УДК 631.312.32:001.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОЧВООБРАБОТКИ ОРУДИЯМИ С НЕЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТКОЙ УПРУГОСТИ

Дюжаев В.П., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.(0619)-42-11-72

Аннотация **- в работе описана методика разработки нелинейного, стохастического дифференциального уравнения движения упруго закрепленного рабочего органа, которое является составной частью динамической системы «рабочий орган - почва».**

Ключевые слова **- моделирование, упругая подвеска, нелинейная характеристика.**

Постановка проблемы. Существенное повышение эффективности технологического процесса обработки почвы возможно лишь путем применения новых технологий, основанных на прогрессивных физических явлениях. К их числу можно отнести механические колебания, при которых разрушение среды происходит быстрее и с меньшим расходом энергии. Первые конструкции вибрационных почвообрабатывающих орудий предполагали наличие принудительной вибрации рабочих органов от внешних источников.

Анализ последних исследований. В работе А.С.Кушнарева [1] отмечено, что существенного снижения тягового сопротивления при рыхлении почв рабочими органами с принудительной вибрацией ожидать нельзя, так как с увеличением скорости вместо знакопеременных напряжений в почве такие рабочие органы образуют пульсирующие однозначные напряжения. С повышением скорости движения агрегата необходимо увеличить частоту колебаний, а, следовательно, и расход энергии на привод вибратора. Общие затраты энергии на перемещение агрегата и создание вибрации превосходит затраты энергии необходимой для работы без вибратора. Значительный интерес представляют попытки снижения тягового сопротивления и улучшения качества обработки почвы с помощью упругого крепления рабочих органов, совершающих при этом колебания, обусловленные неравномерностью сопротивления почвы. Различными авторами предпринимались попытки создания плугов с вибрирующими рабочими

органами [2,3,4,5,6], однако ни одна из конструкций не изготавливалась серийно, все они остались на уровне экспериментальных образцов. В отличие от плугов большая часть серийно изготавливаемых культиваторов и глубокорыхлителей имеют упругое крепление рабочих органов, например: культиватор компании «Horsch», оснащенный специальными лапами, используется для сплошной обработки почвы на глубину 5-20 см; „Kverneland" chisel plough, рыхлящий почву на глубине до 30 см; чизель-культиватор «Gourdin souplex», который также производит рыхление почвы на глубине от 15 до 30 см и другие конструкции. Поскольку плуги и культиваторы выполняют разные задачи при обработке почвы и конструктивно значительно отличаются друг от друга, методы расчета нельзя автоматически переносить от одного орудия на другое. Анализируя работу приведенных конструкций можно сделать следующие выводы:

- факт снижения тягового сопротивления при обработке почвы с вибрирующими рабочими органами можно считать доказанным, положительным эффектом, при этом, является улучшение качества обработки почвы;
- в созданном ряде конструкций жесткость упругого элемента подбиралась, в основном экспериментально, что не дает возможности настраивать подвеску на оптимальный режим работы в различных почвенных условиях.
- математическую модель динамической системы желательно создавать не априорными рассуждениями, а на основании строгих доказательств, основанных на исследовании поведения системы в условиях нормального функционирования;

Формулирование целей статьи. Целью работы является разработка математической модели динамики взаимодействия рабочего органа на упругой подвеске с почвой, которая наиболее точно описывает процесс почвообработки.

Основная часть. Разработка математической модели должна быть основана на результатах экспериментального исследования тягового сопротивления рабочего органа как выходного показателя динамической системы и экспериментального определения сопротивления почвы как входного показателя динамической системы «рабочий орган на упругой подвеске – почва».

Рассмотрим в общем виде механическую систему «корпус плуга на упругой подвеске - почва», ограниченную идеальными голономными связями (рисунок 1).

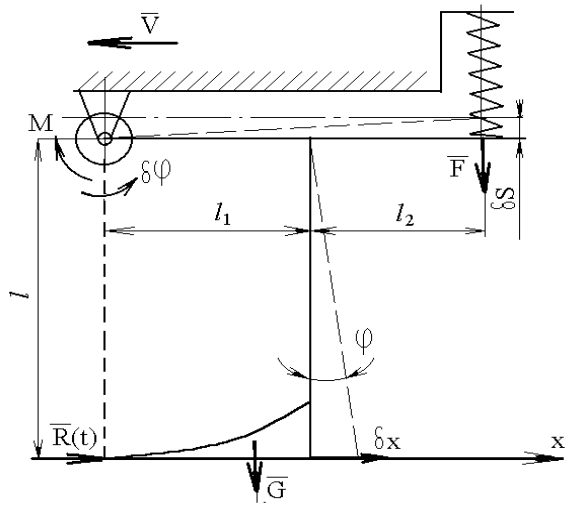

Рис.1. Схема взаимодействия корпуса плуга на упругой подвеске с почвой.

Система выведена из состояния равновесия и совершает малые колебания под действием силы сопротивления почвы $\overline{R}(t)$, силы тяжести $\overline{G}$, силы упругости $\overline{F}$ и момента сил сопротивления М.

Уравнение движения этой системы составим на основании уравнений Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \qquad (1)$$

где Т - кинетическая энергия системы;

q_i - обобщенные координаты;

$\dot{q}_i$ - обобщенная скорость;

Q_i - обобщенная сила.

Обобщенную силу представим состоящей из трех сил

$$Q_i = Q_i^n + Q_i^{\phi} + Q_i^*, \qquad (2)$$

где Q_i^n - консервативные силы;

Q_i^{ϕ} - силы сопротивления;

Q_i^* - силы, явно зависящие от времени. Кинетическую энергию определим из выражения

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{k}\sum_{s=1}^{k} A_{is}\cdot\dot{q}_i\cdot\dot{q}_s, \qquad (3)$$

где $A_{is} = f(q_i, q_s, t)$- функция обобщенных координат и времени или постоянная величина.

Обобщенную силу можно определить через элементарную работу активных сил на соответствующих возможных перемещениях системы.

Известно, что обобщенная сила - это коэффициент при возможном перемещении в выражении элементарной работы активных сил:

$$\sum \delta A_i = Q_1 \cdot \delta q_1 + Q_2 \cdot \delta q_2 + ... + Q_S \cdot \delta q_S, \qquad (4)$$

В исследуемой конструкции корпуса плуга на упругой подвеске имеется упругий элемент, в результате деформации которого возникает восстанавливающая сила, зависимость которой от обобщенных координат считаем нелинейной. Обычно при исследовании малых колебаний выполняется линеаризация этих зависимостей, однако в случае больших отклонений от положения равновесия необходимо учитывать нелинейностью позиционных сил.

Априорно принятая нелинейность требует убедительного доказательства этого допущения. Степень нелинейности может быть определена по выражению

$$n(\tau) = \sqrt{D_{yx}^2(\tau) - K_{yx}^2(\tau)}, \qquad (5)$$

где $D_{yx}(\tau)$ - взаимная дисперсионная функция входного y(t) и выходного x(t) случайного процесса;

$K_{yx}(\tau)$ - взаимная корреляционная функция входного y(t) и выходного x(t) процесса.

Исходная информация извлекается из осциллограмм реализаций сопротивления почвы R(t) и тягового сопротивления P(t) корпуса плуга.

Силы сопротивления чаще всего описываются нелинейными функциями обобщенных скоростей, однако в практических расчетах эти функции можно линеаризировать, считая сопротивление в узлах конструкции корпуса плуга линейно – вязкими.

Анализ работы почвообрабатывающих машин показывает, что вынуждающая сила Q(t) имеет сложный характер и не может быть описана вполне определенными, детерминированными функциями времени. К таким возмущениям можно отнести флуктуации нагрузок на рабочий орган плуга. Адекватное представление таких возмущений, а следовательно и вызываемых ими колебаний, возможны лишь в рамках теории случайных функций.

Представим корпус плуга на упругой подвеске как систему с одной степенью свободы (s = 1), так как система совершает одно независимое перемещение. В качестве обобщенной координаты принимаем горизонтальное перемещение носка лемеха плуга, обозначенное через x. В этом случае уравнение Лагранжа принимает вид:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right)-\frac{\partial T}{\partial x}=Q. \qquad (6)$$

Определим кинетическую энергию

$$T=\frac{1}{2}\cdot m\cdot \dot{x}^2, \qquad (7)$$

где m - масса корпуса плуга и масса почвы, участвующая в колебаниях;
$\dot{x}$ - средняя скорость движения плуга.

Вычисляем элементарную работу активных сил на возможных перемещениях системы:

$$\sum \delta A_i=\delta A\left(\overline{R}\right)+\delta A\left(\overline{F}\right)+\delta A(M), \qquad (8)$$

Сообщаем системе возможное перемещение, при котором координата x получает положительное приращение, и вычисляем работу силы $\overline{R}(t)$ на возможном перемещении δx, работу силы на возможном перемещении δS и работу момента M на возможном угле поворота $\delta\varphi$:

$$\sum \delta A_i=R(t)\cdot \delta x-F\cdot \delta S-M\cdot \delta\varphi. \qquad (9)$$

Здесь:
$$F=c\left(\lambda_{CT}+S\right)=c\left[\lambda_{CT}+\frac{\left(l_1+l_2\right)}{l}\cdot x\right],$$

где c – коэффициент жесткости упругого элемента,
λ_{CT} - величина статической деформации упругого элемента,
ℓ_1, ℓ_2, ℓ - размерные характеристики.

Выразив возможные перемещения через δx, и подставив их в (9) , после преобразований, получим выражение для обобщенной силы

$$Q=R(t)-c\cdot \lambda_{CT}\cdot L-c\cdot L^2\cdot x-\frac{M}{l}, \qquad (10)$$

где $L=\frac{l_1+l_2}{l}$.

Определив λ_{cm} в положении статистического равновесия, когда x = 0, Q = 0, M = 0, R(t) = 0 и λ_{cm} = 0, запишем окончательно:

$$Q=R(t)-c\cdot L^2\cdot x-\frac{M}{l}. \qquad (11)$$

Вычислив частные производные для кинетической энергии, подставив их значение и обобщенную силу в уравнение Лагранжа, получаем следующее уравнение

$$m\ddot{x}=R(t)-c\cdot L^2\cdot x-\frac{M}{l}, \qquad (12)$$

Далее рассмотрим три возможных механизма возбуждения колебаний методика идентификации которых описана в работе [7]:

1. Автоколебательный механизм возбуждения.

В этом случае самовозбуждение колебаний происходит в результате совместного действия силы сопротивления и трения в системе, которые можно считать случайными функциями. Момент силы сопротивления представим в виде

$$M = \mu \dot{l} \text{, или} \qquad M = \frac{\mu}{l}\dot{x}. \tag{13}$$

Уравнение колебаний принимает вид

$$\ddot{x} + f(\dot{x}) + k^2 x = 0, \tag{14}$$

2. Прямое возбуждение колебаний под действием неравномерности сопротивления почвы, которые считаем случайными функциями F(t):

$$\ddot{x} + 2 \cdot b \cdot \dot{x} + f(x) = F(t). \tag{15}$$

3. Параметрический механизм возбуждения, при котором колебания происходят под действием нестационарных позиционных сил, являющихся случайными функциями ψ(t):

$$\ddot{x} + 2b \cdot \dot{x} + \psi(t)x = 0. \tag{16}$$

Присоединив к выбранному уравнению колебаний уравнение формирующего фильтра воздействия [8], получаем математическую модель динамической системы «рабочий орган-почва».

Выводы. Формальным описанием поведения динамической системы, рассмотрены нелинейные стохастические механические колебания рабочего органа почвообрабатывающего орудия, что позволило составить математическую модель взаимодействия упруго закрепленного рабочего органа с почвой.

Литература.

1. Кушнарев А.С. Основы теории взаимодействия почвообрабатывающих органов с почвой: Дисс…докт.техн.наук. – Мелитополь, 1970. - 280 с.
2. Butson M.J. Vibratory soil Cutting.I. Soil Tank Studies of Draught and Power Requirements// J/Agr.Eng.Res.- 1981.-26.- №5.- P.409-418.
3. Lawyer J.N. Perfomance of a subsoiler incorporationg repeating inertial propulsion drave// Trans. ASAE.-1973.-16.- №2.- P.208-213.
4. Пат. 148286 ГДР, МКИ А 01 В 11/00. Виброплуг с самовозбуждением.- Заявл. 27.12.79; Опубл. 20.05.81.

5. Пат.264365 ГДР, МКИ А 01 В 11/00. Плуг с вибрационными рабочими органами.- Заявл. 24.12.86; Опубл. 01.02.89.
6. Пат.3604514 США, МКИ А 01 В 11/00. Плуг с вибрирующими рабочими органами.- Заявл.6.10.69; Опубл. 14.09.71 (Нац.кл. 172-40).
7. Дюжаев В.П. Построение математической модели колебательной системы рабочий орган – почва //Труды / ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Вып.1– Т.5. Техника в сельскохозяйственном производстве.– С.77.
8. Дюжаев В.П. Моделирование входного воздействия динамической системы корпус плуга – почва // Праці / ТДАТА. – Мелітополь, 2003. – Вип. 13. – С.40.

DESIGN OF PROCESS POCHVOOBRABOTKI INSTRUMENTS FROM NONLINEAR KHARAKTERISTKOY RESILIENCY

V.Dyuzhaev

Summary

The method of development of nonlinear, stochastic differential equalization of motion of the resiliently fastened working organ, which is component part of the dynamic system a «working organ is soil, is in-process described».