

ВЛИЯНИЕ УГЛОВОЙ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СВЯЗИ НА КОЛЕБАНИЯ ТРЕХОСНОЙ ДВУХСЕКЦИОННОЙ БЕСПОДВЕСОЧНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

INFLUENCE OF ANGULAR DAMPING COUPLING ON THE VIBRATIONS OF A TRIAXIAL TWO-SECTION NON-SUSPENSION WHEELED VEHICLE

В.В. НОВИКОВ, д.т.н.

А.В. ПОЗДЕЕВ, к.т.н.

Волгоградский государственный технический университет,
Волгоград, Россия, pozdeev.vstu@gmail.com

V.V. NOVIKOV, DSc in Engineering

A.V. POZDEEV, PhD in Engineering

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia,
pozdeev.vstu@gmail.com

Статья посвящена исследованию влияния угловой демпфирующей связи (УДС) на колебания трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины. Для оценки влияния демпфера в узле сочленения на колебания такой машины в работе рассматриваются три варианта сочетания параметров системы поддресоривания и УДС: колесная сочлененная машина с подвеской и без УДС; колесная сочлененная машина без подвески и без УДС; колесная сочлененная машина без подвески и с УДС. На основе общепринятых допущений линейной теории поддресоривания приведены расчетная схема и математическая модель угловых колебаний трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины с УДС в узле сочленения. В ходе аналитического решения найдены выражения коэффициента усиления колебаний для угла складывания одинаковых секций и определены их максимальные значения в резонансе. Также для рассматриваемых вариантов определены отношения коэффициентов усиления угловых колебаний в резонансе и выражения для относительного коэффициента затухания колебаний по углу складывания секций. Представлены расчетные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) угла складывания секций для различных сочетаний параметров УДС при наличии и отсутствии поддресоривания секций машины. Установлено, что введение УДС для колесной бесподвесочной машины позволяет уменьшить амплитуду угловых колебаний в резонансе в 10 раз. А при применении колес, жесткость которых равна жесткости подвески, для бесподвесочных сочлененных машин возможно еще большее уменьшение угловых колебаний до коэффициента динамичности, равного 1,7. При этом угловой демпфер для бесподвесочной машины, неупругое сопротивление которого равно суммарной мощности всех 8 амортизаторов поддресоренной машины, обеспечивает более малые угловые колебания во всем частотном диапазоне кинематического возмущения со стороны дороги. Предложенную сочлененную схему компоновки бесподвесочных машин с УДС целесообразно использовать для разработки перспективной колесной техники, например тракторов и большегрузных автомобилей, имеющих колеса большого диаметра.

Ключевые слова: бесподвесочная колесная машина, сочлененная схема, угловая демпфирующая связь, амплитудно-частотная характеристика, плавность хода.

This article is devoted to the study of the influence of angular damping coupling (ADC) on the vibrations of a triaxial two-section non-suspension wheeled vehicle. To assess the effect of the damper in the articulation unit on the vibrations of such a vehicle, three options for combining the parameters of the suspension system and the ADC are considered: wheeled articulated vehicle with suspension and without ADC; wheeled articulated vehicle without suspension and without ADC; wheeled articulated vehicle without suspension and with ADC. Based on the generally accepted assumptions of the linear theory of suspension, a calculation scheme and a mathematical model of the angular oscillations of a triaxial two-section non-suspension wheeled vehicle with ADC in the articulation unit are presented. During finding analytical solution, expressions for the gain of oscillations for the folding angle of identical sections were found and their maximum values in resonance were determined. For the considered options, the ratios of the amplification coefficients of the angular oscillations in resonance and the expressions for the relative damping coefficient of the oscillations along the folding angle of the sections are determined. The calculated amplitude-frequency characteristics (AFC) of the folding angle of the sections for various combinations of ADC parameters in the presence and absence of suspension of the vehicle sections are presented. It is established that the introduction of ADC for a wheeled non-suspension vehicle allows one to reduce the amplitude of angular oscillations in resonance by 10 times. And, when using wheels, the rigidity of which is equal to the stiffness of the suspension, for non-suspension articulated vehicles, an even greater decrease in angular oscillations to a dynamic coefficient of 1,7 is possible. At the same time, the angular damper for the non-suspension vehicle, the inelastic resistance of which is equal to the total power of all 8 shock absorbers of the sprung vehicle, provides smaller angular oscillations in the entire frequency range of the kinematic disturbance on the side of the road. It is advisable to use the proposed articulated layout arrangement of non-suspension vehicle with UDS for developing promising wheeled vehicles, for example, tractors and heavy vehicles with large-diameter wheels.

Keywords: suspensionless wheeled vehicle, articulated circuit, angular damping coupling, frequency response, smoothness.

Введение

В транспортной технике имеется большой класс колесных машин, не имеющих основной системы поддрессоривания. Такие бесподвесочные машины проще по конструкции, однако их плавность хода значительно хуже, чем у машин с традиционным поддрессориванием, включающим упругий и демпфирующие элементы. Последнее связано с тем, что шины колес обеспечивают слабое гашение колебаний, поскольку имеют более высокую жесткость упругой характеристики и значительно меньшее неупругое сопротивление. Поэтому относительный коэффициент затухания колебаний бесподвесочных колесных машин составляет всего 0,03...0,05, что в 5...10 раз меньше, чем у современных автомобилей.

Одним из наиболее эффективных способов повышения плавности хода вездеходных гусеничных и колесных машин, в том числе бесподвесочных колесных машин, является применение сочлененных схем компоновки рамы машины с введением угловой демпфирующей связи (УДС) секций [1–30].

Цель исследований

Оценка влияния угловой демпфирующей связи на колебания трехосной двухсекционной бесподвесочной колесной машины.

Методы и средства проведения исследований

Для оценки влияния демпфера в узле сочленения на колебания такой машины ниже рассмотрены три варианта сочетания параметров системы поддрессоривания и УДС:

- 1) поддрессоренная колесная сочлененная машина без УДС;
- 2) бесподвесочная колесная сочлененная машина без УДС;
- 3) бесподвесочная колесная сочлененная машина с УДС.

Поставленная цель достигается в результате исследования математической модели сочлененной колесной машины с УДС, при разработке которой за исходную более общую колебательную расчетную модель принималась трехосная двухсекционная сочлененная 6-и колесная поддрессоренная машина с УДС (рис. 1).

Для данной расчетной схемы справедливы следующие допущения:

- 1) корпус двухсекционной машины состоит из двух абсолютно жестких тел с одинаковыми массами M и моментами инерции J относительно осей, проходящих через центр масс каждого тела;
- 2) расстояния l от центра масс каждой секции до передних и задних колес одинаковы для каждой секции и при колебаниях корпуса не меняются;
- 3) расстояния L от узла сочленения секций до центра масс каждой секции при колебаниях корпуса не меняются;
- 4) на крайних осях машины с каждого борта установлены по одному колесу, а на средней оси – сдвоенные колеса;
- 5) коэффициенты жесткости шин одинаковы для всех колес и постоянны ($c = \text{const}$);
- 6) коэффициенты сопротивления шин одинаковы для всех колес и постоянны ($r = \text{const}$);
- 7) в узле сочленения на плече $h_{\text{ш}}$ установлен амортизатор, имеющий постоянный коэффициент сопротивления шарнира $r_{\text{ш}}$;

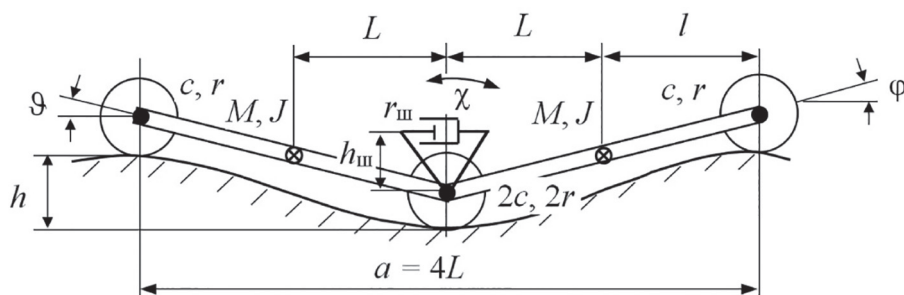


Рис. 1. Расчетная схема трехосной двухсекционной сочлененной машины с УДС:

M – масса каждой секции; J – момент инерции каждой секции; l – расстояние от центра масс каждой секции до передних и задних колес; L – расстояние от центра масс каждой секции до узла сочленения секций; c – приведенная жесткость упругой характеристики подвески колеса; r – приведенный коэффициент сопротивления подвески колеса; $h_{\text{ш}}$ – плечо амортизатора в узле сочленения; $r_{\text{ш}}$ – приведенный коэффициент углового сопротивления в узле сочленения; χ – угол складывания секций; θ – угол поворота первой секции; φ – угол поворота второй секции; h – высота (сдвоенная амплитуда) синусоидального кинематического возмущения со стороны дороги

8) скорость узла сочленения в направлении движения постоянна ($v = \text{const}$);

9) профили местности под левой и правой колесей движения машины одинаковы, т.е. профиль дороги симметричен и имеет гармонический вид;

10) связь колес с грунтом не нарушается.

Для изучения свойств данной расчетной схемы воспользуемся результатами аналитического исследования колебаний более сложной двухсекционной многоопорной подрессоренной машины с угловой упругодемпфирующей связью (УУДС), приведенными в работах [1, 8], которые получены для случая симметричности линсйной системы подрессоривания и одинаковости собственных частот и коэффициентов демпфирования по угловым координатам каждой секции.

В общем виде для колебательной системы на рис. 1 дифференциальное уравнение и его решение для угла складывания секций χ имеют следующий вид:

$$\ddot{\chi} + 2\varepsilon_{\chi j} \dot{\chi} + k_{\chi j}^2 \chi = \frac{hQ_{\chi j}}{2} \sin(\omega t + \gamma_{\chi j}), \quad (1)$$

$$\chi_j = A_{\chi j} \sin(\omega t + \gamma_{\chi j} + \delta_{\chi j}), \quad (2)$$

$$A_{\chi j} = \frac{hQ_{\chi j}}{2\sqrt{(k_{\chi j}^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_{\chi j}^2 \omega^2}}, \quad (3)$$

где j – индекс сравниваемых вариантов ($j = 1, 2$ и 3); $\varepsilon_{\chi j}$ – коэффициент затухания угловых колебаний по координате χ для j -го варианта; $k_{\chi j}$ – собственная частота угловых колебаний машины по углу χ ($\chi = \varphi - \vartheta$) для j -го варианта; $hQ_{\chi j}/2$ – амплитуда силовой функции для j -го варианта; $\gamma_{\chi j}$ – фазовый сдвиг функции $Q_{\chi j}$ относительно профиля дороги для j -го варианта; $\delta_{\chi j}$ – фазовый сдвиг колебаний машины по углу χ относительно функции $Q_{\chi j}$ для j -го варианта; ω – угловая частота колебаний.

Для получения аналитических соотношений, позволяющих сравнивать перечисленные выше варианты, рассмотрим частный случай (рис. 1), когда в пределах каждого варианта осевые моменты инерции, собственные частоты и коэффициенты затухания угловых колебаний секций по координатам φ , ϑ и χ одинаковы:

$$J_1 = J_2 = J;$$

$$k_{\chi j} = k_{\varphi j} = k_{\vartheta j} = k_j = 4c_j l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\varphi j} = 2\varepsilon_{\vartheta j} = 2\varepsilon_j = 4r_j l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\chi j} = 2\varepsilon + 2r_{\text{ш}j} / J, \quad (4)$$

где J_1, J_2 – осевые моменты инерции первой и второй секций, равные J ; $k_{\varphi j}, k_{\vartheta j}$ – собственные частоты колебаний первой и второй секций машины по углам φ и ϑ , равные k_j для j -го варианта; $\varepsilon_{\varphi j}, \varepsilon_{\vartheta j}$ – коэффициенты затухания угловых колебаний по координатам φ и ϑ , равные ε_j для j -го варианта; c_j – приведенная жесткость упругой характеристики подвески и шины для одного колеса для j -го варианта; r_j – приведенный коэффициент неупругого сопротивления подвески и шины для одного колеса для j -го варианта; l – расстояние от центра масс секции до осей колес и шарнира; $r_{\text{ш}j}$ – приведенный коэффициент углового неупругого сопротивления в шарнире, создаваемого амортизатором, установленным на плече $h_{\text{ш}}$, для j -го варианта.

Для *первого варианта* трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной машины при $c_j = c, r_j = r$ и отсутствии УДС ($r_{\text{ш}} = 0$):

$$k_{\chi 1} = k_1 = 4c_1 l^2 / J,$$

$$2\varepsilon_{\chi 1} = 2\varepsilon_1 = 4r_1 l^2 / J,$$

$$Q_{\chi 1} = \frac{2}{l} \sqrt{k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2},$$

$$A_{\chi 1} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2}{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2}}. \quad (5)$$

Обозначим: ν_1 – относительная частота, $\nu_1 = \omega / k_1$; σ_1 – относительный коэффициент затухания, $\sigma_1 = 2\varepsilon_1 / k_1$; $\beta_{\chi 1}$ – коэффициент динамичности, $\beta_{\chi 1} = \frac{A_{\chi 1}}{h/2}$.

Тогда для первого варианта трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной машины и при отсутствии УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 1} = \sqrt{\frac{1 + \nu_1^2 \sigma_1^2}{(1 - \nu_1^2)^2 + \nu_1^2 \sigma_1^2}}, \quad (6)$$

а его максимальное значение в резонансе ($\nu_1 = 1$):

$$\beta_{\chi 1 \text{max}} = \sqrt{\frac{1 + \sigma_1^2}{\sigma_1^2}} \approx \frac{1}{\sigma_1}. \quad (7)$$

Для *второго варианта* трехосной двухсекционной сочлененной колесной бесподвесочной машины жесткость шины больше приведенной

жесткости подвески по первому варианту в b раз, а коэффициент неупругого сопротивления шины, наоборот, в a раз меньше приведенного коэффициента сопротивления подвески поддрессоренной машины, т.е.

$$c_2 = b \cdot c_1, \text{ где } b > 1, \\ r_2 = a \cdot c_1, \text{ где } a < 1.$$

С учетом последних обозначений для сочлененной бесподвесочной колесной машины без УДС ($r_{\text{ш}} = 0$):

$$k_{\chi 2}^2 = bk_1^2, \quad 2\varepsilon_{\chi 2} = a2\varepsilon_1, \\ Q_{\chi 2} = \frac{2}{l} \sqrt{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}, \\ A_{\chi 2} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}{(bk_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}}. \quad (8)$$

Тогда для второго варианта трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины без УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 2} = \sqrt{\frac{b^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}{(b - v_1^2)^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}}, \quad (9)$$

а его максимальное значение в резонансе ($v_1 = \sqrt{b}$):

$$\beta_{\chi 2 \max} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 a^2}} \approx \frac{\sqrt{b}}{\sigma_1 a}. \quad (10)$$

В *третьем варианте* установка амортизатора в узле сочленения секций приводит к увеличению гашения угловых колебаний, поскольку он в соответствии с формулой (4) работает параллельно с неупругим сопротивлением шин. Предположим, что амортизатор узла сочленения обеспечивает в n раз более мощное сопротивление, чем амортизатор подвески одного колеса в первом варианте. Тогда:

$$r_{\text{ш}} = r_1 n h_{\text{ш}}^2, \\ 2\varepsilon_{\chi 3} = a2\varepsilon_1 + \frac{2r_1 n h_{\text{ш}}^2}{J} = a2\varepsilon_1 + \frac{2r_1 n h_{\text{ш}}^2 \varepsilon_1}{2r_1 l^2} = \\ = a2\varepsilon_1 + \frac{n h_{\text{ш}}^2 \varepsilon_1}{l^2} = 2\varepsilon_1 \left(a + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2} \right).$$

Обозначим: $A = a + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2}$. С учетом этого обозначения для трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины с УДС:

$$k_{\chi 3}^2 = bk_1^2, \quad 2\varepsilon_{\chi 3} = A2\varepsilon_1, \\ Q_{\chi 3} = \frac{2}{l} \sqrt{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2},$$

$$A_{\chi 3} = \frac{h}{2} \sqrt{\frac{b^2 k_1^4 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}{(bk_1^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_1^2 \omega^2 a^2}}. \quad (11)$$

Тогда для третьего варианта трехосной двухсекционной сочлененной бесподвесочной машины с УДС коэффициент динамичности:

$$\beta_{\chi 3} = \sqrt{\frac{b^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}{(b - v_1^2)^2 + v_1^2 \sigma_1^2 a^2}}, \quad (12)$$

а его максимальное значение в резонансе ($v_3 = \sqrt{b}$):

$$\beta_{\chi 3 \max} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 a^2}} \approx \frac{\sqrt{b}}{\sigma_1 a}. \quad (13)$$

Для сравнения трех рассмотренных выше вариантов сочетаний параметров поддрессоривания и сочленения секций найдем отношения максимальных коэффициентов усиления угловых колебаний в резонансах:

$$\mu_{\chi 21} = \frac{\beta_{\chi 2 \max}}{\beta_{\chi 1 \max}} = \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{(\sigma_1^2 + 1)a^2}} \approx \frac{1}{a} \sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}}, \quad (14)$$

$$\mu_{\chi 23} = \frac{\beta_{\chi 2 \max}}{\beta_{\chi 3 \max}} = \frac{A}{a} = 1 + \frac{n h_{\text{ш}}^2}{2l^2 a^2}, \quad (15)$$

$$\mu_{\chi 31} = \frac{\beta_{\chi 3 \max}}{\beta_{\chi 1 \max}} = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 + 1}} \approx \frac{1}{A} \sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}}. \quad (16)$$

Из последней зависимости можно найти условие равенства коэффициентов усиления колебаний в резонансах для сочлененной поддрессоренной колесной машины без УДС и сочлененной бесподвесочной колесной машины с УДС. При $\mu_{\chi 31} = 1$ и известных параметрах $l, h_{\text{ш}}, b, a, \sigma_1$ в узле сочленения бесподвесочной трехосной колесной машины должен быть установлен демпфер, эквивалентный следующему числу амортизаторов подвески поддрессоренной сочлененной машины без УДС:

$$n = \frac{2l^2}{h_{\text{ш}}^2} \left[\sqrt{\frac{b + \sigma_1^2 a^2}{\sigma_1^2 + 1}} - a \right] \approx \frac{2l^2}{h_{\text{ш}}^2} \left[\sqrt{\frac{b}{\sigma_1^2 + 1}} - a \right]. \quad (17)$$

Например, если $\sigma = 0,5, b = 4, a = 0,2, l = h_{\text{ш}}$, то $n = 3,2$; если же $l = 1,5h_{\text{ш}}$, то $n = 7,2$.

Таким образом, в обоих случаях мощность демпфера в узле сочленения двухсекционной бесподвесочной трехосной колесной машины с УДС оказалась меньше суммарной мощности неупругого сопротивления подвесок 8 колес сочлененной подрессоренной машины. И эта мощность тем меньше, чем больше плечо $h_{\text{ш}}$ установки демпфера в узле сочленения.

Относительные коэффициенты затухания колебаний по углу χ для трех рассмотренных вариантов определяются по следующим зависимостям:

$$\Psi_{\chi 1} = \frac{\varepsilon_1}{k_1}, \quad \Psi_{\chi 2} = \Psi_{\chi 1} \frac{a}{\sqrt{b}}, \quad \Psi_{\chi 3} = \Psi_{\chi 1} \frac{A}{\sqrt{b}},$$

где $\Psi_{\chi 1} = \sigma_1 / 2$ – коэффициент аperiodичности для первого варианта расчета.

Результаты и обсуждение

На рис. 2 представлены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) угловых колебаний трехосной двухсекционной сочлененной колесной машины с разным сочетанием параметров УДС (кривые 3, 4, 5 и 6). Для сравнения здесь также показаны АЧХ угловых колебаний подрессоренной сочлененной машины без УДС (кривые 1 и 2).

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Введение УДС для колесной бесподвесочной машины позволяет уменьшить амплитуду угловых колебаний в резонансе в 10 раз (кривая 5). Причем эта амплитуда оказывается даже несколько меньше, чем амплитуда угловых колебаний у сочлененной подрессоренной машины без УДС (кривая 1) при одинаковых относительных коэффициентах затухания ($\Psi_{\chi} = 0,25$).

2. Увеличение коэффициента затухания за счет введения УДС уменьшает колебания не только в дорезонансной и резонансной зонах, но и в зарезонансной зоне.

3. Применение сочлененной схемы рамы машины с УДС особенно целесообразно для колесных тракторов и большегрузных автомобилей, шины которых имеют большие диаметр и высоту профиля, а значит, обеспечивают низкие частоты собственных колебаний (1,5...2,5 Гц), близкие к частотам собственных колебаний современных грузовых автомобилей.

4. При применении колес, жесткость которых будет равна жесткости подвески, для бесподвесочных сочлененных машин возможно еще большее уменьшение угловых колебаний, которые будут ниже во всем частотном диапазоне (кривая 6).

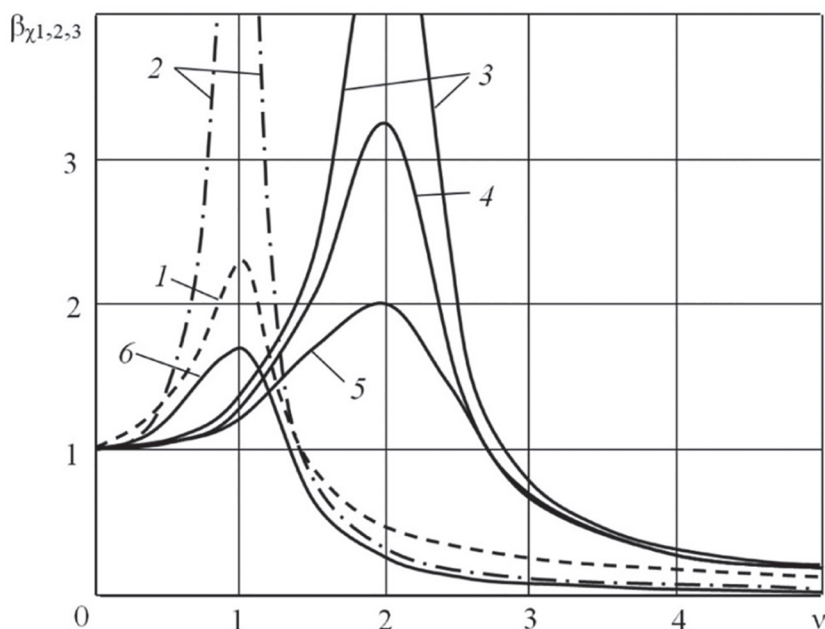


Рис. 2. АЧХ угловых колебаний трехосной двухсекционной сочлененной подрессоренной и неподдресоренной колесной машины с угловой демпфирующей связью и без нее:

- 1 – с подвеской без УДС при $\Psi_1 = 0,25$; 2 – с подвеской без УДС при $\Psi_1 = 0$; 3 – без подвески и без УДС при $\Psi_{\chi 2} = 0,025$ ($b = 4, a = 0,2$); 4 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,15$ ($b = 4, a = 0,2, l = 2 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$); 5 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,25$ ($b = 4, a = 0,2, l = 1,5 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$); 6 – без подвески с УДС при $\Psi_{\chi 3} = 0,3$ ($b = 1, a = 0,2, l = 2 \text{ м}; h_{\text{ш}} = 1 \text{ м}, n = 8$)

5. У колесных бесподвесочных сочлененных машин с УДС нет высокочастотного резонанса колес, что выгодно их отличает от поддресоренных автомобилей.

Заключение

Разработка трехосных двухсекционных бесподвесочных колесных машин с угловой демпфирующей связью в узле сочленения безусловно является перспективным и инновационным направлением создания машин такого класса. Данную колесную бесподвесочную технику целесообразно применять при выполнении сельскохозяйственных работ и в дорожном строительстве, а также они могут существенно упростить целый класс карьерных автосамосвалов типа БелАЗ, имеющих сложную пневмогидравлическую подвеску.

Литература

1. Котельников В.Н. Исследование колебаний двухзвенных сочлененных машин с угловой упруго-демпфирующей связью секций: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Волгогр. политехн. ин-т. Волгоград, 1978. 112 с.
2. Котельников В.Н., Колмаков В.И. Дифференциальные уравнения колебаний двухсекционной транспортной машины // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 6. С. 83–89.
3. Шмаков А.Ю. Прогнозирование характеристик криволинейного движения сочлененных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. Москва, 2000. 200 с.
4. Осолков К.В. Первые отечественные сочлененные гусеничные машины – двухзвенные транспортеры «Витязь». Уфа: Слово, 2005. 280 с.
5. Лабзин В.А., Холопов В.Н. Лесные сочлененные гусеничные машины. СибГТУ. Красноярск, 2006. 246 с.
6. Лабзин В.А., Невзоров В.Н., Холопов В.Н. Теоретическое обоснование сцепного устройства сочлененной гусеничной машины // Вестник КрасГАУ. 2006. № 10. С. 222–228.
7. Лабзин В.А., Невзоров В.Н., Холопов В.Н. Анализ криволинейного движения сочлененной гусеничной машины // Вестник КрасГАУ. 2006. № 10. С. 228–231.
8. Колмаков В.И. Динамика сухопутных систем специального назначения. ВолГТУ. Волгоград, 2009. 324 с.
9. Сарач Е.Б. Разработка научных методов создания комплексной системы поддресоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. Москва, 2010. 327 с.
10. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддресоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
11. Баженов Е.Е. Разработка научных методов прогнозирования эксплуатационных свойств сочлененных наземных транспортно-технологических машин: дисс. ... докт. техн. наук: Нижегород. гос. техн. ун-т. Екатеринбург, 2011. 315 с.
12. Холопов В.Н., Лабзин В.А. Продольная устойчивость сочлененной машины для транспортировки пищевой продукции леса // Вестник КрасГАУ. 2012. № 8. С. 150–156.
13. Волосунов М.В., Шоль Н.Р., Будевич Е.А. Модель нового механизма поворота модульной сочлененной лесотранспортной машины, теоретическое и практическое обоснование конструкции // Вестник ПГТУ. Серия: Лес. экология. Природопользование. 2013. № 1. С. 57–62.
14. Портнова А.А., Котыкин С.В., Щербаков В.С. Результаты теоретических исследований математической модели автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой // Омский научный вестник. 2014. № 2 (130). С. 118–121.
15. Полетайкин В.Ф., Холопов В.Н., Лабзин В.А. Некоторые параметры движения сочлененной машины через выступающую неровность // Вестник КрасГАУ. 2014. № 9. С. 195–201.
16. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. Переходный режим при повороте колесной шарнирно-сочлененной лесозаготовительной машины // Лесной вестник. 2015. № 1. С. 107–110.
17. Макуев В.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е., Шняков А.В. К вопросу оценки устойчивости шарнирно-сочлененного колесного шасси лесозаготовительной машины // Лесной вестник. 2015. № 1. С. 111–115.
18. Дубинин Е.А. Экспериментальная оценка устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных средств транспорта // Автомобильный транспорт (Украина). ХНАДУ. 2015. Вып. 36. С. 86–92.
19. Макаров В.С., Зезюлин Д.В., Зубов П.П., Беляков В.В., Колотилин В.Е., Куркин А.А. Обзор существующих конструкций сочлененных гусеничных машин и рекомендации по выбору их параметров // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2015. № 2 (109). С. 170–176.
20. Макаров В.С., Зезюлин Д.В., Беляков В.В., Куркин А.А., Клубничкин В.Е., Клубничкин Е.Е.

Анализ параметров сочлененных гусеничных машин // Беспилотные транспортные средства: проблемы и перспективы: сборник материалов 94 международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров. НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Нижний Новгород, 2016. С. 195–198.

21. Карташов А.Б., Газизуллин Р.Л. Разработка вездеходных транспортных средств с шарнирно сочлененной несущей системой на базе серийного грузового автомобиля // Инженерный вестник. 2016. № 12. С. 97–108. URL: <http://engsi.ru/doc/852072.html> (дата обращения 25.02.2019).
22. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (начало) // Техника и вооружение. 2003. № 5. С. 37–40.
23. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 8. С. 31–36.
24. Степанов А., Уланов Р. О двухзвенных танках и тяжелых боевых машинах пехоты // Техника и вооружение. 2003. № 9. С. 25–29.
25. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 9. С. 30–32.
26. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 10. С. 42–44.
27. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 11. С. 18–21.
28. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (продолжение) // Техника и вооружение. 2003. № 12. С. 34–39.
29. Степанов А. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости (окончание) // Техника и вооружение. 2004. № 1. С. 40–44.
30. Куртц Д.В., Николенко А.И., Усов О.А. Отечественные гусеничные транспортеры. Краткий обзор // Техника и вооружение. 2015. № 2. С. 7–17.

References

1. Kotel'nikov, V.N. Issledovanie kolebanij dvuhzvennyh sochlenennyh mashin s uglovoj uprugodempfiruyushchej svyaz'yu sekcij: diss. ... kandidata tekhnicheskikh nauk [Study of oscillations of two-link articulated machines with angular elastic-damping

coupling of sections: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.05.03. Volgogr. politekhn. in-t. Volgograd, 1978. 112 p.

2. Kotel'nikov V.N., Kolmakov V.I. Differential equations of oscillations of a two-section transport vehicle. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 1978. No 6, pp. 83–89.
3. SHmakov A.YU. Prognozirovanie karakteristik krivolijnogo dvizheniya sochlenennyh mashin: diss. ... kandi-data tekhnicheskikh nauk [Prediction of the characteristics of the curved motion of articulated vehicles: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]: 05.05.03. Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Baumana. Moskva, 2000. 200 p.
4. Oskolkov K.V. Pervye otchestvennye sochlenennyye gusenichnye mashiny – dvuhzvennyye transportery «Vityaz» [The first domestic articulated tracked vehicles – “Vityaz” two-link conveyors]. Ufa: Slovo, 2005. 280 p.
5. Labzin V.A., Holopov V.N. Lesnye sochlenennyye gusenichnye mashiny [Forest articulated tracked vehicles]. Sib-GTU. Krasnoyarsk, 2006. 246 p.
6. Labzin V.A., Nevzorov V.N., Holopov V.N. The theoretical rationale for the hitch articulated tracked vehicle. *Vestnik KrasGAU*. 2006. No 10, pp. 222–228.
7. Labzin V.A., Nevzorov V.N., Holopov V.N. Analysis of the curved motion of an articulated tracked vehicle. *Vestnik KrasGAU*. 2006. No 10, pp. 228–231.
8. Kolmakov, V.I. Dinamika suhoputnyh sistem special'nogo naznacheniya [Dynamics of special purpose land systems]. VolgGTU. Volgograd, 2009. 324 p.
9. Sarach, E.B. Razrabotka nauchnyh metodov sozdaniya kompleksnoj sistemy podressorivaniya vysokopodviznyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin: diss. ... doktora tekhnicheskikh nauk [Development of scientific methods for creating an integrated suspension system for highly mobile two-link tracked vehicles: Dissertation for Degree of Dr.Eng.): 05.05.03. Mosk. gos. tekhn. un-t im. N.E. Baumana. Moscow, 2010. 327 p.
10. Kotiev G.O., Sarach E.B. Kompleksnoe podressorivanie vysokopodviznyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin [Integrated suspension of highly mobile two-link tracked vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2010. 184 p.
11. Bazhenov E.E. Razrabotka nauchnyh metodov prognozirovaniya ekspluatatsionnyh svoystv sochlenyonnyh nazemnyh transportno-tekhnologicheskikh mashin: diss. ... doktora tekhnicheskikh nauk [Development of scientific methods for predicting the

- operational properties of articulated ground transportation and technological vehicles: Dissertation for Degree of Dr.Eng.]: Nizhegor. gos. tekhn. un-t. Ekaterinburg Publ., 2011. 315 p.
12. Holopov V.N., Labzin V.A. Longitudinal stability of an articulated machine for transporting forest food products. *Vestnik KrasGAU*. 2012. No 8, pp. 150–156.
 13. Volosunov M.V., SHol' N.R., Budevich E.A. Model of a new turning mechanism for a modular articulated forest transport machine, theoretical and practical justification of the design. *Vestnik PGU. Seriya: Les. Ekologiya. Pri-rodopol'zovanie*. 2013. No 1, pp. 57–62.
 14. Portnova A.A., Kot'kin S.V., SHCHerbakov V.S. The results of theoretical studies of the mathematical model of a grader with articulated frame. *Omskij nauchnyj vestnik*. 2014. No 2 (130), pp. 118–121.
 15. Poletajkin V.F., Holopov V.N., Labzin V.A. Some parameters of the movement of an articulated vehicle through a protruding unevenness. *Vestnik KrasGAU*. 2014. No 9, pp. 195–201.
 16. Makuev V.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., SHnyakov A.V. Transitional mode when turning a wheel articulated forestry machine. *Lesnoj vestnik*. 2015. No 1, pp. 107–110.
 17. Makuev V.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E., SHnyakov A.V. Assessing the stability of an articulated wheel chassis of a forestry machine. *Lesnoj vestnik*. 2015. No 1, pp. 111–115.
 18. Dubinin E.A. Experimental assessment of the stability of the position of articulated wheeled vehicles. *Avtomobil'nyj transport (Ukraina). HNADU*. 2015. Vyp. 36, pp. 86–92.
 19. Makarov V.S., Zezyulin D.V., Zubov P.P., Belyakov V.V., Kolotilin V.E., Kurkin A.A. Overview of existing designs of articulated tracked vehicles and recommendations for choosing their parameters. *Trudy NGTU im R.E. Alekseeva*. 2015. No 2 (109), pp. 170–176.
 20. Makarov V.S., Zezyulin D.V., Belyakov V.V., Kurkin A.A., Klubnichkin V.E., Klubnichkin E.E. Analysis of the parameters of articulated tracked vehicles // *Unmanned vehicles: problems and prospects: proceedings of the 94th International scientific and technical conference of the Association of Automotive Engineers. NGTU im. R.E. Alekseeva. Nizhnij Novgorod*. 2016, pp. 195–198.
 21. Kartashov A.B., Gazizullin R.L. Development of cross-country vehicles with articulated carrier system based on a production truck. *Inzhenernyj vestnik*. 2016. No 12, pp. 97–108. URL: <http://engsi.ru/doc/852072.html>. (accessed 25.02.2019).
 22. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the beginning). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 5, pp. 37–40.
 23. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 8, pp. 31–36.
 24. Stepanov A., Ulanov R. Two-link tanks and heavy infantry fighting vehicles. *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 9, pp. 25–29.
 25. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 9, pp. 30–32.
 26. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 10, pp. 42–44.
 27. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 11, pp. 18–21.
 28. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2003. No 12, pp. 34–39.
 29. Stepanov A. Articulated tracked and wheeled vehicles of high cross-country passability (the continuation). *Tekhnika i vooruzhenie*. 2004. No 1, pp. 40–44.
 30. Kurtc D.V., Nikolenko A.I., Usov O.A. Domestic tracked conveyors. Short review. *Tekhnika i vooruzhenie*. 2015. No 2, pp. 7–17.