

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ НА ПОЧВУ МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

^{1/}Ю.В. Чижарев, ^{2/}Н.Н. Романюк; ^{1/}В. М. Микула

^{1/}УО «БГАТУ», г. Минск, РБ, Щетинская СХА, г. Щетин, РП

^{2/}С. И. Сыско (УО «БГАТУ» г. Минск, РБ)

Факторы и критерии отклика

Сущность планирования эксперимента методом физического моделирования заключается в том, что при изучении объекта исследования вначале между независимыми факторами устанавливается связь в критериальной форме с помощью теории подобия и анализа размерностей. Здесь же производится сокращение числа независимых переменных и представление их в форме, удобной для раскрытия физической сущности изучаемого явления или процесса, с последующим пересчётом по рабочим формулам при моделировании.

Затем с помощью теории планирования эксперимента устанавливается связь между критериями подобия в виде регрессионной модели первого или второго порядка и проводится анализ полученной модели [1, 2, 3].

Зависимость изучаемого признака от факторов будем иметь вид [2, с.65]:

$$y = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n; \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_l), \quad (1)$$

где: y - критерий отклика, являющийся оценкой изучаемого процесса;

x_1, x_2, \dots, x_n - независимые факторы (переменные);

$\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_l$ - параметры модели; модель может быть как линейной, так и

нелинейной по параметрам θ .

Приведём факторы, влияющие на уплотнение почвы колесными ходовыми системами:

G_d - динамическая нагрузка, действующая на ось колеса, H ;

f - частота колебаний оси колеса, c^{-1} ;

B_w - ширина колеса, m ;

D - диаметр колеса, m ;

p_w - давление воздуха в шине, Pa ;

R - суммарный коэффициент демпфирования колебательной системы трактора, ($R_{ш}$ - коэффициент демпфирования шины; R_a - коэффициент демпфирования амортизаторов при условии подрессоренного моста), $\frac{H \cdot c}{m}$;

c - суммарный коэффициент жесткости колебательной системы ($c_{ш}$ - коэффициент жесткости шины,

c_p - коэффициент жесткости подвески при условии подрессоренного моста), $\frac{H}{m}$.

V_k - скорость движения трактора, $\frac{m}{c}$;

E_d, E_c - динамический и статический модули упругости почвы соответственно, Pa ;

η - коэффициент вязкости почвы, $Pa \cdot c$;

Критерием отклика, характеризующим уплотнение почвы от вибродинамических нагрузок будет являться $\frac{\rho_n}{\rho_k}$.

Согласно (1), зависимость критерия отклика от факторов будет иметь вид:

$$\frac{\rho_n}{\rho_k} = \varphi(G_\partial, f, B_{ш}, D, P_w, R, c, V_{к}, E_D, E_c, \eta) \quad (2)$$

Определение критериев подобия вибродинамического воздействия пневмоколесного движителя с почвой

Использование моделирования для исследований значительно сокращает сроки испытаний и существенно снижает материальные затраты. Однако получение при этом достоверных результатов базируется на соблюдении подобия по большому числу параметров, определяющих взаимодействие колеса с почвой. При исследовании процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой теорию подобия принимали: В. И. Баловнев [4, 5], Ю.В. Луканин [6], М. Г. Беккер [7], А. Н. Орда [8] и многие другие ученые.

Исследование процессов взаимодействия пневмоколёсных движителей с почвой на физических моделях позволяет повысить обоснованность теоретических расчётов и существенно сократить время на проведение экспериментальных исследований новых образцов. Рассмотрим взаимодействие колесного движителя с почвой (рис.1). Моделирование протекающих при этом процессов, выполняется на приближенных физических моделях, сформированных с использованием методов регионального приближения фиктивных масс.

Трактор представим состоящим из двух подсистем: “почва – пневмоколесный движитель” (I) и “пневмоколесный движитель – осто́в трактора”. Почву, взаимодействующую с колесом, представим в виде реологического тела обобщенной вязкоупругой среды [9, с.9], характеризующегося модулями статической (E_c), динамической (E_D) упругости и коэффициентом вязкости (η). Со стороны колеса на почву действует давление. Весом почвы пренебрегают. Процесс формирования почвы рассматривают как неустановившийся.

Пневматическое колесо представлено в виде тела Кельвина – Фойгта, физико – механические свойства которого обеспечивают развитие требуемого давления на почву. При моделировании веса трактора, как системы с пневмоколесным движителем, необходимо рассмотреть условия моделирования отдельно для каждой из указанных подсистем с использованием табл. III. 1 [4, с. 82]. Реологический эквивалент для первой подсистемы взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой представлен на рис. 1.

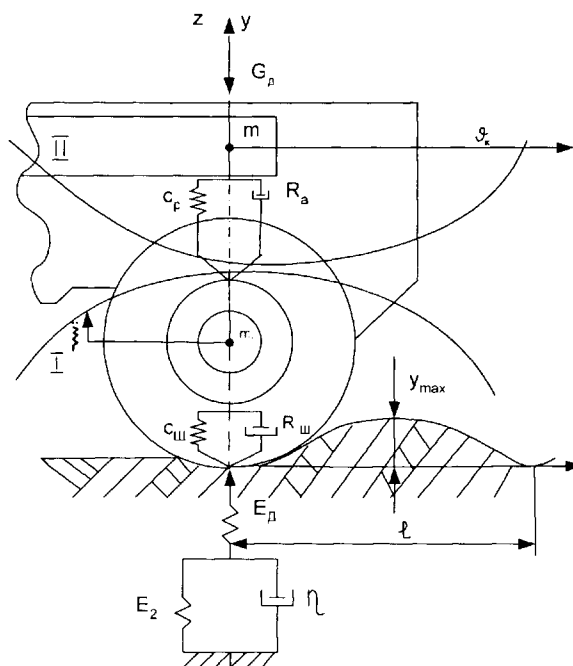


Рис. 1. Реологический эквивалент процесса взаимодействия пневмоколёсного движителя с почвой

Напряженное состояние почвы под колесом можно представить в виде системы уравнений [4, с. 82, табл. III. 1]:

$$\begin{cases} \sigma_y = p_{y\partial} = \varepsilon_1 E_d, \\ \sigma_y = p_{y\partial} = \varepsilon_2 E_2 + \eta \dot{\varepsilon}_2. \end{cases} \quad (3)$$

Уравнения (3) в форме интегральных аналогов могут быть записаны следующим образом:

$$\begin{aligned} p_{y\partial} &\sim \varepsilon_1 E_d, \\ p_{y\partial} &\sim \varepsilon_2 E_2 \sim \eta \frac{dv}{dl}. \end{aligned} \quad (4)$$

Критерии подобия имеют вид:

$$\varepsilon_1; \frac{E_d}{p_{y\partial}}; \varepsilon_2; \frac{E_2}{p_{y\partial}}; \frac{\eta v}{l p_{y\partial}}.$$

Сократив одинаковые критерии и число критериев, содержащих параметр $p_{y\partial}$ получим:

$$\varepsilon; \frac{E_d}{p_{y\partial}}; \frac{\eta v}{l E_d}. \quad (5)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_d} = K_{p_{y\partial}}; K_\eta K_v = K_l K_{E_d}.$$

Для масштабной модели, характеризующейся разработкой почвы со свойствами оригинала, имеют место соотношения:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_d} = 1; K_\eta = 1.$$

Следовательно:

$$K_{p_{y\partial}} = 1; K_v = K_l.$$

Моделирование всего трактора в целом требует включить в рассмотрение второй подсистемы “пневмоколёсный движитель – остов трактора” (II) (рис. 1), соответствующие уравнения движения.

Давление движителя на почву и уравнение движения колёсного трактора по неровностям можно записать в следующем виде [10, с. 67]:

$$\begin{aligned} G - p_{y\partial} F &= 0, \\ M \ddot{\xi} + R \dot{\xi} + c \xi &= \Phi_e, \end{aligned} \quad (6)$$

где: $M = m + m_1$;

m – подрессоренная масса,

m_1 – масса колеса,

$\ddot{\xi}$ – ускорение колебаний оси колеса,

$R = \frac{R_a \times R_{ш}}{R_a + R_{ш}}$ – суммарный коэффициент демпфирования подвески (R_a)

и шины ($R_{ш}$),

$\dot{\xi}$ – скорость колебаний оси колеса,

$c = \frac{c_p \times c_{ш}}{c_p + c_{ш}}$ – суммарный коэффициент жёсткости подвески (c_p) и шины ($c_{ш}$),

ξ – вертикальное перемещение оси колеса,
 G – вес трактора;
 p_{y0} – давление, создаваемое двигателем на почву;
 F – площадь пятна контакта.

Продольный профиль пути трактора по полю носит случайный характер. Однако для отдельных технологий выращиваемых культур можно считать уравнение продольного профиля детерминированным и имеющим вид:

$$y(t) = y_{\max} \sin^2 \frac{\pi L_y}{l} \quad (7)$$

где y_{\max} - максимальная высота неровности поверхности;
 l - длина неровности;
 L_y - координата неподвижной системы отсчёта.

Подставив (7) в (6) получим:

$$M \frac{d^2 \xi}{dt^2} + R \frac{d\xi}{dt} + c\xi = -M \frac{2\pi^2 v_k^2 y_{\max}}{l^2} \cos \frac{2\pi v_k t}{l},$$

$$G - p_{y0} F = 0.$$

Интегральные аналоги запишутся в следующем виде:

$$\frac{ml}{t^2} \sim \frac{Rl}{t} \sim cl \sim \frac{mv^2}{l}, \quad G \sim p_{y0} l^2.$$

Критерии подобия имеют вид:

$$\frac{p_{y0} l^2}{G}, \quad \frac{gRl}{Gv}, \quad \frac{gcl^2}{Gv^2}.$$

Учитывая критерий $\frac{E_d}{p_{y0}}$, получим следующие критерии:

$$\frac{E_d l^2}{G}, \quad \frac{gRl}{Gv}, \quad \frac{gcl^2}{Gv^2}. \quad (8)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_{E_d} K_l^2 = K_G; \quad K_g K_R K_l = K_G K_v; \quad K_g K_c K_l^2 = K_G K_v^2.$$

При исследовании в условиях использования среды оригинала $K_g = 1$.

Воспользовавшись ограничениями, следующими из анализа первой подсистемы:

$K_v = K_l$; $K_{E_d} = 1$, получим:

$$K_G = K_l^2; \quad K_R = K_l^2; \quad K_c = K_l^2.$$

Критерии подобия шин наиболее полно описаны в работах В.Л.Бидермана [11]. Первым условием подобия шин является геометрическое подобие шин, т.е. подобие всех линейных размеров, в том числе и размеров обода.

Вторым условием является силовое подобие, т.е. равенство напряжений, возникающих в нитях корда под воздействием внутреннего давления воздуха в шине и если шины изготавливают из одинаковых материалов, то необходимо одинаковое давление воздуха в шинах.

Силовое давление должно соблюдаться не только при нагружении давлением, но при нагружении шин подобными вертикальными нагрузками. А это значит, что величины прогиба

шин должны быть подобны т.е. отношения прогиба шины или радиальной деформации к ширине профиля шины должны быть равны между собой для модели и оригинала.

Уравнение Р.Хедекеля $G_k = \pi p_w h \sqrt{BD}$, в форме интегральных аналогов будет записано следующим образом:

$$G \sim p_w l^2.$$

где G_k - нагрузка на колесо;

p_w - давление воздуха в шине;

h - прогиб шины на жестком основании;

B, D - ширина и диаметр шины соответственно.

Критерий подобия шин будет иметь вид:

$$\frac{p_w l^2}{G}. \quad (9)$$

Связь между масштабами параметров определяется соотношением :

$$K_G = K_{p_w} K_l^2.$$

При условии $K_{p_w} = 1$ (давление у модельной и оригинальной шин одинаково), получим $K_G = K_l^2$, что не противоречит условию анализа второй подсистемы “ пневмоколесный движитель – остов трактора”.

Огромное влияние на процесс уплотнения почвы оказывает частота колебаний оси колеса, изменение которой можно моделировать при помощи вибровозбудителя направленных действий.

Так как вибратор направленного действия, то возмущающая сила вибратора (суммарная центробежная сила) находится по зависимости [12, с.20]:

$$F_e = m r \omega^2 = m r (2\pi f)^2 = 4\pi^2 m r f^2, \quad (10)$$

где: m - масса эксцентриков;

r - эксцентриситет вращающихся масс;

ω - угловая скорость эксцентриков;

f - частота колебаний вибратора.

Уравнение (10) в форме интегральных аналогов будет записано следующим образом:

$$F_e \sim m l f^2. \quad (11)$$

Приняв, что $F = \frac{ml}{l^2}$ и подставив в (11), получим критерий подобия:

$$\frac{fl}{v}. \quad (12)$$

Связь между масштабами параметров определяется соотношением :

$$K_f \cdot K_l = K_v.$$

Так как $K_l = K_v$, то $K_f = 1$.

Следовательно частота колебаний у модели и оригинала должна быть одинаковой.

Для нахождения безразмерных показателей оценки уплотнения почв, воспользуемся уравнением для определения изменения плотности почвы после воздействия на нее

движителя $\rho_k = \frac{\rho_n}{1 - \varepsilon}$, которое в форме интегральных аналогов запишется в следующем виде:

$$\rho_k \sim \rho_n \cdot \frac{1}{1-\varepsilon}.$$

где ρ_k , ρ_n - плотность почвы до и после воздействия соответственно.

Критерии подобия процесса уплотнения почвы будут иметь вид :

$$\frac{\rho_k}{\rho_n}, \varepsilon. \quad (13)$$

Связь между масштабами параметров определяются соотношениями :

$$K_{\rho_k} = K_{\rho_n}; \quad K_{\varepsilon} = 1.$$

С учетом найденных критериев подобия (5), (8), (9), (12) зависимость (2) примет вид :

$$\frac{\rho_k}{\rho_n} = \Phi \left(\varepsilon; \frac{E_d}{P_{y0}}; \frac{\eta v}{l E_d}; \frac{E_d l^2}{G}; \frac{g R l}{G v}; \frac{g c l^2}{G v^2}; \frac{p_w l^2}{G}; \frac{f l}{v} \right).$$

Переход от параметров модели к параметрам оригинала приведен в табл. 1.

Таблица 1. Переход от параметров модели к параметрам оригинала в условиях приближенного моделирования процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с обобщенной вязкоупругой средой (без изменения свойств среды)

Параметр	Переход от модели к оригиналу
Линейный размер	$l_n = l_m K_l$
Динамический модуль упругости почвы	$E_{дн} = E_{дм}$
Коэффициент вязкости почвы	$\eta_n = \eta_m$
Плотность почвы	$\rho_n = \rho_m$
Ускорение свободного падения	$g_n = g_m$
Скорость движения	$V_n = V_m \cdot K_l$
Давление движителя на почву	$P_{уд.н} = P_{уд.м}$
Вес машины	$G_n = G_m \cdot K_l^2$
Давление воздуха в шине	$P_{wн} = P_{wм}$
Суммарный коэффициент С жесткости	$C_n = C_m \cdot K_l^2$
Суммарный коэффициент R демпфирования	$R_n = R_m \cdot K_l^2$
Частота колебаний	$f_n = f_m$

Вывод

Полученные масштабные соотношения (см. табл.1) позволят найти степень влияния колесных движителей на почву на стадии проектирования новой машины при известных показателях модели.

Литература

1. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Колос, 1980 - 168с.

2. Налимов В.В. Теория эксперимента. Физико-математическая библиотека инженера, Изд. Наука, 1971. -208с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1971. - 283с.
4. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. - М.: Высшая школа, 1981. – 335с.
5. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. - М.: Машиностроение, 1994.-432с.
6. Теория подобия при деформации почв // Ученые записки факультета механизации сельского хозяйства. Выпуск 8, Пенза, 1964. - с. 146-157.
7. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность и машина. -М.: Машиностроение, 1973. - 520с.
8. Орда А.Н. Эколого - энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов.: Дис... доктора техн. наук: 05.20.03/БГАТУ.-Мн.: 1997-269с.
9. Чигарев Ю.В., Романюк Н.Н., Адамчик С.П. Способы снижения вибродинамических нагрузок, передаваемых машинно-тракторными агрегатами на почву // Агропанарама: - 2003, №4. – с. 7 – 10.
10. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. - М.: Высшая школа, 1966.- 256с.
11. Автомобильные шины / Под ред. В.Л. Бидермана. М.: ГХИ, 1963. - 384.
12. Цупак А.В. Электропривод центрифуг и вибромеханизмов сельскохозяйственного назначения. – Л., 1985.- 37с.

BADANIA WIBRO-UDAROWEGO ODDZIAŁYWANIA KÓŁ CIĄGNIKA NA GLEBĘ METODĄ MODELI FIZYCZNYCH

^{1/}Ju. Czigarew, ^{2/}N.N. Romanjuk, ^{1/}W.M. Mikula

^{1/}Akademia Rolnicza, Szczecin, Polska

^{2/}Białoruski Uniwersytet Techniczno-Rolniczy, Mińsk, Białoruś

Słowa kluczowe: ciągniki rolnicze, modelowanie maszyn, metody badań.

Streszczenie

Z pomocą teorii planowania eksperymentów ustalono związki między kryteriami podobieństwa w postaci modeli regresyjnych pierwszego lub drugiego rzędu i przeprowadzono analizę tych modeli.

Pierwszym kryterium podobieństwa opon ciągnikowych jest podobieństwo geometryczne, tj. podobieństwo wszystkich wymiarów liniowych, w tym również wymiar obwodu koła. Drugim kryterium jest podobieństwo sił, tj. równość naprężeń, powstających w nitkach kordu pod działaniem ciśnienia wewnętrznego powietrza w oponie i jeśli opony są wykonane z tego samego materiału, to również ciśnienie powietrza powinno posiadać taką samą wartość.

Otrzymane dla modeli zależności pozwalają określić stopień oddziaływania kół jezdnych na glebę w stadium projektowania nowej maszyny przy wiadomych wartościach wskaźników modelu.