

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЛОТНОСТИ ПОЧВЫ ОТ ДЕЙСТВУЮЩИХ ВИБРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

**Шило И.Н.**, д.т.н., профессор; **Романюк Н.Н.**, ст. преподаватель  
*Белорусский государственный аграрный технический университет,  
г. Минск, Республика Беларусь*

**Чигарев Ю.В.**, д. ф-м.н., профессор  
*Щецинская сельскохозяйственная академия, г. Щецин, Польша*

При выполнении сельскохозяйственных операций машинно-тракторными агрегатами движители оказывают вредное воздействие на почву, последствия которого можно охарактеризовать следующими данными [1]:

- среднее снижение урожайности культур составляет 15-20%;
- после работы трактора «Беларусь» на 1 га поля остается 14-15 тонн пыли;
- ежегодно с полей стран СНГ уносится 1,5 млрд. тонн почвы;
- удельное сопротивление почвы из-за уплотнения увеличивается в 1,5-1,8 раза, повышение затрат на ее обработку составляет 20-30%, а перерасход топлива – 18%.

Повышение скорости движения, переезд тракторов поперек периодически повторяющихся борозд поля, которые имеют волнообразный профиль, приводит к увеличению амплитуд колебаний, ускорений различных точек МТА и динамических нагрузок, действующих на них со стороны опорной поверхности, которые передаются через движители на почву.

Возникла необходимость создать программное обеспечение, позволяющее исследовать уплотнение почвы от действующих вибродинамических нагрузок, в зависимости от параметров эквивалентной колебательной системы трактора, реологических свойств почвы и неровностей рельефа опорной поверхности.

Точность расчетных методов оптимизации конструктивных параметров и режимов работы тракторов, сельскохозяйственных машин и МТА определяется в первую очередь выбором механико-математических моделей деформирования почв. Обосновано, что реологическая модель почвы в виде среды Кельвина наиболее точно описывает напряженное и деформированное состояние почвы [2].

Для определения плотности почвы после воздействия на нее движителя воспользуемся формулой, предложенной А.Ю. Ишлинским [3]:

$$\rho_k = \frac{\rho_n}{1 - \varepsilon}, \quad (1)$$

где  $\rho_n$  и  $\rho_k$  – соответственно плотность почвы до воздействия (исходная) и после воздействия (конечная) движителя,  $кг/м^3$ ;  $\varepsilon$  – относительная деформация почвы.

Зная изменение  $\varepsilon$ , можно прогнозировать изменение плотности почвы.

Связь между напряжением ( $\sigma$ ) и деформацией ( $\varepsilon$ ) для среды Кельвина в любой момент времени имеет вид [2, с.9]:

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

где  $\varepsilon$ ,  $\dot{\varepsilon}$  – относительная деформация почвы и скорость её распространения;  $\sigma$ ,  $\dot{\sigma}$  – нормальное напряжение и скорость его распространения;  $E_D$ ,  $E_C$  – динамический и статический модули упругости почвы соответственно,  $\frac{1}{E_D} + \frac{1}{E_C} = \frac{1}{E_C}$ , Па;  $\mu = \frac{E_2}{\eta} = \frac{E_D E_C}{(E_D - E_C)\eta}$  – параметр вязкости почвы,  $c^{-1}$ ;  $\eta$  – коэффициент вязкости почвы, Па·с.

Определение реологических свойств почвы ( $E_D$ ;  $E_C$ ;  $\eta$ ) подробно описано [2].

При качении колеса по периодически повторяющимся неровностям нагрузки, действующую со стороны движителя на почву, можно записать в следующем виде [4]:

$$\begin{aligned} \sigma &= 0 \text{ при } t \leq 0, \\ \sigma &= \sigma_m \sin \lambda t = \sigma_m \sin \frac{2\pi t}{T} \text{ при } 0 \leq t \leq \infty, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $T$  – период вынужденных колебаний, с;  $f = \frac{1}{T}$  – частота вынужденных колебаний, Гц;  $\lambda = \frac{2\pi}{T}$  – угловая частота вынужденных колебаний,  $c^{-1}$ ;  $\sigma_m$  – максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой, Па.

Решая совместно (3) и (2), получим

$$\varepsilon(t) = \frac{K}{\lambda^2 + \mu^2} (\lambda \sin \lambda t + \mu \cos \lambda t) + \frac{L}{\lambda^2 + \mu^2} (\mu \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t) + Ce^{-\mu t}, \quad (4)$$

где  $K = \frac{\sigma_m \lambda}{E_D}$ ;  $L = \frac{\mu \sigma_m}{E_C}$ ;  $C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L\lambda - K\mu}{\lambda^2 + \mu^2}$  – постоянные коэффициенты.

По данным М.И. Ляско [5], максимальное напряжение  $\sigma_m$  в пятне контакта движителя с почвой равно максимальному давлению движителя на почву ( $q_{\max}$ )

$$\sigma_m = q_{\max}. \quad (5)$$

По ГОСТ 26953-86 «Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву» максимальное давление колесного движителя на почву равно

$$q_{\max} = \bar{q}_k \cdot \kappa_2, \quad (6)$$

где  $\bar{q}_k$  – среднее давление колесного движителя на почву;  $\kappa_2 = 1,5$  – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины.

Мгновенное значение среднего давления шины на почву [6]:

$$\bar{q}_k(t) = \frac{G_D(t)}{F_k(t)}, \quad (7)$$

где  $G_D(t)$  – мгновенное значение вертикальной нагрузки, приходящейся на ось колеса трактора,  $H$ ;  $F_{kn}(t)$  – мгновенное значение площади пятна контакта шины с почвой,  $m^2$ .

Мгновенное значение вертикальной нагрузки на ось колеса трактора найдем с помощью формулы [6, с.82]:

$$G_D = M(g \pm \ddot{\xi}), \quad (8)$$

где  $M$  – масса, нагружающая ось колеса,  $kg$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $\ddot{\xi}$  – значение вертикального ускорения колебаний оси колеса трактора,  $m/c^2$ .

Мгновенное значение площади пятна контакта шины с почвой определим по ГОСТ 26953-86:

$$F_{kn}(t) = F_{kn} = F_k \cdot k_1, \quad (9)$$

где  $F_{kn}$  – площадь контакта шины колеса с почвой,  $m^2$ ;  $F_k$  – контурная площадь контакта протектора шины на жестком основании (ГОСТ 7057-2001),  $m^2$ ;  $k_1$  – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины колеса.

Согласно [7],  $F_k$  находится по формуле:

$$F_k = \alpha_{uu} \pi ab, \quad m^2 \quad (10)$$

где  $a$  – половина длины пятна контакта шины на жесткое основание,  $m$ ;  $b$  – половина ширины пятна контакта шины на жесткое основание,  $m$ ;  $\alpha_{uu}$  – коэффициент, учитывающий отличие формы отпечатка от эллипса.

Для того чтобы рассчитать параметры пятна контакта ( $a$  и  $b$ ), необходимо знать деформацию шины  $h$  на жестком основании при соответствующей мгновенной нагрузке на единичный движитель. Наибольшее распространение получила формула Р. Хейдекеля [7]

$$h = \frac{G_D(t)}{\pi p_w \sqrt{B_u D}}, \quad (11)$$

где  $p_w$  – давление воздуха в шине,  $Pa$ ;  $B_u, D$  – ширина профиля и наружный диаметр шины соответственно,  $m$ .

Рассчитываем размеры пятна контакта на жестком основании. Половину длины пятна контакта  $a$  определим согласно [8]

$$a = K_0 \sqrt{Dh - h^2}, \quad (12)$$

где  $K_0$  – эмпирический коэффициент, учитывающий уменьшение длины контакта от расчетной.

Половину ширины пятна контакта для шин обычного профиля определим согласно [7]:

$$b = \sqrt{B_u \cdot h - h^2}. \quad (13)$$

Для описания продольного профиля пути чаще всего используются периодические функции [9]. Пусть уравнение продольного профиля пути имеет вид:

$$y = y_{\max} \sin \lambda t, \quad (14)$$

где  $y_{\max}$  – максимальная высота неровности поверхности,  $m$ ;  $\lambda = 2\pi V_K / l$ ,  $c^{-1}$ ;  $V_K$  – скорость движения колеса,  $m/c$ ;  $l$  – длина неровности поверхности,  $m$ .

Согласно [9], запишем уравнения колебаний одиночного пневмоколесного движителя в случае наличия подвески в вертикальной плоскости, выраженные через вертикальное перемещение  $z$  подрессоренной массы и вертикальное перемещение оси колеса  $\xi$  (см. рисунок) при движении по опорной поверхности, задаваемой уравнением (14):

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_{\Pi}\dot{z} + \omega_{\Pi}^2 z - 2h_{\Pi}\dot{\xi} - \omega_{\Pi}^2 \xi = 0, \\ \ddot{\xi} + 2h_{H}\dot{\xi} + \omega_H^2 \xi - 2h_{H_0}\dot{z} - \omega_{H_0}^2 z = Q_y / m = 2h_{ш}\dot{y} + \omega_{ш}^2 y, \end{cases} \quad (15)$$

где  $z, \dot{z}, \ddot{z}$  – амплитуда, скорость и ускорение вертикальных колебаний подрессоренной массы, соответственно,  $m, m/c, m/c^2$ ;  $\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$  – амплитуда, скорость и ускорение вертикальных колебаний оси колеса, соответственно,  $m, m/c, m/c^2$ ;

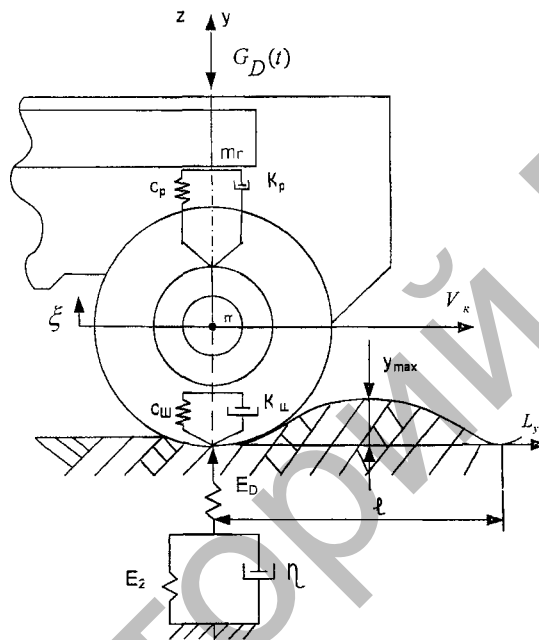


Рисунок – Схема взаимодействия пневмоколесного движителя с опорной поверхностью

$h_{\Pi} = K_p / (2m)$ ,  $h_{\Pi} = (K_p + K_{ш}) / (2m)$ ,  $h_{ш} = K_{ш} / (2m)$  – коэффициент затухания вертикальных колебаний подрессоренной, неподрессоренной масс и шины, соответственно,  $c^{-1}$ ;  $K_p, K_{ш}$  – коэффициент демпфирования подвески и шины, соответственно,  $H \cdot c / m$ ;  $m_n, m$  – подрессоренная и неподрессоренная массы, соответственно, кг;  $\omega_{\Pi} = \sqrt{C_p / m_n}$ ,  $\omega_H = \sqrt{(C_p + C_{ш}) / m}$ ,  $\omega_{ш} = \sqrt{C_{ш} / m}$  – частота вертикальных колебаний подрессоренной, неподрессоренной масс и шины, соответственно,  $c^{-1}$ ;  $C_p, C_{ш}$  – коэффициент жесткости подвески и шины, соответственно,  $H / m$ ;  $h_{H_0} = K_p / (2m)$  – коэффициент затухания,  $c^{-1}$ ;  $\omega_{H_0} = \sqrt{C_p / m}$  – частота колебаний,  $c^{-1}$ ;  $Q_y$  – возмущающая сила со стороны неровностей поверхности поля,  $H$ .

На основании вышеизложенной методики составлена программа «Расчет плотности почвы от действующих вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей», написанная в среде *Borland Delphi version 7.0*.

В таблице дана плотность почвы ( $\rho_n = 1126 \text{ кг/м}^3$ , влажность  $W = 12\%$ , статический модуль упругости  $E_c = 7 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , коэффициент вязкости  $\eta = 8,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}$ ) определенная в результате эксперимента при деформировании ее колесом 4.5–9 (наружный диаметр 0,462 м, ширина профиля шины 0,130 м) и рассчитанная с помощью программного обеспечения.

**Выводы.** Разработанная математическая модель взаимодействия пневмоколесных движителей с опорной поверхностью, с учетом параметров колебательной системы трактора и реологических свойств почвы, позволяет при помощи программы «Расчет плотности почвы от вибродинамических нагрузок, действующих со стороны пневмоколесных движителей» определять: изменение плотности почвы, ускорение колебаний оси колеса трактора, среднее и максимальное давления движителей на почву от параметров колебательной системы колесного трактора, реологических и физико-механических свойств почвы, профиля агрофона опорной поверхности.

С помощью данной программы на стадии проектирования машины можно подобрать оптимальные параметры ее колебательной системы для снижения уплотняемости почв и сохранения экологии агроландшафтов. Анализ приведенной в работе таблицы показывает, что плотность почвы, определенная аналитически с помощью компьютерной программы и найденная в процессе эксперимента, отличаются не более чем на 7%.

Таблица – Изменение плотности почвы в зависимости от действующих нагрузок

Нагрузка на ось колеса, [G], Н	Давление воздуха в шине, [p <sub>w</sub> ], кПа	Скорость движения колеса, [Vк], м/с	Частота колебаний вибратора, [f], Гц	Плотность почвы, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>		
				эксперимент	расчет	погрешность, %
1100	80	0,8	3	1310	1302	0,6
1800	80	0,8	3	1322	1316	0,5
1100	120	0,8	3	1400	1398	0,1
1800	120	0,8	3	1416	1413	0,2
1100	80	1,4	3	1296	1301	0,4
1800	80	1,4	3	1310	1315	0,4
1100	120	1,4	3	1380	1397	1,2
1800	120	1,4	3	1400	1412	0,9
1100	80	0,8	5	1322	1361	3,0
1800	80	0,8	5	1336	1382	3,4
1100	120	0,8	5	1416	1494	5,5
1800	120	0,8	5	1430	1516	6,0
1100	80	1,4	5	1310	1360	3,8
1800	80	1,4	5	1322	1382	4,5
1100	120	1,4	5	1402	1493	6,5
1800	120	1,4	5	1416	1515	7,0
750	100	1,1	4	1342	1392	3,7
2150	100	1,1	4	1374	1430	4,1
1450	60	1,1	4	1270	1298	2,2
1450	140	1,1	4	1464	1545	5,5
1450	100	0,5	4	1358	1410	3,8
1450	100	1,7	4	1344	1408	4,8
1450	100	1,1	2	1334	1282	4,1
1450	100	1,1	6	1370	1423	3,9
1450	100	1,1	4	1355	1410	4,1

## ЛИТЕРАТУРА

1. Водяник, И.И. Воздействие ходовых систем на почву / И.И. Водяник. – М.: Агропромиздат, 1990. – 172с.
2. Чигарев, Ю.В. Способы снижения нагрузок, передаваемых машинно-тракторными агрегатами на почву / Чигарев Ю.В., Романюк Н.Н, С.П. Адамчик // Агропанорама. – 2003, №4 – С.7–10.
3. Ишлинский, А.Ю. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел / А.Ю. Ишлинский. – М.: Наука, 1985. – 360с.
4. Ляхов, Г.М. Волны в грунтах и пористых многокомпонентных средах / Г.М. Ляхов. – М.: Наука, 1982. – 288с.
5. Ляско, М.И. Методика определения удельных давлений ходовых систем на почву / М.И. Ляско, Е.В. Рубенчик, Л.Н. Кутин // Реферативный сборник ЦНИИТЭМ. – М., 1979. – №7.– С.6–11.
6. Бахтеев, Р.Х. Влияние колебаний колесного трактора на величину давлений шины на почву: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Р.Х. Бахтеев. – М., 1985. – 167с.
7. Бойков, В.П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В.П. Бойков, В.Н. Белковский. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240с.
8. Ходовая система – почва – урожай /И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304с.
9. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352с.

### Аннотация

#### **Методика расчета плотности почвы от действующих вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей**

Рассматриваются вопросы уплотнения почв от действующих нагрузок пневмоколесных движителей. Показано, что величина вибродинамических нагрузок зависит от параметров эквивалентной колебательной системы трактора и рельефа поверхности.

### Abstract

#### **Methods of calculation of soil compaction from active vertical vibrodinamic loads of pneumatic wheeled propellers**

The questions concerning soil compression by means of operation load of pneumatic-wheeled propellers operating are covered. It's shown that load amount depends upon the equivalent vibrative system parameters tractor and supporting surface relief.