трансмиссии:

- уменьшение амплитуды возмущающего воздействия;

Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: bubushka@mail.ru

Ковалёв Виталий Витальевич, кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: 79095020200@yandex.ru

Ульрих Сергей Александрович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: ulrihs22@mail.ru

- вывод резонансных режимов за пределы рабочих частот путем изменения параметров динамической системы;

- применение гасителей резонансных колебаний (демпферов).

Введение в силовую схему резиновых вязкоупругих элементов существенно изменяет характер колебательных процессов, что необходимо учитывать при моделировании динамического поведения гусеничного движителя.

Целью настоящей работы является исследование влияния нелинейности жесткостных характеристик резинометаллических соединений траков на динамическое поведение гусеничного движителя. В связи с этим необходимо решить следующие задачи: создание математической модели динамического поведения элементов гусеничной цепи с учетом нелинейности жесткостных характеристик, создание алгоритма расчета для последующего проведения численных экспериментов с исследуемой математической моделью, анализ и обобщение результатов расчета.

В гусеничных движителях звенчатого типа наибольшее распространение нашли шарнирные соединения следующих типов: в виде простого металлического шарнира, резинометаллического шарнира и резинометаллического шарнира с ограничителями радиальной деформации. С учетом конструктивных, технологических и экономических факторов самым простым является соединение металлическим шарниром. Однако такой вид соединения обладает низким ресурсом вследствие интенсивного абразивного износа. Это приводит к постепенному увеличению зазоров в шарнирном соединении и вытягиванию гусеничного обвода. За счет этого увеличивается шаг гусеницы, нарушается контакта звеньев гусеничного обвода в зоне зацепления с ведущим колесом. Внедрение в шарнирное соединение траков

резиновых элементов позволяет снизить динамическую нагруженность двигателя за счет вязкоупругих свойств резины. Оптимальная комбинация резиновых и металлических элементов, а также рациональный выбор их параметров позволяют получить необходимые для снижения динамических нагрузок характеристики жесткости.

Однако проектирование и расчет технических конструкций, содержащих резиновые элементы, является достаточно сложной инженерной задачей. Связано это с тем, что резина

как конструкционный материал обладает вязкоупругими характеристиками в большинстве своем нелинейного характера. Использование методов расчета на основе простых математических моделей не всегда дает адекватные результаты.

В работе [1] приводятся жесткостные характеристики различных типов шарниров, полученных в результате экспериментальных исследований. На рис. 1 – 2 приведены жесткостные характеристики соединений звеньев с металлическим пальцем (1М) и трех вариантов резино-

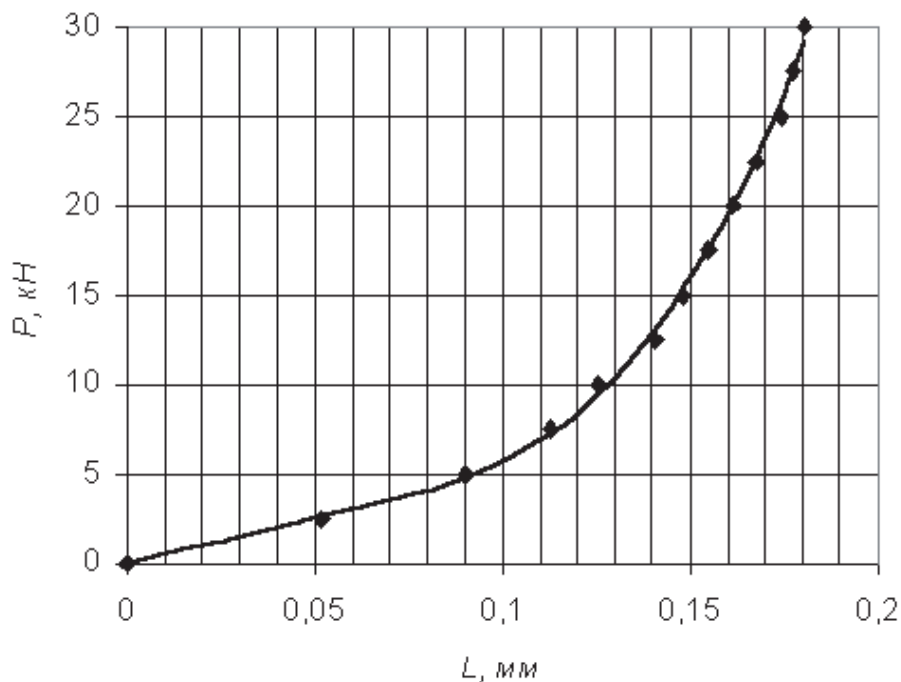


Рис. 1. Жесткостная характеристика металлического шарнирного соединения

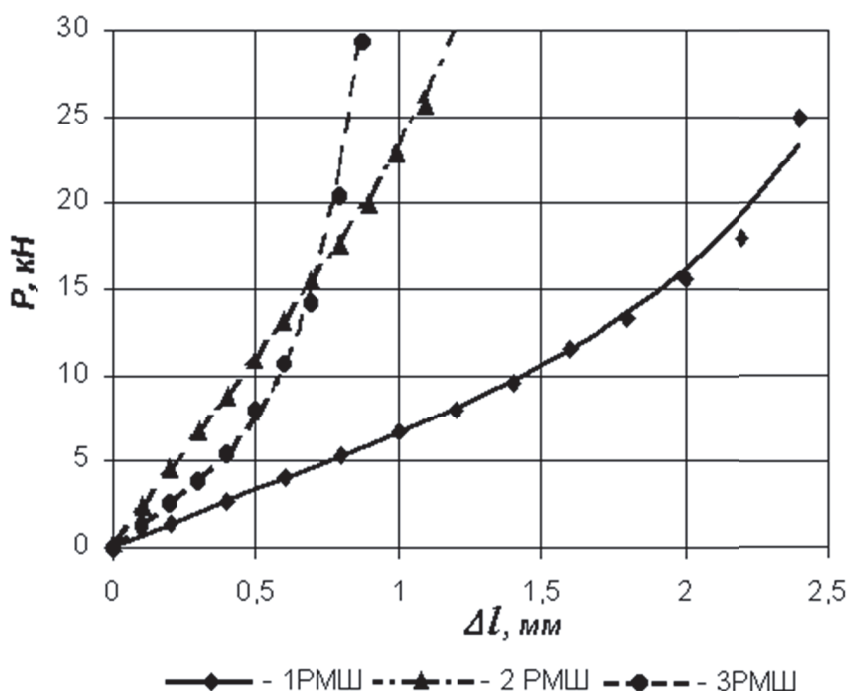


Рис. 2. Жесткостные характеристики резинометаллических шарнирных соединений

металлических шарнирных соединений (1РМШ, 2РМШ и 3РМШ).

Анализируя графики жесткостных параметров можно выделить следующие характерные участки: на начальном этапе растяжения в шарнирах выбираются зазоры (линейный участок в начале графика), затем наблюдается значительный рост жесткости шарнира (прогиб пальца звена).

Математическая модель исследуемого участка гусеничной цепи представляет собой линейную многомассовую систему, элементы которой последовательно соединены вязкоупругими связями с коэффициентами жесткости k и демпфирования c . Динамическое поведение системы моделируется системой дифференциальных уравнений [2,3,4], для численного решения которой используется метод конечных элементов с дискретизацией по времени [5]. На каждом шаге реализации алгоритма расчета вычисляются динамические перемещения и скорости элементов системы, а также динамические нагрузки, действующие на резиновые элементы шарнирных соединений.

Работоспособность предложенного алгоритма проверялась сравнением результатов результатов теоретических и экспериментальных исследований свободных колебаний участка гусеничного обвода. В работе [6] приводится описание схемы экспериментального определения параметров свободных колебаний участка гусеничной цепи. На рис. 3 показана исследуемая система, которая содержит девять траков и девять шарнирных соединений. Кроме того на схеме показано расположение датчиков измерения динамических усилий в шарнирных соединениях.

Для реализации алгоритма численного исследования приведенной схемы необходимо учесть нелинейность жесткостных характеристик. Коэффициенты жесткости представляют собой не постоянные значения, а вычисляются на каждом шаге алгоритма по формулам, аппроксимирующим экспериментальные данные. Наиболее точное приближение дает выражение вида

$$P(x) = k_1x + k_2x^5 . \tag{1}$$

В таблице 1 приводятся значения коэффициентов полинома для вычисления радиальной жесткости шарниров четырех типов.

На рис. 4 приводится сопоставление результатов экспериментальных и численных исследований процесса свободных колебаний гусеничной ветви для шарнирного соединения типа 2РМШ (Таблица 2).

Анализ графиков изменения растягивающих усилий в шарнирных соединениях показывает хорошее согласование результатов экспериментальных и теоретических исследований. Разность максимальных амплитуд составляет 4-6%. Некоторое различие в протекании колебательных процессов объясняется тем, что в работе [6] приведены сглаженные графики, не отражающие нелинейные процессы.

Проведение следующего этапа расчетов было связано с оценкой влияния нелинейности жесткостной характеристики шарнирного соединения на динамическое поведение элементов. На рис. 5 приведены графики амплитудно-частотных характеристик (4 шарнир) для различных вариантов расчета при внешнем синусоидальном нагружении с изменением частоты воздействия в диапазоне 50-70 с⁻¹.

Анализируя приведенные расчетные данные можно сделать следующие выводы:

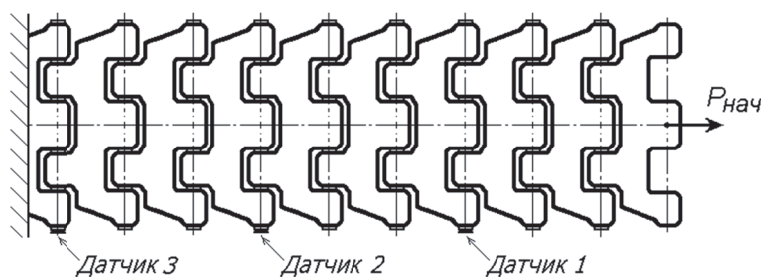


Рис. 3. Схема экспериментального определения параметров свободных колебаний ветви гусеничной цепи

Таблица 1. Значения коэффициентов полинома для расчета жесткости шарнира

Тип шарнира	Величина зазора, мм	k_1 , Н/м	k_2 , Н/м ⁵
1М	---	$4,774 \times 10^7$	$1,017 \times 10^{23}$
1РМШ	0,625	$6,545 \times 10^6$	$9,699 \times 10^{16}$
2РМШ	0,590	$1,985 \times 10^7$	$1,510 \times 10^{18}$
3РМШ	0,462	$1,180 \times 10^7$	$3,397 \times 10^{19}$

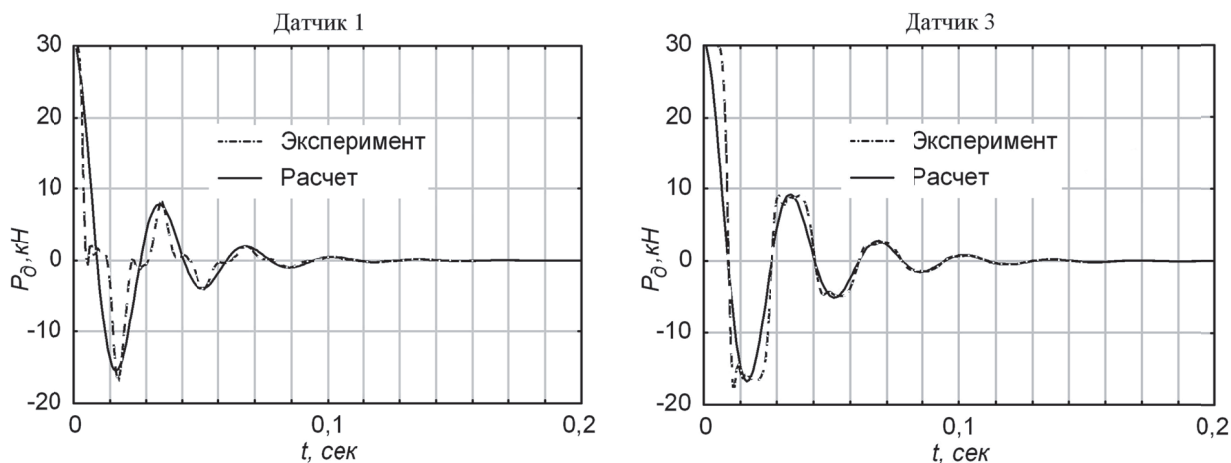


Рис. 4. Значения динамических нагрузок в шарнирных соединениях при свободных колебаниях участка гусеничной цепи

Таблица 2.

	Параметр	Размерность	Значение
1	Число временных конечных элементов	-	3000
2	Величина конечного элемента τ	с	10^{-4}
3	Масса звена m	кг	15
4	Начальное растягивающее усилие $P_{нач}$	кН	30
5	Коэффициент демпфирования c	кН*сек/м	0,85
Коэффициенты нелинейной жесткостной характеристики шарнира:			
6	k_1	кН/м	$1,985 \times 10^7$
7	k_2	кН/м ⁵	$1,510 \times 10^{18}$

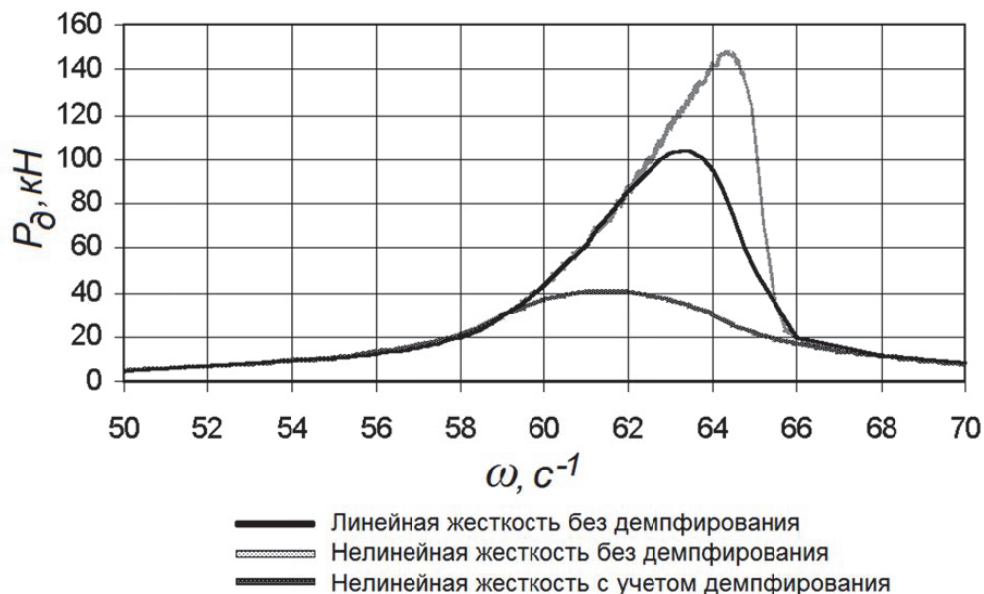


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики

- с учетом нелинейности жесткостной характеристики резиновых элементов наблюдается смещение пика резонанса в сторону увеличения частоты внешнего воздействия;

- расчеты, проведенные с учетом демпфирования, выявили значительное снижение динамических нагрузок, возникающих в резиновых элементах шарнирного соединения трактов.

Таким образом, показано, что нелинейность жесткостной характеристики резиновых элементов шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи оказывает существенное влияние на картину динамической нагруженности. Этот аспект необходимо учитывать при моделировании динамических процессов, происходящих при движении гусеничного транспортного средства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стародубцев, В.Ф. Исследование влияния гусениц с резинометаллическими шарнирами на динамическую нагруженность гусеничного обвода трактора с полужесткой подвеской: дисс. ...канд. техн. наук / В.Ф. Стародубцев - Алтайский политехнический институт им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1978 – 140 с.
2. Вербиллов, А.Ф. Оптимизация параметров узлов ходовой части гусеничных машин с целью снижения их динамической нагруженности: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06/ А.Ф. Вербиллов - Барнаул, 2000. - 157 с.
3. Коростелев, С.А. Теоретическое исследование динамической нагруженности резинометаллических шарнирных соединений гусеничного движителя с ограничителями радиальной деформации / С.А. Коростелев, А.Ф. Вербиллов, В.В. Ковалев // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук.* – 2012. Т14, №1(2) . – С. 381-383
4. Akin, J.E. Application and Implementation of Finite Element Methods / J.E. Akin // N. -Y.: Academic Press, 1982. - 373p.
5. Hovard, G.F. The Accuracy and Stability of Time Domain Finite Element Solution /G.F. Hovard, J.E. Penny// *Journal of Sound and Vibration.* -1978. v.4, no. 61, p. 585-595.
6. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов - М.: Машиностроение, 1973. – С. 232.

NONLINEAR OSCILLATION PROCESSES IN THE DYNAMICS OF THE CATERPILLAR DRIVE WITH RUBBER-METAL PIN JOINTS

© 2018 A.F. Verbilov, V.V. Kovalev, S.A. Ulrikh

Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of the Russian Federation

The paper considers the influence of the nonlinearity of the stiffness characteristic of the rubber-metal pin joint of the tracks on the dynamic loading of the elements of a caterpillar drive. The results of the numerical study of the dynamic behavior of a track chain with rubber-metal hinges are presented.

Keywords: caterpillar drive, rubber-metal pin joint, dynamic loading, numerical calculation methods.

Alexey Verbilov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technical and Shooting Training Department.

E-mail: bubushka@mail.ru

Vitaly Kovalev, Candidate of Technics, Deputy Chief at the Technical and Shooting Training Department.

E-mail: 79095020200@yandex.ru

Sergey Ulrikh, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technical and Shooting Training Department.

E-mail: ulrihs22@mail.ru