

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ПЕРЕДАВАЕМЫХ МАШИННО- ТРАКТОРНЫМИ АГРЕГАТАМИ НА ПОЧВУ

Ю.В. ЧИГАРЕВ, д. ф-м. н., профессор; Н.Н. РОМАНЮК, ассистент;
С.П. АДАМЧИК, студент (БГАТУ)

Многократное передвижение машинно-тракторных агрегатов (МТА) по полям приводит к переуплотнению не только подпахотного, но и пахотного горизонтов почвы. Основным фактором, влияющим на уплотнение, является давление ходовой системы, зависящее от типа движителя, давление воздуха в шине, скорости движения МТА, типа почвы, рельефа поверхности, передаваемых статических и вибродинамических нагрузок.

Уплотнение почвы сопровождается уменьшением порового пространства, что приводит к радикальным изменениям водного, воздушного и теплового режимов. В таких условиях затрудняется развитие корневой системы, ухудшается рост растений, а, следовательно, снижается урожайность сельскохозяйственных культур. Обработка переуплотнённых земель из-за образования глыб требует больших затрат энергии, а разрушение “плужной подошвы” – очень дорогостоящий и малоэффективный приём.

Однако для увеличения производства продуктов растениеводства одним из определяющих требований к сельскохозяйственной технике является повышение её производительности. При этом происходит усложнение машин и их функциональных возможностей, которое невозможно без увеличения числа их узлов, массы, а также повышения скорости движения. Последнее приводит к увеличению амплитуд колебаний, ускорений различных точек МТА и вибродинамических нагрузок, действующих со стороны дороги. Проезд тракто-

ров поперек периодически чередующихся борозд поля или неровностей дорог, которые также могут иметь волнообразный профиль, является одним из основных и наиболее неблагоприятных режимов его движения.

В таких условиях возникают вынужденные резонансные колеба-

ния, которые сопровождаются резким ростом оценочных параметров (сил, амплитуд и ускорений) [1, с. 35]. Возросшие динамические нагрузки приводят к дополнительному сдвигу, переупаковке частиц, разрушают структуру почвы, увеличивают количество пылевидных фракций, а, в конечном итоге, это ведет к воз-

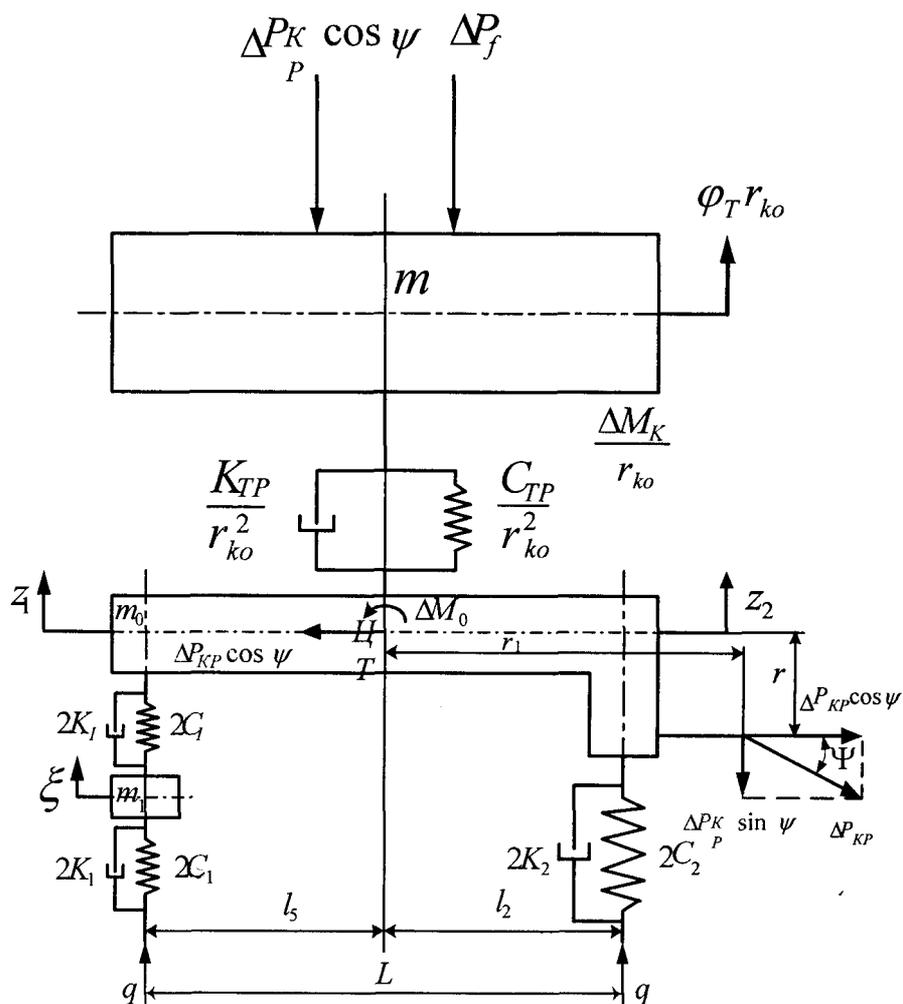


Рис. 1. Расчётная схема вертикальных колебаний колёсного трактора с учётом колебаний нагрузки в силовой передаче [2, с. 8].

душно-водному голоданию растений.

Применявшиеся до сих пор методы исследования физико-механических свойств почв уже не могут удовлетворять новому уровню исследований. Необходимо разработать такие методы, которые будут учитывать время и скорость воздействия на почву ходовых систем, моделировать явления и прогнозировать процессы уплотнения на разных почвах, с учетом их реологических свойств. Данные методы позволяют учитывать скорости протекания деформации и прогнозировать ее величины в зависимости от действующих нагрузок.

Поэтому для уменьшения уплотнения почв от вибродинамических нагрузок необходимо:

1. подобрать рациональные параметры подвески и шин колёсных тракторов;

2. выбрать математическо-механическую модель почвы, учитывающую её реологические свойства.

При движении трактор испытывает колебания под действием внешних и внутренних возмущающих сил. Внутренние силы, обусловленные неуравновешенностью деталей двигателя и неравномерностью вращения коленчатого вала, вызывают вибрацию двигателя, остова, кабины и других узлов трактора. Внешние силы возникают при взаимодействии ходовой части трактора с неровностями дорожного профиля. В зависимости от рельефа пути возникают установившиеся и неустановившиеся колебания трактора.

Кутьков Г.М. [2, с. 8] предлагает следующую расчётную схему вертикальных и угловых колебаний остова колёсного трактора в продольной вертикальной плоскости, учитывающей колебания в силовой передаче и в системе поддрессоривания применительно к трактору Т-150К (рис. 1).

На основании данной расчётной схемы составлена система дифференциальных уравнений, описывающая продольные, а также вертикальные колебания остова и переднего моста колёсного трактора и учитывающая колебания в силовой передаче:

$$\begin{aligned}
 & m r_{k_0} \ddot{\varphi}_T + \frac{K_{TP}}{r_{k_0}} \dot{\varphi}_T + \frac{C_{TP}}{r_{k_0}} \varphi_T - 2 f K_1 \dot{\xi} - \\
 & - 2 f C_1 \dot{\xi} - 2 f K_2 z_2 - 2 f C_2 z_2 = \\
 & = \Delta P_{KP} \cos \psi + 2 f K_1 q + 2 f C_1 q + \\
 & + 2 f K_2 q + 2 f C_2 q; \\
 & m_1 \ddot{z}_1 + 2 K_1 z_1 + 2 C_1 z_1 + m_2 \ddot{z}_2 - 2 K_1 \dot{\xi} - \\
 & - 2 C_1 \dot{\xi} - \frac{1}{L} \Delta M_0 = \\
 & = \frac{r}{L} \Delta P_{KP} \cos \psi + \frac{l_2 - r_1}{L} \Delta P_{KP} \sin \psi; \\
 & m_3 \ddot{z}_2 + 2 K_2 z_2 + 2 C_2 z_2 + m_2 \ddot{z}_1 + \frac{1}{L} \Delta M_0 = \\
 & = - \frac{r}{L} \Delta P_{KP} \cos \psi + \frac{l_5 + r_1}{L} \Delta P_{KP} \sin \psi + \\
 & + 2 K_2 q + 2 C_2 q; \\
 & m_1 \ddot{\xi} + 2 (K_1 + K_1) \dot{\xi} + 2 (C_1 + C_1) \dot{\xi} - \\
 & - 2 K_1 z_1 - 2 C_1 z_1 = 2 K_1 q + 2 C_1 q,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где: $\Delta M_0 = \frac{K_{TP} \varphi_T + C_{TP} \dot{\varphi}_T}{L} \left(\frac{l_2 l_4}{r_{k_0}} + \frac{l_5 l_3}{r_{k_0}} \right) -$
колебание суммарного момента $K_{TP} \varphi_T + C_{TP} \dot{\varphi}_T$, приведённого к поперечной оси, проходящей через центр тяжести остова трактора.

$$m, m_1 = m_0 \frac{l_2^2 + \rho_u^2}{L^2}, m_2 = m_0 \frac{l_5 l_2 - \rho_u^2}{L^2},$$

$$m_3 = m_0 \frac{l_5^2 + \rho_u^2}{L^2}, m_1 - \text{движущиеся}$$

массы трактора, остова и переднего моста; ρ_u - радиус инерции остова трактора относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести; координаты динамической системы: φ_T - суммарная закрутка силовой передачи; z_1, z_2, ξ - вертикальные перемещения остова над передней и задней опорами переднего моста; K_{TP} - крутильный коэффициент демпфирования силовой передачи; K_1, K_1, K_2 - коэффициенты демпфирования подвески и шин; C_{TP} - крутильный коэффициент жё-

сткости силовой передачи; C_1, C_1, C_2 - коэффициенты жёсткости подвески и шин; r_{k_0} - номинальное значение радиуса качения ведущего колеса; f - коэффициент сопротивления перекатыванию трактора; ΔP_j - колебание силы сопротивления перекатыванию трактора; ψ - угол наклона линии действия тяговой нагрузки; r, r_1 - координаты точки прицепа трактора; l_1 - расстояние между центром тяжести остова и осью задних ведущих колёс трактора; l_2, l_5 - продольные координаты центра тяжести остова; l_3, l_4 - вертикальные координаты центра тяжести остова; L - расстояние между опорами трактора; $\Delta P_{KP}, q$ - текущее значение тяговой нагрузки и неровности пути.

С помощью системы уравнений (1) можно рассчитать амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), характеризующие рассматриваемую динамическую систему по измене-

2

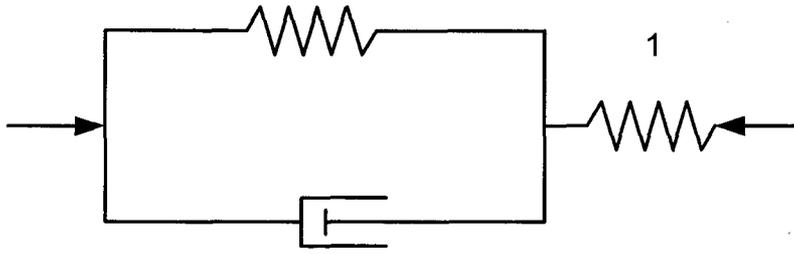


Рис. 2. Модель обобщённой вязкоупругой среды.

нию амплитуды вертикальных ускорений остова над передней и задней опорами колёсного трактора Т-150К в продольной вертикальной плоскости. По АЧХ определяются резонансные частоты колебаний остова.

Задавая различные параметры коэффициентов жёсткости демпфирования подвески и шин, можно найти их оптимальные значения, при которых динамические воздействия будут минимальными.

Система уравнений (1) является также источником волн в почве, передаваемых от машинно-тракторных агрегатов.

В качестве реологической модели почвы авторами [3] предложена модель обобщённой вязкоупругой среды, представленной на рис. 2.

Элемент среды представляет собой соединение двух пружин и одного демпфера. Сжатие пружины 1 физически выражает деформацию, связанную со сжатием цементирующих плёнок солей и водных плёнок, расположенных между отдельными частицами почвы. Процесс сжатия пружины 1 обратим.

Деформация пружины 2 и демпфера выражает смещение частиц почвы, их переукладку. После снятия нагрузки частицы почвы не возвращаются к исходному положению. Это объясняется тем, что воздух, заключённый в порах, сжимается лишь на несколько процентов и не в состоянии при снятии нагрузки преодолеть силы трения между частицами и вернуть

почву к начальному объёму.

Связь между напряжением и деформацией в любой момент времени для обобщённой модели будет иметь вид:

$$\mu \dot{\varepsilon} + \varepsilon = \frac{\sigma}{E_D} + \frac{\mu \sigma}{E_C}; \quad (2)$$

где: ε — деформация;

σ — нормальное напряжение;

$\dot{\varepsilon}$ — скорость распространения деформации;

$\dot{\sigma}$ — скорость распространения напряжения;

E_D — динамический модуль упругости пружины 1;

$E_C = \frac{E_D \times E_2}{E_D + E_2}$ — статический модуль упругости;

E_2 — модуль упругости пружины 2;

$\mu = \frac{E_D \times E_C}{(E_D - E_C)\eta}$ — параметр вязкости;

η — коэффициент вязкости.

Данная модель содержит три параметра (E_C , E_D и η), которые необходимо находить экспериментально.

Зеленин А.Н. [4] для определения E_C предлагает использовать ударник ДОРНИИ, принцип действия которого таков: груз падает с высоты ($H=0,4$ м) на буртик ударника и определяется число ударов, необходимое для погружения в почву плоского цилиндрического наконеч-

ника на глубину $h=0,1$ м. Зная число ударов и влажность почвы, определяется статический модуль упругости E_C .

Динамический модуль упругости E_D определяется по формуле, предложенной Ульяновым Н.А. [5]:

$$E_D = E_C (1 + \xi_1 \sqrt{v}); \quad (3)$$

где: v — скорость движения колеса; ξ_1 — коэффициент, зависящий от свойств грунта.

Наибольшую сложность вызывает определение коэффициента вязкости η .

Вязкость впервые была рассмотрена Ньютоном в 1687 году, установившим, что сопротивление жидкости при течении, возникающее из-за недостаточного проскальзывания частиц жидкости, пропорционально скорости сдвига, с которой эти частицы перемещаются относительно друг друга.

Вялов С. С. называет вязкость внутренним трением [6, с. 111], подчёркивая тем самым принципиальное отличие этого явления от внешнего трения твёрдых тел, которое возникает при трении движителя по опорной поверхности. Силы внешнего трения воспринимаются как реакция опоры, действующая на движитель в точке плоскости контакта. Силы внутреннего трения или вязкости возникают как напряжения сдвига, действующие только в слоях, подверженных деформации.

Вязкое течение возникает при любом напряжении сдвига, большем нуля, и развивается с постоянной

скоростью $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = const$, при-

чём эта скорость прямо пропорциональна напряжению сдвига; деформация вязкого течения полностью необратима.

Для определения вязких характеристик почв используем прибор Литвинова П – 10С, который состоит из основной части, включающей основание, подвижную каретку с нижним дренажным диском, разрезанную гильзу, верхний направляю-

щий цилиндр и верхний дренажный поршень.

На рис. 3 показано формирование граничного слоя, (H – его толщина) между верхней и нижней частями прибора.

Рассмотрим “течение” почвы при приложении силы F к подвижной части прибора. Частицы почвы, ближайšie к подвижной части прибора, “прилипают” к ней и перемещаются со скоростью V_0 (рис. 3), увлекая за собой частицы почвы следующих слоёв. Частицы, граничащие с неподвижной частью прибора, не двигаются, как бы прилипая к ней.

Каждый слой почвы движется со своей скоростью V_j , пропорциональной расстоянию y_j . Таким образом, градиент скорости будет равен:

$$\frac{V_j - V_{j-1}}{y_j - y_{j-1}} = \frac{dV}{dy}$$

Вследствие взаимодействия слоёв почвы между ними возникают напряжения сдвига τ (внутреннее трение), уравновешивающее силу F , т.е. $\tau = F/S$, где S – площадь сдвига.

Очевидно, что напряжение τ будет пропорционально градиенту скорости

$$\tau = \eta \frac{dV}{dy} \quad (3)$$

Градиент скорости $\frac{dV}{dy} = \frac{V_0}{H}$

можно выразить как $\frac{1}{H} \left(\frac{du_0}{dt} \right)$, где u_0 – перемещение частиц почвы вдоль оси X . Принимая высоту H постоянной и учитывая, что $u_0/H = \varepsilon$, можно получить следующее выражение для градиента скорости:

$$\frac{1}{H} \left(\frac{du}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{u_0}{H} \right) = \frac{d\varepsilon}{dt}$$

Иными словами,

$$\frac{dV}{dy} = \frac{d\varepsilon}{dt}$$

т.е. соотношение (3) будет идентич-

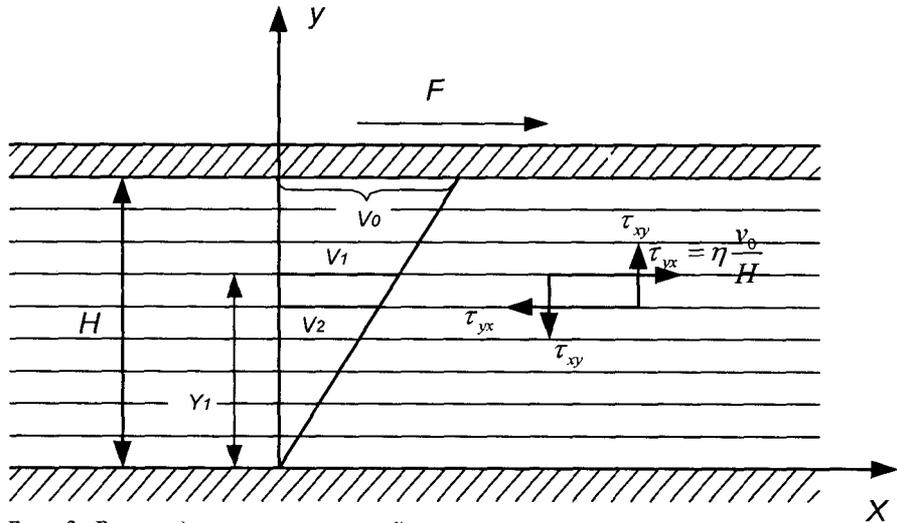


Рис. 3. Распределение скоростей частиц в граничном слое почвы.

но чистому сдвигу:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\varepsilon} \quad (4)$$

Используя уравнение (4), можно определить коэффициент вязкости η , физический смысл которого – величина, численно равная силе трения между двумя слоями почвы с площадью, равной единице, при градиенте скорости, равном единице.

Агафонов К. П. [7] в своей работе показывает влияние вязкости почв на тяговый КПД МТА и как можно оптимизировать по величине тягового КПД удельную мощность тракторов.

Проведенные нами исследования по влиянию вибрационных нагрузок на уплотнение почв показывают, что одним из способов снижения их уплотняющего воздействия является сдваивание ведущих колес тракторов.

ВЫВОДЫ

1. Характер взаимодействия движителей МТА с опорной поверхностью определяется вязкоупругими свойствами почв.

2. Используя уравнения (1) и (2), можно рассчитать оптимальные параметры подвески и шин тракторов для работы на почвах, обладающих различными реологическими свойствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волошин Ю.Л. Расчёт колебаний сельскохозяйственных колёсных тракторов с поддресоренным и недресоренным передним мостом // Вопросы колебаний сельскохозяйственных тракторов. М.: ОНТИНАТИ, 1966. – С. 35-53.

2. Кутьков Г.М., Кожуханцев А.Н. Расчетная схема вертикальных колебаний остова трактора с учётом колебаний в системе поддресоривания и в силовом приводе // Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 12. – С. 6-9.

3. Чигарев Ю. В., Романюк Н. Н. Агротехническая повреждаемость почв при ударных нагрузках от эксплуатируемых сельскохозяйственных машин и орудий // Весці ААН РБ, 1997, № 3. – С. 68-70.

4. Зеленин А. Н. Машины для земляных работ. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 12-27.

5. Ульянов Н. А. Основы теории и расчёта колёсного движителя землеройных машин. – М.: Машгиз, 1961. – 208 с.

6. Вялов С. С. Реологические основы механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1978. – 447 с.

7. Агафонов К. П. О роли вязкости при деформировании грунта // Тракторы и сельхозмашины, 1982, № 5. – С. 11-13.