

– главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса трактора

$$M_{IT} = \lambda \left(1 + \frac{k_2 l \Delta}{r_3 \cos \alpha_3} \right); \quad (16)$$

– главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса сельхозорудия

$$M_{I_{кл}} = \lambda \left(-\kappa_1 + \frac{k_2 l_{кл}}{r_3 \cos \alpha} \right); \quad (17)$$

– главный вектор внешних сил, действующих на корпус при перемещении z ЦУП, приложенный в точке А (передний шарнир нижней тяги)

$$P_{IT} = -\lambda \frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3}; \quad (18)$$

– главный вектор внешних сил, действующих на корпус орудия при перемещении q опорного колеса, приложен в точке В (задний шарнир нижней тяги)

$$P_{Г_СХМ} = \lambda \frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3}. \quad (19)$$

Учитывая влияние этих моментов и сил при создании систем автоматического регулирования механизма навески, можно существенно увеличить их эффективность.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ

Ю.В. Чигарев, д-р физ-мат. наук, профессор; Н.Н. Романюк,
ассистент

Щетинская сельскохозяйственная академия, УО «БГАТУ»

(г. Щетин, Республика Польша)

(г. Минск, Республика Беларусь)

The scheme of interaction of equivalent oscillating system of wheeled tractors with soil having different behavior is proposed. Has shown that acceleration of oscillating system depends on parameters of suspension bracket and tires, and microprofile of soil surface.

С увеличением производительности сельскохозяйственной техники происходит усложнение машин, расширение их функцио-

нальных возможностей, а следовательно, увеличение числа их узлов и массы. Все это ведет к повышению механического воздействия ходовых систем на почву. Последнее приводит к значительному увеличению уплотнения почвы и другим негативным последствиям, снижающим ее плодородие и урожайность сельскохозяйственных культур.

В сложном взаимодействии системы "машинно-тракторный агрегат – почва – растение" наибольшему регулированию поддается сельскохозяйственная машина, в меньшей степени – почва и очень слабо – растение.

Сегодня очевидно, что создание современной сельскохозяйственной техники, удовлетворяющей условиям агротехнической проходимости, обеспечивающей надежное сохранение плодородия земли, невозможно без широкого и глубокого изучения законов механики почв. Поэтому конструирование машин, а также их двигателей должно вестись с учетом их влияния на деформативные свойства почвы.

Движение тракторов по неровным полям вызывает вибрации их поддрессоренных и неподдрессоренных частей. Из многообразия вибраций, которые присущи колесной технике при ее движении, выделяют те, которые происходят с частотой менее 22 Гц. Данные вибрации принято называть колебаниями. При движении техники по неровностям возникают вибрации корпуса и колес с частотами до 20 Гц [1]. Вибрации с большей частотой вызываются не столько движением тракторов по неровностям, сколько внутренними причинами, а именно, динамическими импульсами от двигателя, вызываемыми неравномерностью его работы, переменами давлениями газов в цилиндрах.

Задача расчета и исследования колебаний сельскохозяйственной техники тесно связана с задачами расчета колебаний и плавности хода автомобилей. Вопросам колебаний автомобилей посвящено много работ, которые можно использовать для исследования колебаний тракторов. Однако задача состоит в том, чтобы в каждом конкретном случае правильно учитывать особенности конструкции и условия работы сельскохозяйственной машины.

На рисунке 1 показано взаимодействие колесного трактора с почвой.

Почва, обладающая упругими и вязкими свойствами, представлена в виде реологической модели обобщенной вязкоупругой среды [2].

На схеме приняты следующие обозначения:

m_0 – подрессоренная масса, рассматриваемая как твердое тело в которое включены массы с вторичным подрессориванием (двигатель, сиденья и т.п.);

m_1 ; m_2 – неподрессоренные части, относящиеся к передним и задним осям трактора соответственно;

z_1 ; z_2 – вертикальные перемещения подрессоренной массы под передней и задней осей трактора соответственно;

θ – угол наклона корпуса к горизонтальной плоскости;

ξ_1 ; ξ_2 – вертикальные перемещения неподрессоренных масс под передней и задней осей трактора соответственно;

I_0 – момент инерции подрессоренной массы трактора относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести машины;

c_{p1} ; c_{p2} – коэффициенты жесткости подвески передней и задней осей трактора соответственно;

R_{a1} ; R_{a2} – коэффициенты демпфирования амортизаторов передней и задней осей трактора соответственно;

$c_{ш1}$; $c_{ш2}$ – коэффициенты жесткости шин передних и задних колес трактора соответственно;

$R_{ш1}$; $R_{ш2}$ – коэффициенты сопротивления шин передних и задних колес трактора соответственно;

l_1 ; l_2 – расстояния от центра тяжести (центра масс – ц. м.) подрессоренной массы до передней и задней осей трактора вдоль продольной оси соответственно;

q_1 ; q_2 – величины, характеризующие неровности агрофона;

E_{d1} ; E_{d2} – динамический модуль упругости почвы под передними и задними колесами соответственно;

E_{z1} ; E_{z2} – модуль упругости почвы под передними и задними колесами соответственно;

$E_{c1} = \frac{E_{d1} \times E_{z1}}{E_{d1} + E_{z1}}$; $E_{c2} = \frac{E_{d2} \times E_{z2}}{E_{d2} + E_{z2}}$ – статический модуль упругости почвы под передними и задними колесами соответственно;

η_1 ; η_2 – коэффициент вязкости почвы под передними и задними колесами соответственно.

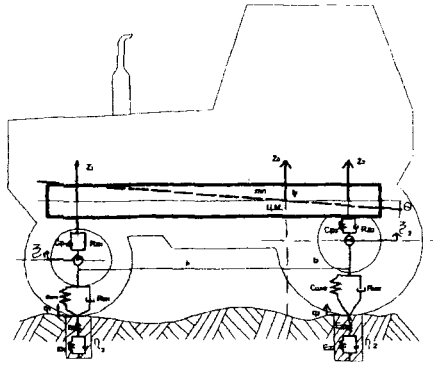


Рис. 1. Взаимодействие колесного трактора с почвой как обобщенной вязкоупругой средой

Положения неподдрессоренных масс m_i определяются координатами $\xi_i(t)$.

Действительные системы поддрессирования колесных машин в большинстве случаев нелинейны, т.е. жесткости подвески и шин, коэффициенты сопротивления непостоянны, так как зависят от перемещений. Колеса имеют с опорной поверхностью не точечный контакт, а контакт по площадке. С целью получения линейной модели предположим, что отклонения координат от статического положения небольшие и можно применять следующие допущения [1]:

1) колеса трактора с поверхностью поля имеют точечный контакт, а координаты точек контакта q полностью копируют микропрофиль;

2) нагрузочные характеристики упругих элементов, подвески и амортизаторов линейны, коэффициенты жесткости c_p и демпфирования R_{an} постоянны;

3) все диссипативные силы подвески, включая трение, учитываются эквивалентными коэффициентами демпфирования (сопротивления), которые входят в величину R_{an} ;

4) шины выступают в виде упругодемпфирующей модели (модели Кельвина – Фойгта) с постоянными коэффициентами $c_{шн}$ и $R_{ш}$;

5) характеристики и параметры подвески и шин правых и левых колес одинаковы, т.е. $c_{pn} = c_{p\lambda}$; $c_{шнn} = c_{шн\lambda}$; $R_{an} = R_{a\lambda}$; $R_{шn} = R_{ш\lambda}$;

б) силы сопротивления качению и сопротивления воздуха не учитываются. Предполагается, что микропрофиль изменяется относительно основного горизонтального уровня, а движение трактора в горизонтальной плоскости постоянно.

Из рисунка 1 видно, что силы, действующие на подрессорную m_i и неподдресорные m_i массы, обусловлены относительными перемещениями и скоростями: $z - \xi$; $\xi - q$ и $\dot{z} - \dot{\xi}$; $\dot{\xi} - \dot{q}$. Относительные перемещения будут формировать потенциальные упругие силы, относительные скорости – диссипативные силы.

С учетом обозначений, принятых на рис. 1, общее уравнение вертикальных колебаний колесных тракторов будет иметь вид [1]

$$\left(\ddot{\xi} + h_{ii} \dot{\xi} + \omega_{ii}^2 \xi \right) - h_{i0} \dot{z}_0 - \omega_{i0}^2 z_0 - h_{i0} l_i \dot{\theta} - \omega_{ii}^2 l_i \theta = \frac{1}{m_i} (2R_{wi} \dot{q}_i + 2c_{wi} q_i), \quad (1)$$

где $\omega_{ii}^2 = 2(c_{pi} + c_{wi})/m_i$ – частота вертикальных колебаний неподдресорных масс, $h_{ii} = 2(R_{wi} + R_{wi})/m_i$ – коэффициент затухания вертикальных колебаний неподдресорных масс; остальные коэффициенты находятся так

$$h_{i0} = \sum_{i=1}^2 2R_{ai} / m_i;$$

$$\omega_{i0}^2 = \sum_{i=1}^2 2c_{pi} / m_i.$$

Анализируя уравнение (1) можно сделать вывод, что одним из видов существенного динамического воздействия на трактор является взаимодействие его колесного двигателя с неровностями агрофона поля.

Профиль полей делят на три составляющие: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости, что обусловлено различным воздействием их на колесную сельскохозяйственную машину [3]. Макропрофиль, состоящий из длинных плавных неровностей (длина волны 100 м и более), практически не вызывает колебаний трактора. Микропрофиль состоит из неровностей (длина волны от 0,1 до 100 м) и предопределяет колебания на подвеске. Шероховатости поверхности поля, имеющие длину волны менее 0,1 м, сглаживаются шинами и заметно не влияют на спектр вибрации колесных сельскохозяйственных машин. Поэтому микропрофиль агрофона является одним из основных факторов, оказывающих влияние на формирование возмущающего воздействия на машину.

Найдем ускорение вертикальных колебаний колеса трактора

при движении по неровностям микропрофиля поверхности (рис. 2).

В общем случае продольный профиль пути трактора по полю (агрофон) носит случайный характер. Однако для отдельных технологий выращиваемых культур можно считать уравнение продольного профиля детерминированным и имеющим вид

$$q(t) = q_{\max} \sin^2 \frac{\pi Lq}{l}, \quad (2)$$

где q_{\max} – максимальная высота неровности; l – длина неровности; q и Lq – координаты неподвижной системы отсчета; ξ , z_1 и x – координаты подвижной системы отсчета.

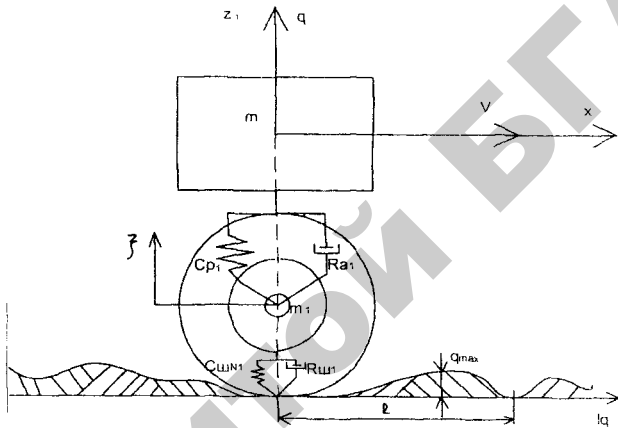


Рис. 2. Схема взаимодействия колеса с опорной поверхностью

Имеем упруговязкое колесо массой m_1 с коэффициентом сопротивления шины $R_{ш1}$, коэффициентом жесткости шины $c_{ш1}$, нагруженное подрессоренной массой m с коэффициентом демпфирования амортизаторов $R_{а1}$, и коэффициентом жесткости подвески $c_{р1}$, движущееся по опорной поверхности (почве), имеющей микропрофиль поверхности, заданный уравнением (2). Будем считать, что под действием массы m_1 шина не деформируется, $m \ll m_1$, массой m_1 можно пренебречь.

В данной двухмассовой колебательной модели имеем последовательное соединение упругих и демпфирующих элементов. Используя уравнение (1), получим дифференциальное уравнение вертикальных колебаний колеса

$$\ddot{z} + 2h_n \dot{z} + \omega_n^2 z = \frac{1}{(m + m_1)} \Phi_e,$$

где $h_n = \frac{\sum R}{2(m + m_1)}$ – коэффициент затухания колебательной системы; $\sum R = \frac{R_{\text{ш}} \times R_{\text{шн}}}{R_{\text{ш}} + R_{\text{шн}}}$ – суммарный коэффициент демпфирования колебательной системы; $\omega_n = \sqrt{\frac{\sum c}{(m + m_1)}}$ – частота свободных колебаний системы; $\sum c = \frac{c_{\text{ш}} \times c_{\text{шн}}}{c_{\text{ш}} + c_{\text{шн}}}$ – суммарный коэффициент жесткости колебательной системы; Φ_e – переносная сила.

Ускорение колебаний колеса трактора будет иметь вид

$$\ddot{z}(t) = -2h_n e^{-h_n t} (A_2 n \cos nt - A_1 n \sin nt) + e^{-h_n t} (-A_2 n^2 \sin nt - A_1 n^2 \cos nt) + h_n^2 e^{-h_n t} (A_1 \cos nt - A_2 \sin nt) + A_e \lambda \cos(\lambda t - \alpha),$$

где $n = \sqrt{\omega_n^2 - h_n^2}$ – частота затухающих колебаний двухмассовой колебательной системы; $A_n = \frac{h}{\sqrt{(\omega_n^2 - \lambda^2)^2 + 4h_n^2 \lambda^2}}$ – амплитуда вынужденных колебаний двухмассовой колебательной системы; α – разность или сдвиг фаз;

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2h_n \lambda}{\omega_n^2 - \lambda^2};$$

$A_1 = A_n \cos \alpha$; $A_2 = \frac{A_n}{n} (h_n \cos \alpha + \lambda \sin \alpha)$ – постоянные коэффициенты определяемые из начальных условий ($t=0$; $z=(0)$; $\dot{z}(0) = 0$).

Анализируя уравнение (4) можно сделать вывод, что ускорение колебаний колеса зависит от микропрофиля поверхности, а также коэффициентов затухания и частоты свободных колебаний эквивалентной системы.

Так как уплотнение почвы находится в прямой зависимости от вертикальных колебаний тракторов, то для снижения уплотняющего воздействия двигателей на почву рекомендуется:

- на стадии проектирования машины выбирать оптимальные параметры колебательной системы (подвески и шин) тракторов для работы на почвах с различными физико-механическими свойствами;
- производить выравнивание рельефа почвы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1990.
2. Чигарев Ю.В., Романюк Н.Н., Адамчик С.П. Способы снижения вибродинамических нагрузок, передаваемые машинно-тракторными агрегатами на почву // Агропанорама. - 2003. - № 4.
3. Полунгян А.А., Фоминых А.Б., Жеглов Л.Ф. Колебания колесной машины и ее систем. - М.: МГТУ, 1992.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ УБОРКИ ЯГОДНЫХ КУЛЬТУР

**Л.В. Мисун, д-р техн. наук, профессор; В.М. Гришук,
аспирант; И.Н. Мисун, ассистент**

УО «БГАТУ»

(г. Минск, Республика Беларусь)

Analysis using of technical means for industrial producing of cowberry and plans of mechanized harvesting are given.

В процессе сельскохозяйственного использования осушенных торфяников происходит их физическое уплотнение, биологическая минерализация, водная и ветровая эрозии, обуславливающие потери органического вещества. С учетом этого весьма актуальной остается проблема разработки для таких экосистем механизированных технологий, отражающих ландшафтно-биологическое разнообразие белорусского Полесья.

Проведенные исследования показали, что одним из наиболее эффективных направлений решения данной проблемы является промышленное выращивание на этих землях брусничных культур. Такой подход позволяет существенно улучшить экологическую ситуацию на мелиорированных землях, дает возможность получать ценный продукт как для внутреннего использования, так и на экспорт.

В Беларуси эта работа ведется уже более двадцати лет: построены специальные ягодные чеки, создан комплекс машин, включающий технические средства для посадки, ухода, уборки и послеуборочной обработки. Внедренная в Беларуси технология производ-