

5 Совершенствование метода электрофизического зондирования при диагностировании эксплуатационных свойств масел / О. В. Холодиков [и др.] // Инженерия поверхностного слоя деталей машин: сб. материалов II междунар. науч.-практ. конф. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 231–233.

P. N. BOGDANOVICH, S. V. LASHENKO

DESTRUCTION OF METALS IN TRIBO-JUNCTIONS OPERATING IN A START-STOP REGIME

The regularities of the normal load influence on the wear rate of bronze and steel under the conditions of continuous sliding friction and periodical start-stop one have been established. Features of units' friction surfaces destruction while operating in the start-stop regime are discussed.

Получено 25.09.2013

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 7. Гомель, 2013**

УДК 631.3.06 : 531.391.5

М. А. БОЙКАЧЕВ, А. О. ШИМАНОВСКИЙ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО АГРЕГАТА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ БАКА С ЖИДКОСТЬЮ

Разработана математическая модель движения агрегата с навесной емкостью для жидкости на базе универсального энергетического средства «Полесье». Учет перемещений жидкости выполнен на основе использования твердотельной модели. С применением уравнений Лагранжа II рода получены выражения, позволяющие установить диапазон изменения параметров конструкции, при котором обеспечивается устойчивость прямолинейного движения сельскохозяйственной машины.

Для уменьшения количества проходов агрегата по полю при возделывании сельскохозяйственных культур, сокращения сроков выполнения работ и снижения металлоемкости парка сельскохозяйственной техники предложен вариант комбинированного агрегата на базе универсального энергетического средства (УЭС) «Полесье», включающего емкость для внесения жидких минеральных удобрений (гербицидов, пестицидов, консервантов) со стороны управляемых колес и почвообрабатывающе-посевной агрегат (уборочный) со стороны неуправляемых колес [1, 2].

При эксплуатации УЭС с такой схемой расположения навесных агрегатов должна быть обеспечена не только его прочность, но и продольная, и попе-

речная устойчивость при прямолинейном движении и в повороте. В литературных источниках рассмотрены некоторые задачи об устойчивости движения сельскохозяйственных машин в продольной вертикальной плоскости и приведены рекомендации по обеспечению устойчивости путем варьирования параметров механизма навески машинно-тракторного агрегата [3]. В то же время вопрос о влиянии перетекания жидкости внутри емкости, используемой в качестве передней навески, на характеристики прямолинейного движения сельскохозяйственной машины до конца не изучен.

Целью представленной работы является анализ устойчивости прямолинейного движения агрегата с навесной емкостью для жидкости на основе использования твердотельной эквивалентной модели.

Существует несколько вариантов моделирования жидкости путем замены эквивалентной системой твердых тел. Например, в статье [1] для этих целей применена пружинно-массовая модель. Однако в данном случае она недостаточно эффективна, так как не учитывает изменение высоты центра тяжести груза в процессе движения агрегата. Поэтому в представленной работе принято решение о применении эквивалентной модели в виде системы математических маятников, каждый из которых имитирует одну форму колебаний жидкости (рисунок 1). Параметры модели определялись с помощью соотношений, приведенных в монографии [4]:

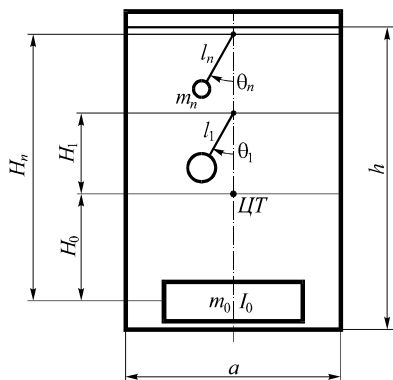


Рисунок 1 – Эквивалентная твердотельная модель колебаний жидкости

уровень жидкости; m_0 – масса жидкости, не участвующая в колебаниях; l_n – длина подвеса n -го маятника; H_n – расстояние от точки подвеса n -го маятника до центра масс покоящейся жидкости.

Выполненные нами расчеты показали, что массы второго и последующих эквивалентных грузов весьма малы по сравнению с m_1 , и ими в данном случае можно пренебречь. Таким образом, расчетная схема рассматриваемой

$$m_n = \frac{8\rho a^2 b}{(2n-1)^3 \pi^3} \operatorname{th} \left[(2n-1) \frac{\pi h}{a} \right];$$

$$m_0 = \rho b h - \sum_{n=1}^{\infty} m_n;$$

$$l_n = \frac{a}{(2n-1)\pi} \operatorname{cth} \left[(2n-1) \frac{\pi h}{a} \right];$$

$$H_n = l_n + \frac{h}{2} - \frac{2a}{(2n-1)\pi} \operatorname{th} \left[(2n-1) \frac{\pi h}{a} \right],$$

где m_n – масса маятника, соответствующего n -й форме колебаний; ρ – плотность жидкости; a , b – размеры резервуара; h – высота, определяющая уровень

системы представляет собой кузов транспортного средства с подвешенным внутри него математическим маятником, как это показано на рисунке 2.

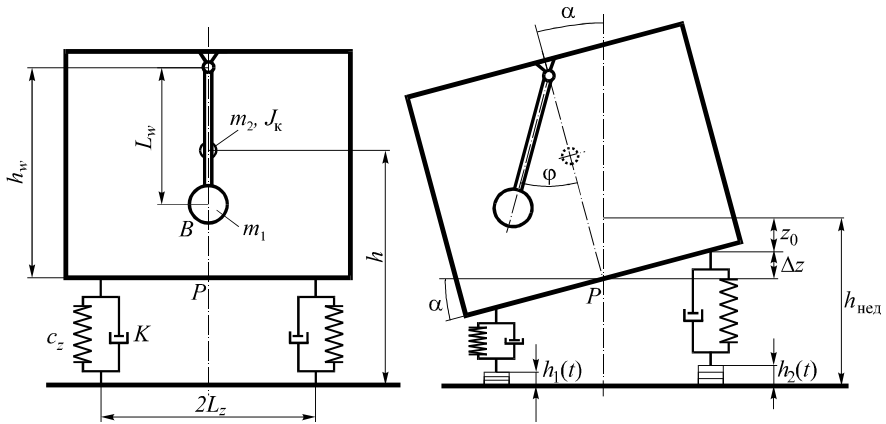


Рисунок 2 – Расчетная схема кузова с грузом

Для анализа устойчивости транспортной машины с перемещающимся в ней грузом используем методику, описанную в книге [5].

Кинетическая энергия изображенной системы при предположении о малости углов α и φ выражается формулой

$$T = \frac{1}{2} m_1 [(h_w - L_w) \dot{\alpha} + L_w \dot{\varphi}]^2 + \frac{1}{2} J_k \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} (m_2 + m_1) \dot{z}^2,$$

где m_1 – масса эквивалентного маятника; h_w – высота точки подвеса маятника; L_w – длина маятника; α – угол наклона емкости; φ – угол отклонения маятника от вертикальной оси; J_k – момент инерции кузова; m_2 – масса кузова; z – вертикальная координата его центра масс; точка над переменной здесь и далее означает производную по времени.

Потенциальная энергия маятника с учетом его вертикального движения вместе с кузовом, а также перемещения по участкам траектории AB , BC и CD (рисунок 3) записывается в виде

$$\begin{aligned} \Pi_1 = & -m_1 g z - m_1 g (h_w - L_w) (1 - \cos(\alpha)) - \\ & - m_1 g L_w (1 - \cos(\alpha)) + \\ & + m_1 g L_w (1 - \cos(\varphi - \alpha)). \end{aligned}$$

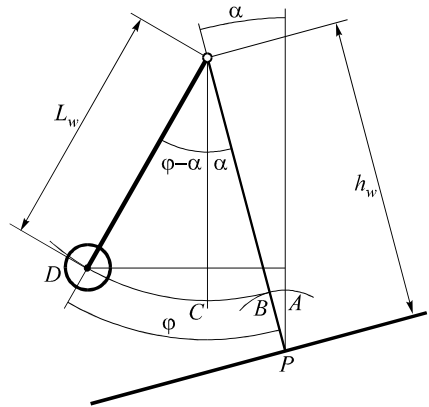


Рисунок 3 – Траектория маятника, обусловленная изменением углов α и φ

Потенциальная энергия кузова транспортного средства в случае, если в качестве начала отсчета принять положение, соответствующее $h_1 = 0$,

$$\Pi_2 = -m_2gz + \frac{1}{2}c_z(z + \alpha L_z)^2 + \frac{1}{2}c_z(z - \alpha L_z + h_2(t))^2,$$

где c_z – коэффициент жесткости шин.

Соответственно потенциальная энергия системы в целом:

$$\begin{aligned} \Pi = & -m_1gz - m_1g[(h_w - L_w)(1 - \cos(\alpha)) - m_1gL_w(1 - \cos(\alpha)) + \\ & + m_1gL_w(1 - \cos(\varphi - \alpha)) - m_2gz + \frac{1}{2}c_z(z + \alpha L_z)^2 + \frac{1}{2}c_z(z - \alpha L_z + h_2(t))^2. \end{aligned}$$

Кузов опирается на два упруго-диссипативных элемента. При учете вязкого трения в подвеске получаем функцию диссипации:

$$\Phi = \frac{1}{2}K(\dot{z} + \dot{\alpha}L_z)^2 + \frac{1}{2}K(\dot{z} - \dot{\alpha}L_z + \dot{h}_2(t))^2,$$

где K – коэффициент вязкого сопротивления.

Получим выражения производных, которые следует подставить в уравнения Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = m_1[(h_w - L_w)\ddot{\alpha} + L_w\ddot{\varphi}](h_w - L_w) + J_K\ddot{\alpha}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{h}_2} = 0;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m_1[(h_w - L_w)\ddot{\alpha} + L_w\ddot{\varphi}]L_w; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = (m_1 + m_2)\ddot{z};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = -m_1gh_w \sin(\alpha) - m_1gL_w \sin(\varphi - \alpha) + c_z(2\alpha L_z - h_2(t))L_z;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial h_2} = c_z(z - \alpha L_z + h_2(t)); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m_1gL_w \sin(\varphi - \alpha);$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = c_z(2z + h_2(t)) - (m_1 + m_2)g;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\alpha}} = K(2\dot{\alpha}L_z - \dot{h}_2(t))L_z; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{h}_2} = K(\dot{z} - \dot{\alpha}L_z + \dot{h}_2(t));$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}} = 0; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = K(2\dot{z} + \dot{h}_2(t)).$$

Тогда уравнения малых колебаний рассматриваемой механической системы приобретают вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\alpha}} = m_1[(h_w - L_w)\ddot{\alpha} + L_w\ddot{\phi}](h_w - L_w) + J_K\ddot{\alpha} - m_1gh_w\alpha -$$

$$- m_1gL_w\phi + m_1gL_w\alpha + c_z(2\alpha L_z - h_2(t))L_z + K(2\dot{\alpha}L_z - \dot{h}_2(t))L_z = 0; \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\phi}} = m_1(h_w - L_w)L_w\ddot{\alpha} + m_1L_w^2\ddot{\phi} + m_1gL_w\phi - m_1gL_w\alpha = 0; \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = (m_1 + m_2)\ddot{z} + 2c_zz + c_zh_2(t) + 2K\dot{z} + K\dot{h}_2(t) = 0;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{h}_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial h_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{h}_2} = c_zz - c_zL_z\alpha + c_zh_2(t) + K\dot{z} - KL_z\dot{\alpha} + K\dot{h}_2(t) = F_2,$$

где F_2 – сила, действующая на колесо со стороны основания.

В получившейся системе уравнений устойчивость движения с точки зрения отклонения от вертикального положения характеризуют уравнения (1) и (2). Рассмотрим свободные колебания без диссипации энергии ($K = 0$), полагая, что движение идет по плоскости, т. е. при $h_2(t) = 0$. Тогда задача сводится к анализу уравнений вида

$$\ddot{\alpha} = A\alpha + B\phi; \quad \ddot{\phi} = C\alpha + D\phi,$$

$$\text{где } A = -\frac{2}{J_K}c_zL_z^2; \quad B = \frac{1}{J_K}m_1gh_w; \quad C = \frac{g}{L_w} + \frac{2}{J_KL_w}c_zL_z^2(h_w - L_w);$$

$$D = -\frac{g}{L_w} - \frac{h_w}{J_KL_w}m_1g(h_w - L_w).$$

Подставляя $\dot{\alpha} = x$, $\dot{\phi} = y$ в уравнения (1) и (2), получим систему дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\dot{x} = 0x + 0y + A\alpha + B\phi;$$

$$\dot{y} = 0x + 0y + C\alpha + D\phi;$$

$$\dot{\alpha} = 1x + 0y + 0\alpha + 0\phi;$$

$$\dot{\phi} = 0x + 1y + 0\alpha + 0\phi,$$

которой соответствует характеристическое уравнение

$$s^4 + (-A - D)s^2 + (AD - CB) = 0.$$

Его с помощью подстановки $j = s^2$ можно записать в виде:

$$j^2 + (-A - D)j + (AD - CB) = 0.$$

Условия устойчивости по Ляпунову в таком случае приобретают форму

$$-A - D > 0; \quad AD - CB > 0.$$

Подстановка полученных ранее выражений приводит к неравенствам, выполнение которых необходимо для обеспечения устойчивости:

$$L_w > \frac{J_{\kappa}g + m_1gh_w^2}{m_1gh_w - 2c_zL_z^2}; \quad \frac{2C_zL_z^2}{m_1gh_w} - 1 > 0. \quad (3)$$

Для выполнения конкретных расчетов было принято, что жидкость транспортируется в прямоугольном резервуаре с объемом, не превышающим 1,5 м³. В качестве перевозимого груза приняты консервант (пропионовая кислота), плотность ρ которого составляет 990–1000 кг/м³, и гербициды сплошного действия (раундап, радуга, ураган и др.), имеющие $\rho = 1173$ кг/м³. Согласно конструкции УЭС «Полесье» дно емкости может быть расположено на высоте от 1,075 до 2,2 м относительно земли, при этом учитывалось изменение уровня заполнения в процессе работы.

Результаты расчета, выполненные в соответствии с описанной методикой для названных параметров грузов, показали, что условия (3) соблюдаются во всем диапазоне значений, допускаемых техническими условиями эксплуатации УЭС «Полесье»: при размерах емкости a , b до 1,5 м и уровне заполнения h до 1,6 м. Соответственно устойчивость предложенного варианта комбинированного агрегата обеспечивается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Шимановский, А. О.** Математическое моделирование устойчивости универсального энергетического средства «Полесье» с емкостью для жидких минеральных удобрений и пестицидов / А. О. Шимановский, А. С. Добышев, М. А. Бойкачѳ // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2008. – № 3. – С. 115–119.
- 2 **Бойкачѳ, М. А.** Технологические аспекты использования жидкостей в сельском хозяйстве и схемы их внесения / М. А. Бойкачѳ // Агробиология: сборник научных трудов / Белоцерков. нац. аграр. ун-т. – 2013. – № 10. – С. 180–186.
- 3 **Повышение устойчивости движения тракторов в составе агрегатов с фронтальным навешиванием** / П. П. Гамалеев [и др.] // Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров : материалы Междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров, посвящ. 145-летию МГТУ «МАМИ». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – Кн. 1. – С. 368–374.
- 4 **Высоцкий, М. С.** Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн / М. С. Высоцкий, Ю. М. Плескачевский, А. О. Шимановский. – Минск : Белавтотракторостроение, 2006. – 320 с.
- 5 **Andrzejewski, R.** Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle (Advances in Mechanics and Mathematics) / R. Andrzejewski, J. Awrejcewicz. – New York, USA : Springer Science, 2005. – 328 p.

M. A. BOIKACHEV, A. O. SHIMANOVSKY

STABILITY ANALYSIS OF RECTILINEAR MOTION OF COMBINED UNIT TRANSPORTING LIQUID-FILLED CONTAINER

It was created the mathematical model for the motion of the transport aggregate with a hinged container for liquid based on the universal power vehicle "Polesie". Liquid displacement was considered by applying the solid model. With the use of Lagrange equations of the second kind there were obtained the expressions for the range of construction parameters change which ensures stability of the agricultural machines rectilinear movement.

Получено 12.09.2013

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 7. Гомель, 2013**

УДК 629.42

Л. Н. БОНДАРЕНКО, В. В. КОЛБУН, А. С. ОВЧИННИКОВ

*Днепропетровский национальный университет железнодорожного
транспорта им. акад. В. А. Лазаряна, Украина*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ГИСТЕРЕЗИСНЫХ ПОТЕРЬ ПРИ КАЧЕНИИ КОЛЕСА ПО РЕЛЬСУ

Получены формулы, позволяющие определять коэффициент трения качения колеса по новому и изношенному рельсу с использованием общепринятых механических констант и размеров, учитывая коэффициент гистерезисных потерь.

Введение. До того, как Г. Герцем в 1881–1882 было получено решение некоторых задач о контактных напряжениях и деформациях [1], существовала теория появления сопротивления качению О. Рейнольдса (1875 г.) [2], который считал, что оно связано с возникновением трения скольжения в месте контакта. Ввиду непререкаемого авторитета автора подшипники качения начали смазывать так же, как и подшипники скольжения. Это, очевидно, была одна из самых дорогих ошибок, допущенных учеными, поскольку неизвестно, сколько было потрачено лишних смазочных материалов и средств на усовершенствование подшипниковых узлов.

Только в 1955 г. Д. Табор [3] экспериментально доказал, что роль трения скольжения при качении незначительна. Он предложил аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения, исходя из теории контактных напряжений Г. Герца. При выводе формул автор считал, что малая часть α упругой энергии рассеивается из-за гистерезиса, а результирующий момент, требующийся для поддержания движения, определяется при-