



УДК 629.017

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО КОЛЕСНОГО СРЕДСТВА ТРАНСПОРТА ПО НЕРОВНОСТЯМ

Дубинин Е.А., к.т.н.,

Полянский А.С., д.т.н.,

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Руднев Ю.И., к.физ.-мат.н.,

Харьковский национальный университет им. В.Н. Каразина

Тел.: +38 (057) 707-37-33, e-mail: dubinin-rmn@yandex.ru

Аннотация – получена математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям с учетом наличия упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями. Применение упругих элементов снижает величины максимальных угловых скоростей секций на 15-20%, при этом повышается динамическая устойчивость и надежность машины. Адекватность расчетов по предложенной модели подтверждена результатами соответствующих экспериментальных исследований. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации шарнирно-сочлененных машин для повышения их надежности и устойчивости положения.

Ключевые слова – моделирование, шарнирно-сочлененный, средство транспорта, упругий элемент, устойчивость положения, надежность, неровность поверхности.

Постановка проблемы. Повышение устойчивости положения и надежности колесных средств транспорта в значительной степени влияет на безопасность их эксплуатации. Для шарнирно-сочлененных машин, в связи с их конструктивными особенностями, это имеет особое значение. Известно, что обеспечивать и повышать надежность и устойчивость можно различными способами, в том числе изменением конструкции или ее дополнением различными элементами. При этом важной составляющей такого процесса является прогнозирование степени влияния предлагаемых разработок на параметры устойчивости положения и надежности средств транспорта путем матема-



тического моделирования до создания дорогостоящих натуральных образцов.

Анализ последних исследований. Исследованиями характеристик движения динамических систем, в том числе колесных средств транспорта, занималось большое количество авторов [1-13]. При этом большая часть работ направлена на определение параметров устойчивости движения и плавности хода. Определение характеристик устойчивости положения неразрывно связано как с конструктивными параметрами машины, так и с параметрами движения. Установлено, что большое влияние на устойчивость положения при движении по неровностям оказывают подвеска и шины средств транспорта [1, 2].

В то же время вопросам изучения динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин при движении по неровностям уделено недостаточно внимания. Поэтому решение задач, связанных с определением параметров и повышением устойчивости положения и надежности таких машин, является актуальным.

Формулирование целей статьи. Целью работы является исследование возможности повышения динамической устойчивости и надежности шарнирно-сочлененных средств транспорта за счет применения упругих элементов в горизонтальном шарнире. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям;
- оценить адекватность предложенной модели и степень влияния упругих элементов в горизонтальном шарнире на устойчивость положения средства транспорта.

Основная часть. При составлении динамической модели движения шарнирно-сочлененного колесного трактора по неровностям были учтены основные конструктивные параметры, влияющие на устойчивость его положения в плоскости, перпендикулярной опорной поверхности, а также характеристики самой опорной поверхности. Предложенный подход позволяет учесть вертикальные и угловые колебания подрессоренной и непрорессоренных масс; взаимодействие полурам в процессе движения; вязко-упругие характеристики подвески и шин трактора.

Исходя из конструктивных особенностей шарнирно-сочлененного колесного трактора, принят ряд допущений для упрощения математической модели:

- шарнирно-сочлененный трактор движется с постоянной скоростью относительно выбранного направления, наезд на препятствия осуществляется колесами одного борта (такой режим движения соответствует наиболее распространенным условиям реальной эксплуатации);

- исключается влияние жесткости полурам на динамику движения (деформации полурам ничтожно малы и не оказывают существенного влияния на рассматриваемые процессы);
- связь между полурамами осуществляется через шарнир с упругими элементами в поперечной плоскости (при их наличии), перпендикулярной к опорной поверхности (при этом отсутствуют повышенные зазоры, износ, деформации и потери на трение);
- не учитывается поперечная деформация шин;
- центры масс частей трактора в начальный момент находятся в продольной плоскости его симметрии;
- трактор движется по твердой опорной поверхности, ее деформация не учитывается.

После принятия этих допущений была составлена динамическая модель трактора с шестью степенями свободы (рис. 1). Принятая модель использовалась в дальнейшем для составления математической модели движения трактора.

Неподвижная система координат ZOY связана с горизонтальной опорной поверхностью, причем ось OZ проходит через середину моста трактора. Принимаем, что данная точка движется только в продольной плоскости ZOX . Координаты центров масс трактора обозначим через z_{n1}, y_{n1} для неподдресоренной массы передней секции, через z_{n1}, y_{n1} для поддресоренной массы передней секции, через z_2, y_2 для задней секции.

На рис. 2 показан пример поверхности дороги с неровностями, по которой осуществляется движение.

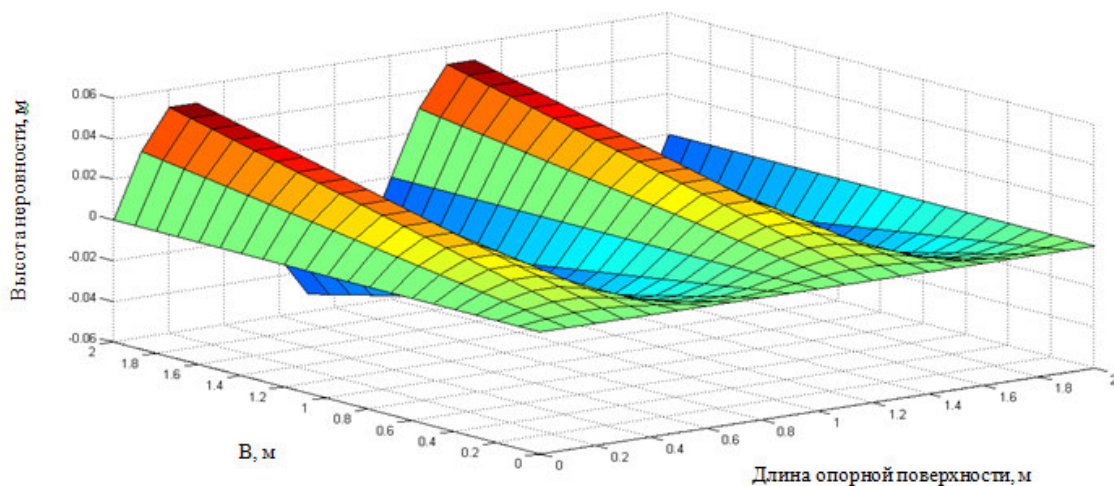


Рис. 2. Общий вид поверхности, по которой осуществляется движение шарнирно-сочлененного колесного трактора.



При составлении динамической модели введем следующие обозначения для секций шарнирно-сочлененного трактора (индексом 1 обозначены параметры передней секции, индексом 2 – задней секции):

m_{n1} – масса неподрессоренной части передней секции;

m_{r1} – масса поддрессоренной части передней секции;

$m_{n1} + m_{r1} = m_1$ – масса передней секции;

m_2 – масса задней секции;

J_{n1} – центральный момент инерции неподрессоренной массы передней секции;

J_{r1} – центральный момент инерции поддрессоренной массы передней секции;

J_2 – центральный момент инерции задней секции;

C_{p1} – жесткость рессоры подвески в вертикальном направлении;

η_{a1} – коэффициент демпирования амортизатора подвески;

$C_{u1} = C_{u1} = C_{u2}$ – радиальная жесткость шины;

$\eta_{u1} = \eta_{u1} = \eta_{u2}$ – коэффициент демпирования шины;

$R_d = R_{d1} = R_{d2}$ – динамический радиус колеса;

L – колесная база трактора;

$B = B_1 = B_2$ – колея трактора;

β – угол наклона опорной поверхности;

ψ_1 – угол наклона образующей неровности поверхности под колесом передней секции;

ψ_2 – угол наклона образующей неровности поверхности под колесом задней секции;

θ_1 – угол наклона передней секции вследствие неравномерной радиальной деформации шин;

θ_2 – угол наклона задней секции вследствие неравномерной радиальной деформации шин;

φ_1 – угол наклона поддрессоренной массы передней секции на подвеске;

h_{n1} – расстояние между подвеской передней секции в статическом горизонтальном положении трактора и центром неподрессоренной массы;

h_{p1} – плечо крена поддрессоренной массы передней секции;

B_{p1} – рессорная база;

h_{c2} – расстояние между центром масс задней секции и осью вращения колеса;

l_{12} – плечо действия упругого элемента горизонтального шарнира;

C_{12} – жесткость упругого элемента горизонтального шарнира;



Δ_{n1} – линейное перемещение центра неподрессоренной массы передней секции по нормали к опорной поверхности;

Δ_{n1} – линейное перемещение центра поддрессоренной массы передней секции по нормали к оси колес;

Δ_2 – линейное перемещение центра масс задней секции по нормали к опорной поверхности.

В соответствии с принятыми допущениями для исследования процесса движения секций шарнирно-сочлененного колесного трактора рассмотрим движение центров его поддрессоренной и неподрессоренной масс передней секции и центра масс задней секции относительно координатных осей Y и Z . При этом трактор будем рассматривать как трехмассовую динамическую систему с шестью степенями свободы, соответствующим независимым параметрам $\Delta_{n1}, \Delta_{n1}, \Delta_2,$

$\varphi_1, \theta_1, \theta_2$. Углы наклона образующих неровностей поверхности под колесами секций ψ_1 и ψ_2 задаем в виде периодических функций. С учетом сдвига по времени моментов наезда колес одного борта на неровности поверхности, эти функции будут иметь вид

$$\psi_1 = \beta + A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot x\right); \quad (1)$$

$$\psi_2 = \beta + A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot (x - L)\right), \quad (2)$$

где β – угол наклона опорной поверхности;

A – амплитуда колебаний;

x – текущее значение координаты центра масс неподрессоренной части передней секции.

Для построения уравнений движения трактора будем использовать теорию уравнений Лагранжа второго рода, поскольку при принятых предположениях рассматриваемая механическая система является голономной. Для этого необходимо выписать выражения для кинетической и потенциальной энергии через обобщенные координаты. Для этого предварительно определим геометрические положения центров масс поддрессоренной и неподрессоренной частей передней секции, задней секции шарнирно-сочлененного трактора в принятой системе координат и занесем их в таблицу 1.



Таблица 1 – Координаты центров масс секций как функции обобщенных координат

Неподдрессоренная часть передней секции	
$y_{n1} = -\Delta_{n1} \cdot \sin \psi_1$	$z_{n1} = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_\delta / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1$
Поддрессоренная часть передней секции	
$y_{n1} = -\Delta_{n1} \cdot \sin \psi_1 - (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \sin(\psi_1 + \theta_1) - h_{p1} \cdot \sin(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1)$	$z_{n1} = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_\delta / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1)$
Задняя секция	
$y_2 = -\Delta_2 \cdot \sin \psi_2 - h_{c2} \cdot \sin(\psi_2 + \theta_2)$	$z_2 = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_\delta / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2)$

Для принятой динамической системы выпишем уравнения Лагранжа второго рода с учетом сил вязкой диссипации

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \tag{3}$$

где T, Π – кинетическая и потенциальная энергия системы соответственно;

q_i, \dot{q}_i – обобщенные координаты и скорости перемещения центров масс;

Q_i – обобщенные силы, отвечающие диссипативным не потенциальным силам.

В качестве обобщенных координат примем введенные ранее линейные перемещения центров неподдрессоренной и поддрессоренной масс передней секции $q_1 = \Delta_{n1}, q_2 = \Delta_{n1}$, линейное перемещение центра масс задней секции $q_3 = \Delta_2$ и угловые координаты $q_4 = \theta_1, q_5 = \theta_2, q_6 = \varphi_1$ – углы наклона передней и задней секций на шинах и поддрессоренной массы передней секции на подвеске соответственно. Исходя из зависимостей, приведенных в таблице 1, определены выражения для скоростей центров масс. Также были определены угловые скорости секций и выписано выражение для полной кинетической энергии T исследуемой системы

$$T = \frac{m_{n1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{n1})^2 + (\dot{z}_{n1})^2] + \frac{m_{n1}}{2} \cdot [(\dot{y}_{n1})^2 + (\dot{z}_{n1})^2] + \frac{m_2}{2} \cdot [(\dot{y}_2)^2 + (\dot{z}_2)^2] + \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot (\dot{\psi}_1 + \dot{\theta}_1 + \dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot (\dot{\psi}_2 + \dot{\theta}_2)^2 \tag{4}$$



Потенциальная энергия передней секции обусловлена вертикальным положением центров неподдрессоренной и поддрессоренной масс и деформацией упругих элементов C_{p1} и C_{u1} . Потенциальная энергия задней секции обусловлена положением центра масс и деформацией упругих связей C_{u2} . Также необходимо учесть потенциальную энергию взаимодействия двух секций в горизонтальном шарнире C_6 посредством упругого элемента.

Выражение для суммарной потенциальной энергии системы можно представить в виде

$$\begin{aligned}
 \Pi &= \Pi_c + \Pi_p + \Pi_{u1} + \Pi_{u2} + \Pi_6 = \\
 &= m_{n1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_0 / \cos \psi_1 + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 \right) + \\
 &+ m_{n1} \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_1 + R_0 / \cos \psi_1 + \right. \\
 &\quad \left. + \Delta_{n1} \cdot \cos \psi_1 + (h_{n1} + \Delta_{n1}) \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1) + \right. \\
 &\quad \left. + h_{p1} \cdot \cos(\psi_1 + \theta_1 + \varphi_1) \right) + \\
 &+ m_2 \cdot g \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot B \cdot \operatorname{tg} \psi_2 + R_0 / \cos \psi_2 + \Delta_2 \cdot \cos \psi_2 + h_{c2} \cdot \cos(\psi_2 + \theta_2) \right) + \\
 &+ \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{n1} + \frac{B}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{p1} \cdot (\Delta_{n1} - \frac{B}{2} \cdot \varphi_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{u1} \cdot (\Delta_{n1} + \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \frac{C_{u1} \cdot (\Delta_{n1} - \frac{B}{2} \cdot \theta_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{u2} \cdot (\Delta_2 + \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{u2} \cdot (\Delta_2 - \frac{B}{2} \cdot \theta_2)^2}{2} + \frac{C_{12} \cdot l_{12}^2 (\theta_1 + \psi_1 - \theta_2 - \psi_2)^2}{2}
 \end{aligned} \tag{5}$$

Отметим, что выражения для потенциальной энергии упругих элементов выписаны приближенно, с точностью до квадратичных по обобщенным переменным слагаемых. Точные выражения не приведены ввиду их громоздкости, а также, поскольку в дальнейшем предполагается процедура линеаризации.

Обобщенные силы определяются диссипацией в подвеске передней секции и шинах двух секций и могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= -2\eta_u \dot{\Delta}_{n1}, \quad Q_2 = -\frac{B^2}{2} \eta_u \dot{\theta}_1, \\
 Q_3 &= -2\eta_a \dot{\Delta}_{n1}, \quad Q_4 = -\frac{B_{p1}^2}{2} \eta_a \dot{\varphi}_1, \\
 Q_5 &= -2\eta_u \dot{\Delta}_2, \quad Q_6 = -\frac{B^2}{2} \eta_{u2} \dot{\theta}_2.
 \end{aligned} \tag{6}$$



С учетом изложенного выше были получены уравнения движения шарнирно-сочлененного колесного трактора по неровностям. Ввиду малости введенных обобщенных координат полученные уравнения Лагранжа были линеаризованы относительно положения равновесия, которое отвечает горизонтальному положению трактора. Линеаризованные уравнения движения удобно представить в матричном виде

$$A\ddot{q} + D\dot{q} + Cq = F, \tag{7}$$

где $q = (\Delta_{n1}, \theta_1, \Delta_{n1}, \varphi_1, \Delta_2, \theta_2)^T$ – вектор-столбец обобщенных координат;

A, D, C – соответственно матрица кинетической энергии, матрица диссипации, матрица потенциальной энергии;

F – вектор правых частей, который содержит выражения для силы инерции, отвечающей изменению угла ψ .

Выражения для элементов матриц A, D, C имеют вид:

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & m_{n1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{n1}(h_{p1} + h_{n1})^2 + J_{n1} + J_{n1} & 0 & m_{n1}h_{p1}(h_{p1} + h_{n1}) + J_{n1} & 0 & 0 \\ m_{n1} & 0 & m_{n1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{n1}h_{p1}(h_{p1} + h_{n1}) + J_{n1} & 0 & m_{n1}h_{p1}^2 + J_{n1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2h_{c2}^2 + J_2 \end{pmatrix}; \tag{8}$$

$$D = \begin{pmatrix} 2\eta_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\eta_{a1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{B_{p1}^2}{2}\eta_{a1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2\eta_{uu} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}\eta_{uu} \end{pmatrix}; \tag{9}$$

$$C = \begin{pmatrix} 2C_{uu} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{B^2}{2}C_{uu} - m_{n1}g(h_{p1} + h_{n1}) + C_{12}I_{12}^2 & 0 & -m_{n1}gh_{p1} & 0 & -C_{12}I_{12}^2 \\ 0 & 0 & 2C_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_{n1}gh_{p1} & 0 & \frac{B_{p1}^2}{2}C_{p1} - m_{n1}gh_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{uu} & 0 \\ 0 & -C_{12}I_{12}^2 & 0 & 0 & 0 & \frac{B^2}{2}C_{uu} - m_{n2}gh_{n2} + C_{12}I_{12}^2 \end{pmatrix}. \tag{10}$$



Выражения для элементов вектора F были представлены в виде разложений по степеням ψ и $\dot{\psi}$ до третьего порядка включительно, что дает возможность учитывать достаточно большие величины отклонения ψ от нулевого уровня. Эти выражения в виду их громоздкости в данной работе не приводятся.

Приведенное математическое описание динамической модели шарнирно-сочлененного колесного трактора отличается от ранее разработанных наличием упругой связи в горизонтальном шарнире между секциями.

Несмотря на то, что полученные дифференциальные уравнения являются линейными, получение аналитического решения представляет значительные трудности в виду сложности выражения для функций правых частей. Поэтому отыскивалось численное решение с использованием ЭВМ. С этой целью система дифференциальных уравнений второго порядка преобразовывалась к системе дифференциальных уравнений первого порядка. Для решения полученной системы использовался численный метод Рунге-Кутты с автоматическим изменением шага по времени.

Расчеты проводились для следующих принятых значений основных параметров трактора ($m_{n1}=5000$ кг, $m_{n1}=1080$ кг, $m_2=2900$ кг, $J_{n1}=1840$ кг·м², $J_{n1}=170$ кг·м², $J_2=273$ кг·м², $B=1,86$ м, $L=2,86$ м, $R_d=0,65$ м, $C_p=560$ кН/м, $C_{ui}=800$ кН/м, $\eta_a=300$ Н·с/м, $\eta_{ui}=100$ Н·с/м, $l_{12}=0,3$ м, $C_{12}=500$ кН/м, $h_{p1}=0,41$ м, $B_{p1}=0,83$ м, $h_{n1}=0,15$ м, $h_{c2}=0,1$ м) и характеристик процесса движения при проведении экспериментальных исследований (скорость движения трактора $V=4,2$ м/с, $\beta=0^0$, амплитуда колебаний $A=0,1$ м, расстояние между неровностями $l_n=2$ м). Параметры опорной поверхности при математическом моделировании определены, исходя из реальной поверхности при проведении экспериментальных исследований и данных, приведенных в работе [14]. Наличие упругой связи в горизонтальном шарнире влияет на устойчивость против опрокидывания и может быть представлено в различном конструктивном исполнении [15, 16].

Для решения систем дифференциальных уравнений был использован программный пакет MATLAB. Результаты решения представлены на рис. 3 и 4, на которых приведены результаты как математического моделирования, так и экспериментальных исследований. В качестве критерия динамической устойчивости положения рассмотрены, в соответствии с [17], угловые скорости секций в поперечной плоскости, перпендикулярной к опорной поверхности. Погрешность определения максимальных угловых скоростей не превышает 10%.

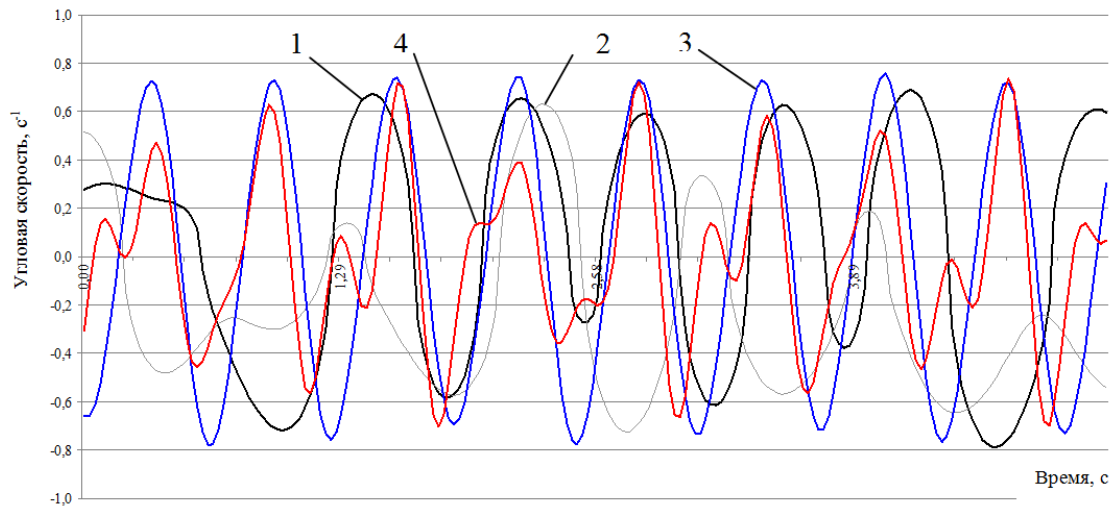


Рис. 3. Угловые скорости секций при движении шарнирно-сочлененного колесного трактора ХТА-200 “Слобожанец” по поверхности с существенными неровностями (упругие элементы в шарнире отсутствуют): 1 – экспериментальные данные для передней секции; 2 – экспериментальные данные для задней секции; 3 – данные моделирования для передней секции; 4 – данные моделирования для задней секции.

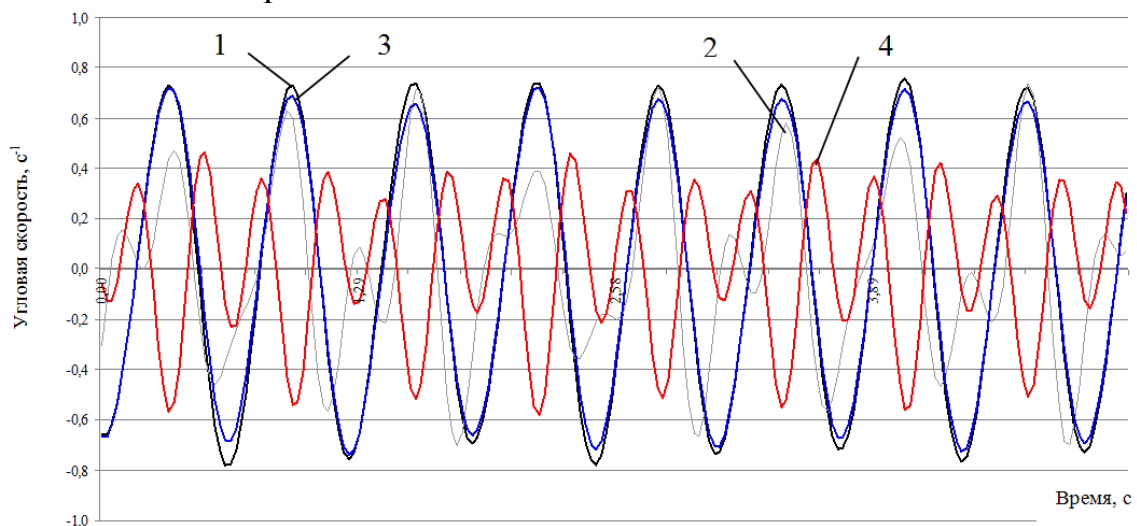


Рис. 4. Результаты математического моделирования процесса движения шарнирно-сочлененного трактора по дороге с существенными неровностями: 1 – данные для передней секции (без упругих элементов); 2 – данные для задней секции (без упругих элементов); 3 – данные для передней секции (с упругими элементами в шарнире); 4 – данные для задней секции (с упругими элементами в шарнире).



В результате проведенных теоретических исследований получена, с использованием уравнений Лагранжа второго рода, математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям. Установлено, что наличие упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями снижает максимальные величины параметра устойчивости положения – угловых скоростей секций на 15-20%. При этом повышается динамическая устойчивость колесных шарнирно-сочлененных средств транспорта. А также надежность за счет снижения динамических нагрузок на элементы подвески и соединительного шарнира секций, который в настоящее время является одним из высоконагруженных элементов трактора [18]. Адекватность предложенной модели подтверждена при сравнении результатов расчетов, на примере шарнирно-сочлененного колесного трактора с номинальным тяговым усилием 35 кН, с результатами проведенных экспериментальных исследований. Погрешность в определении максимальных угловых скоростей секций составила не более 10%.

Выводы. Разработана математическая модель движения шарнирно-сочлененного колесного средства транспорта по неровностям с учетом наличия упругих элементов в горизонтальном шарнире между секциями. Погрешность в определении максимальных угловых скоростей секций составила не более 10%.

Предложенный подход повышает надежность работы подвески и соединительного шарнира секций за счет наличия упругих элементов в нем путем снижения максимальных угловых скоростей секций на 15 – 20%, а также динамическую устойчивость положения машины при движении по неровностям.

Литература.

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. Изд. 2-е перераб. и доп. / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
2. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов / Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, Н.А. Дорошенко, Е.Н. Резников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – № 7. – С. 6 – 10.
3. Основы прикладной теории колебаний: Учебн. пособие / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, С.Я. Ходырев, А.Д. Сопко. – Харьков: ХНАДУ, 2002. – 130 с.
4. Пащенко В.Ф. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем: монография / В.Ф. Пащенко, В.В. Ким. – Харьков: Харьк. нац. аграр. ун-т им. В.В. Докучаева. – 2010. – 115 с.



5. *Малиновский Е.Ю.* Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость) / *Е.Ю. Малиновский, М.М. Гайцгори.* – М.: Машиностроение. – 1974. – 175 с.
6. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов автомобильных специальностей вузов / *Г.А. Смирнов.* – М.: Машиностроение. – 1981. – 271 с.
7. *Артьомов М.П.* Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / *М.П. Артьомов.* – Харків, 2014. – 41 с.
8. *Pflug H.C.* Lateral dynamic behaviour of truck-trailer combinations due to the influence of the load / *H.C. Pflug.* – Vehicle System Dynamics, 1986. – №15. – pp. 155-175.
9. *Stanescu N.-D.* Two degrees of freedom non-linear model to study the automobile's vibrations / *N.-D. Stanescu* // Eftimie Murgu University of Resita, 2010. – Vol. XVII, Iss 1. – pp. 133-138.
10. *Nagarkar M.P.* Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator / *M.P. Nagarkar, K.R. Borole, G.J. Vikhe, V.M. Nandedkar* // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2011. – Vol 3. – pp. 364-372.
11. *Elmadany M.M.* Design of an active suspension for a heavy duty truck using optimal control theory / *M.M. Elmadany* // Computers and Structures, 1989. – №31 (3). – pp. 385-393.
12. *Andronic F.* Simulating passive suspension on an uneven track surface / *F. Andronic, I. Mihai, I.-C. Manolache-Rusu, L. pAtuleanu, I. Radion* // Journal of Engineering Studies and Research, 2014. – Vol.20, Iss.1. – pp. 7-16.
13. *Poongodi P.* Automatic Safety System for Automobiles / *P. Poongodi, P. Dineshkumar* // International Journal of Technological Exploration and Learning, 2013. – Vol.2, Iss.6, pp. 331-333.
14. *Говорущенко Н.Я.* Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / *Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
15. *Закин Я.Х.* Прикладная теория движения автопоезда / *Я.Х. Закин.* – М.: Транспорт, 1967. – 252 с.
16. Пат. 64377 Україна, МПК В62D 21/00. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно зчленованою рамою / *Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Задорожня В.В.*; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201103211; заявл. 18.03.11; опубл. 10.11.11, Бюл. №21.



17. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 37 – 41.

18. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г. Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО КОЛІСНОГО ЗАСОБУ ТРАНСПОРТУ НЕРІВНОСТЯМИ

Є.О. Дубінін, О.С. Полянський, Ю.І. Руднєв

Анотація – отримана математична модель руху шарнірно-зчленованого колісного засобу транспорту нерівностями з урахуванням наявності пружних елементів в горизонтальному шарнірі між секціями. Застосування пружних елементів знижує величини максимальних кутових швидкостей секцій на 15-20%, при цьому підвищується динамічна стійкість та надійність машини. Адекватність розрахунків за запропонованою моделі підтверджена результатами відповідних експериментальних досліджень. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових і модернізації шарнірно-зчленованих машин, що знаходяться в експлуатації, для підвищення їх надійності та стійкості положення.

MATHEMATICAL MODELING OF ARTICULATED VEHICLE MOVEMENT OVER ROUGH TERRAIN

Ye. Dubinin, A. Poliansky, Yu. Rudnev

Summary

The mathematical model of articulated vehicle movement over rough terrain taking into account the availability of the elastic elements in the horizontal joint between sections is obtained. The use of elastic elements reduces the values of maximum angular velocity of sections by 15-20%, it increases the dynamic stability and reliability of the vehicle. The adequacy of estimations according to the proposed model is confirmed by the results of relevant experimental investigations. The results obtained can be used for the design of new and upgrading of in-service articulated vehicles to improve both their reliability and position stability.