УДК 629.3.027.74: 539.3

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕДУЩЕГО УЧАСТКА ГУСЕНИЧНОЙ ЦЕПИ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРНЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ

© 2014 С.А. Коростелев[1], А.Ф. Вербилов[2], В.В. Ковалев[2]

[1] Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
[2] Барнаульский юридический институт Министерства внутренних дел России

Поступила в редакцию 26.03.2014

Представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований продольных колебаний ведущего участка цепи гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирными соединениями траков.

Ключевые слова: *гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, динамическая нагруженность*

Результаты теоретических и экспериментальных исследований показывают, что ведущий участок гусеничного обвода является самым нагруженным [1-5], его детали испытывают основную часть растягивающих усилий (рис. 1).

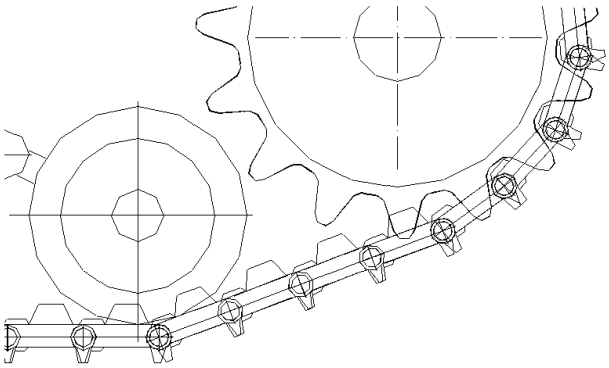

Рис. 1. Ведущий участок гусеничного движителя

Кроме того, велика доля вибрационных и ударных нагрузок, обусловленных пульсацией крутящего момента на ведущем колесе, цикличным ударным взаимодействием траков с зубьями ведущего колеса. Особенностью работы ведущего участка гусеничной цепи является изменение количества «свободных» звеньев по длине ведущего участка, т.е. звеньев, имеющих только силовые связи (кинематические связи отсутствуют). Это явление в значительной степени зависит от жесткостных характеристик резинометаллического шарнирного соединения.

Одним из наиболее важных показателей, который позволяет оценить динамические параметры системы, является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). В работе [6] приводятся результаты экспериментальных исследований колебательных процессов в гусеничном обводе. Для проведении эксперимента использовался стенд, схема которого показана на рис. 2. В результате стендовых испытаний получены значения резонансных частот для различных участков гусеничного движителя, в том числе для ведущего. Однако экспериментальное определение амплитудно-частотных характеристик сопряжено со значительными трудностями. В связи с этим возрастает роль численных экспериментов при определении параметров колебательных систем.

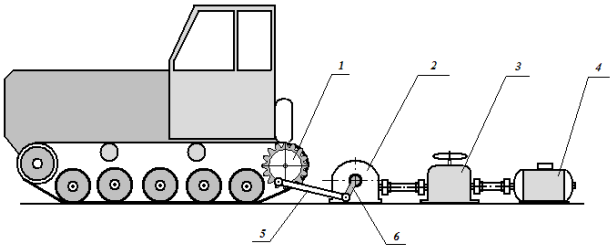

Рис. 2. Стенд для экспериментальных исследований колебательных процессов в гусеничном движителе:
1 – ведущее колесо; 2 – двухступенчатый редуктор; 3 – вариатор; 4 – электродвигатель; 5 – шатун; 6 – кривошип

Коростелев Сергей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и тракторы». E-mail: korsan73@mail.ru
Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: bubushka@mail.ru
Ковалев Виталий Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: vvkovalev22@yandex.ru

В настоящей работе предлагается математическая модель гусеничного движителя, на основе которой проводятся теоретические исследования продольных колебаний. Расчетная кинематическая схема ведущего участка, представленная на рис. 3, включает четыре звена (элементы *1, 3, 5, 7*), 4 резинометаллических шарнира элементы (элементы *2, 4, 6, 8*) и ведущее колесо (элемент *9*). Резинометаллический шарнир рассмотрен в виде отдельной массы, связанной с сопрягаемыми звеньями (i-1 и i+1 элементы) упругими и демпфирующими связями (рис. 3).

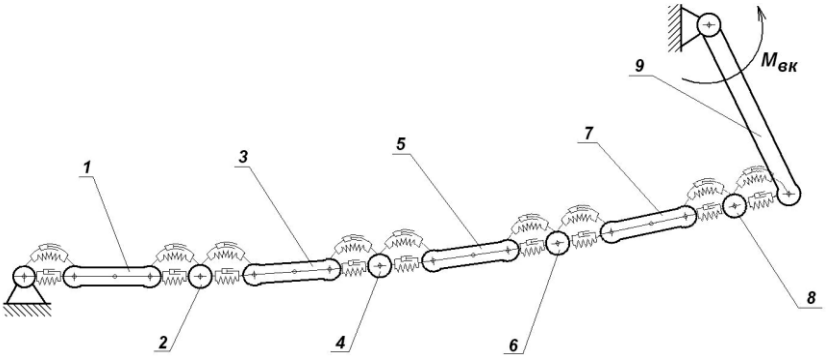

Рис. 3. Плоская модель ведущего участка гусеничного движителя:
1, 3, 5, 7 – звенья цепи; 2, 4, 6, 8 – шарниры; 9 – ведущее колесо (звездочка)

Жесткостные и демпфирующие параметры резиновых элементов двойных и тройных проушин характеризуются коэффициентами радиальной и угловой жесткости (K_1, K_2, $K_{\varphi 1}$ и $K_{\varphi 2}$), а также коэффициентами радиального и углового демпфирования (C_1, C_2, $C_{\varphi 1}$ и $C_{\varphi 2}$). Инерционные параметры элементов характеризуются массой и моментом инерции звеньев и шарниров (m, J) и массой $m_{вк}$ и моментом инерции $J_{вк}$ ведущего колеса. Положение каждого i-го элемента в глобальной системе координат XOY описывается координатами центра масс (x_i, y_i) и углом поворота локальной системы координат ($\xi_i O_i \eta_i$) относительно глобальной системы координат - φ_i.

Основные соотношения, описывающие динамическое поведение данной расчетной схемы рассмотрены в работе [7]. Математическая модель выражается системой нелинейных дифференциальных уравнений

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{f(\dot{q})\}+[K]\{f(q)\}=\{P(t)\}. \quad (1)$$

В соотношениях (1) [M], [C], [K] представляют собой соответственно матрицы масс, демпфирования и жесткости, а $\{P(t)\}$ – есть вектор внешнего воздействия размерностью $3n$, являющийся функцией времени. Решая систему дифференциальных уравнений методом временных конечных элементов [8], получаем значения линейных и угловых перемещений на каждом шаге исследуемого динамического процесса. Для теоретических исследований колебательных процессов в гусеничном движителе разработан программный комплекс DTRAK [9].

При проведении расчетов амплитудно-частотных характеристик рассматриваемой динамической системы в качестве источника внешнего возмущения принимается гармоническое воздействие. Учитывался нелинейный характер изменения радиальной и угловой жесткостей шарнирного соединения (рис. 4, 5). На рис. 6 показана расчетная АЧХ для 5-го звена ведущего участка (продольные перемещения). Для сравнения на рисунке приводится экспериментальная АЧХ, полученная по результатам стендовых испытаний.

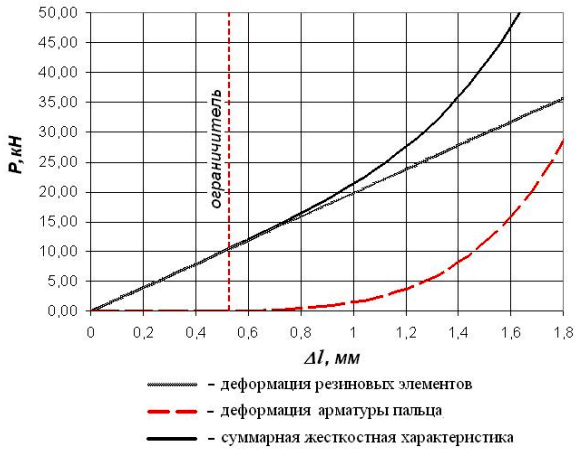

Рис. 4. Компоненты жесткостной характеристики резинометаллического шарнира с ограничителями радиальных перемещений

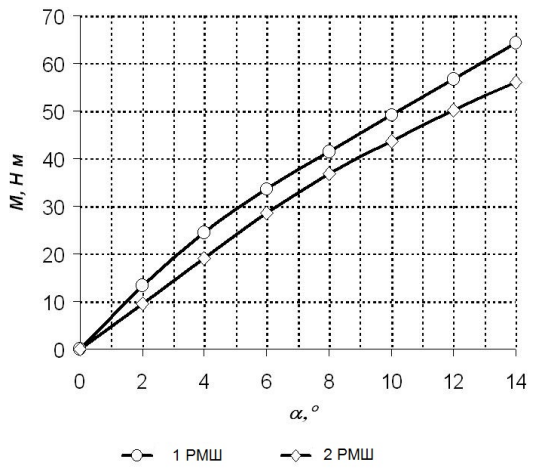

Рис. 5. Угловая жесткостная характеристика резинометаллического шарнира

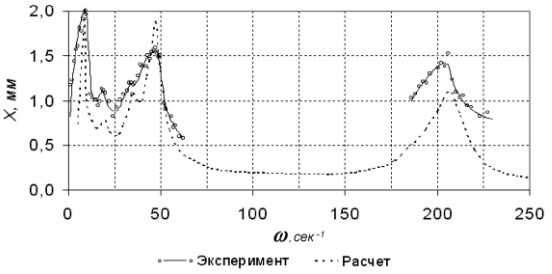

Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики для 4-го звена (горизонтальные перемещения)

В результате анализа амплитудно-частотной характеристики на исследуемом частотном интервале выявлены следующие резонансные частоты: ω_1= 9 сек$^{-1}$, ω_2= 20 сек$^{-1}$, ω_3=35 сек$^{-1}$, ω_4=47 сек$^{-1}$, ω_5= 207 сек$^{-1}$. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает, что расхождения в определении резонансных зон расчетной и экспериментальной АЧХ составляют не более *1-3 сек*$^{-1}$. Это можно объяснить нелинейностью системы, неидеальным синусоидальным воздействием, формируемым в результате проведения эксперимента и тем, что при расчете не учтены демпфирование и предварительное натяжение гусениц.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Белов, В.К.* Динамические нагрузки, действующие на траки гусеничной цепи быстроходной транспортной машины. – Конструирование и исследования тракторов: Вестник ХПИ. – Харьков, 1988. Вып. 7. С. 45-49.
2. *Платонов, В.Ф.* Динамика и надежность гусеничного движителя – М.: Машиностроение, 1973. С. 232.
3. *Победин, А.В.* Исследование динамики ведущего участка гусеницы / *А.В. Победин, В.Д Кондаков, Х.М. Расулумуна* // Совершенствование рабочих органов сельхозмашин и агрегатов: Материалы межд. науч.-тех. конф. – Барнаул: Изд.-во АлтГТУ, 1994. С. 81.
4. *Забавников, Н.А.* Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1968. С. 396.
5. *Львов, Е.Д.* Теория трактора. – М.: Машгиз, 1960. С. 252.
6. *Стародубцев, В.Ф.* Исследование влияния гусениц с резинометаллическими шарнирами на динамическую нагруженность гусеничного обвода трактора с полужесткой подвеской: дисс. ...канд. техн. наук / Алтайский политехнический институт им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1978. 140 с.
7. *Вербилов, А.Ф.* Оценка влияния параметров РМШ на неравномерность нагружения шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи / *А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев, В.В.Ковалев* // Российская Академия транспорта, АлтГТУ им. И.И.Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. 324 с.
8. *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. № 61. P. 585-595.
9. *Коростелев, С.А.* Определение динамических нагрузок в шарнирном соединении траков гусеничной цепи (DTrak) / С.*А. Коростелев, А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалев* // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2007610029. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 9 января 2007.

RESEARCHES THE LONGITUDINAL OSCILLATIONS OF CATERPILLAR CHAIN DRIVING SECTOR WITH RUBBER-METAL HINGED CONNECTIONS

© 2014 S.A. Korostelev[1], A.F. Verbilov[2], V.V. Kovalev[2]

[1] Altai State Technical University named after I.I. Polzunov
[2] Barnaul Law Institute of Internal Affairs Ministry of Russian Federation

Results of calculated and experimental researches of longitudinal oscillations of driving sector of the caterpillar propeller chain with rubber-metal hinged connections of tracks are presented.

Key words: *caterpillar propeller, rubber-metal hinge, dynamic loading*

Sergey Korostelev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department "Automobiles and Tractors". E-mail: korsan73@mail.ru; Aleksey Verbilov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Shooting and Technical Training. E-mail: bubushka@mail.ru; Vitaliy Kovalev, Candidate of technical Sciences, Associate professor at the Department of Shooting and Technical Training. E-mail: vvkovalev22@yandex.ru