

*Терентьев В.В., канд. техн. наук,
Макаров В.А., д-р техн. наук
ФГБОУ ВО Рязанский ГАТУ, г. Рязань, РФ
Непарко Т.А., канд. техн. наук
УО Белорусский ГАТУ, г. Минск, РБ*

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЕКЦИИ КУЛЬТИВАТОРА В ПРОДОЛЬНО-ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Повышение эффективности работы пропашных культиваторов и увеличения степени крошения почвы при формировании гребня картофеля окучивающими корпусами являются ключевыми показателями сохранения мелкокомковатой структуры почвы и устойчивости хода секций культиватора при движении по полю, способствующими созданию лучших условий для роста и развития корневой системы картофеля.

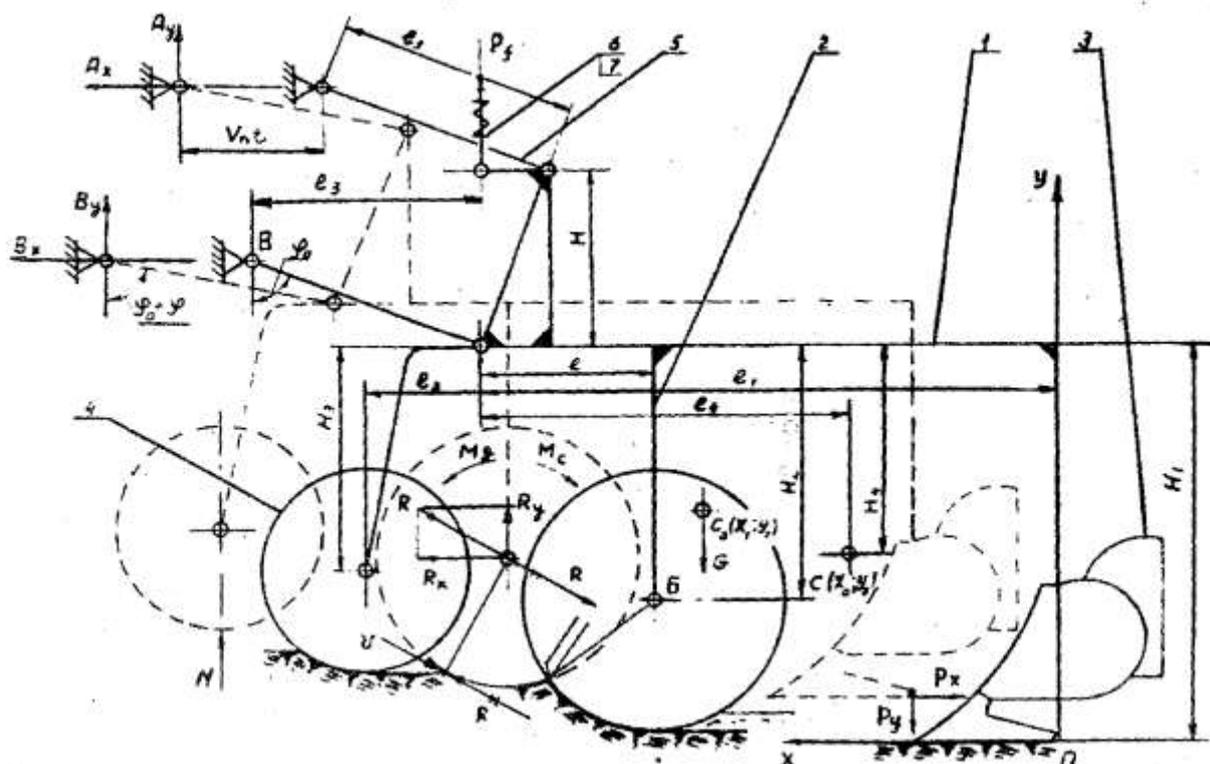
В процессе работы навесные пропашные культиваторы подвергаются воздействию как постоянных, так и изменяющихся по величине и направлению сил в зависимости от микрорельефа, плотности сложения почвы и других её физико-механических показателей [1]. Поэтому при работе экспериментальной секции культиватора возникает необходимость выбора схемы с оптимальными параметрами, обеспечивающими в максимальной степени решение вопроса устойчивости хода её по глубине. Поэтому в данном исследовании ставятся задачи: установить устойчивость движения секции и определить зависимость изменений секции с пассивными рабочими органами в вертикальной плоскости от величины возмущающего момента и параметров. Вопросы устойчивости движения сельскохозяйственных машин рассматриваются в работах [2-5]. На рисунке представлена схема сил, действующих на секцию культиватора при определении устойчивости хода сошника.

Представим секцию культиватора в системе твёрдых тел с жёсткими связями. Характер движения секции культиватора, при перемещении агрегата определяется на него соответствующими силами и составляющими. На секцию культиватора действуют:

- P_x , и P_y силы сопротивления на окучивающем корпусе;
- P_f - сила давления пружины;
- G – сила веса секции;
- N – вертикальная реакция почвы на копирующее колесо секции;
- A_y – составляющая реакции верхнего шарнира A ;
- B_x – составляющая реакции нижнего шарнира B ;
- B_y - составляющая реакции нижнего шарнира B ;
- V – окружное усилие.

Выведем условие устойчивости движения секции в продольно-вертикальной плоскости под действием приложенных к ней сил и моментов.

При устойчивом движении секции условием устойчивости можно считать статистическое равновесие всех сил и моментов, приложенных к секции.



1 – экспериментальная секция; 2 – фрезбарaban; 3 – окучивающий корпус;
4 – копирующее колесо; 5 – параллелограммный механизм

Рисунок – Схема сил, действующих на секцию при определении устойчивости хода сошника

Равновесие сил резания методом R параллельного переноса, разместит в центре B и разложим на соответствующие P_x и P_y . В результате переноса силы получим дополнительный момент сопротивления фрезбарабана M_c , который уравнивается приводным моментом M_0 . Тогда уравнение моментов относительно точки B запишем в виде:

$$\sum M_e = -P_x(H_1 + l_3 \cos \varphi_0) + P_y(l_1 - l_3 \sin \varphi_0) + G(l_4 + l_3 \sin \varphi_0) + R_x(H_2 + l_3 \cos \varphi_0) - R_y(l + l_3 \sin \varphi_0) - N + P_f l_5 = 0 \quad (1)$$

Силы G , P_y , R_x , P_f мешают постоянные заглабляющие моменты, а силы P_x и R_y выглабляются моментами. Сопротивление перекачиванию копирующего колеса не учитывается в виду его незначительной величины. Копирующее колесо воспринимает разницу между заглабляющими моментами. Из уравнения (1) получим:

$$T = \frac{-P_x(H_1 + l_3 \cos \varphi_0) + P_y(l_1 + l_3 \sin \varphi_0) + G(l_4 + l_3 \sin \varphi_0) + R_x(H_2 + l_3 \cos \varphi_0) - R_y(l + l_3 \sin \varphi_0) - N + P_f l_5}{l_3 \sin \varphi_0 - l_2}$$

$$\frac{+R(H_1+l_3\cos\varphi_0)-R_y(l+l_3\sin\varphi_0)+P_f l_5}{l_3 \sin\varphi_0} \quad (2)$$

Условие устойчивости движения секции можно представить в виде:

$$N \geq 0 \quad (3)$$

Таким образом, в процессе работы секции культиватора величина может изменяться от 0 до N_{max} . Нулевое значение имеет место при равенстве заглублённого и выглубленного моментов на копирующей секции. Для обеспечения устойчиво работы секции в самых неблагоприятных условиях необходимо задаться N_{max} . Академик В.П. Горячкин [6] рекомендует следующую формулу для определения N_{max} :

$$N_{vax} = \frac{1,5 h k}{b h_{zp} \sqrt{D_k}} \quad (4)$$

где b – ширина катка; h_{zp} – коэффициент объёмного смятия; D_k – диаметр каточка; h_k – глубина колеи.

Определим влияние изменения возмущающего момента на единицу отклонения секции культиватора в вертикальной плоскости. Для этого отнесём секцию к неподвижной системе координат с началом в точке O . Если координата центра тяжести секции в начальный момент изменения обозначить через X_o и Y_o то можно записать:

$$\begin{aligned} l_1 - l_4, \\ Y_o = H_1 - H_4 \end{aligned} \quad (5)$$

Допустим, что секции через некоторое время t переместятся в направлении оси O_x на величину $V_n t$ и под действием момента получит угловое перемещение. Тогда центр тяжести переместится в положение $C_o (X_1, Y_1)$ и запишется в виде уравнения:

$$\begin{aligned} X_1 = V_n t + l_1 - l_4 + l_3 \sin\varphi_0 - l_3 \sin(\varphi_0 + \varphi), \\ Y_1 = H_1 - H_4 + l_3 \cos\varphi_0 - l_3 \cos(\varphi_0 + \varphi). \end{aligned}$$

При условии, когда $V_n = const$ система будет иметь одну степень свободы. В этом случае задача сводится к определению φ во времени. Воспользовавшись, уравнением Лагранжа, составим уравнение движения секции культиватора:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dT}{d\varphi} = Q_\varphi \quad (6)$$

где T – кинематическая энергия системы; Q_φ – обобщённая сила; φ – угол поворота системы; d_φ – угловая скорость системы.

Тогда кинетическая энергия системы определяется из уравнения:

$$T = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J_o \dot{\varphi}^2, \quad (7)$$

где m – масса системы; V – скорость центра тяжести секции; J_o – момент инерции, проходящей через центр тяжести системы C .

Если принять во внимание, что $V^2 = X_1^2 + Y_1^2$, то уравнение (7) запишется как:

$$T = \frac{1}{2} m \left(\dot{X}_1^2 + \dot{Y}_1^2 \right) + \frac{1}{2} J_o \dot{\varphi}^2 \quad (8)$$

Подставив в уравнение (7) значение \dot{X}_1 и \dot{Y}_1 , после соответствующих преобразований получим:

$$T = \frac{1}{2} m [V_n^2 - 2V_n l_3 \dot{\varphi} \cos(\varphi_0 + \varphi) + l_3^2 \dot{\varphi}^2], \quad (9)$$

или

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{2} m [2V_n l_3 \dot{\varphi} \sin(\varphi_0 + \varphi)]; \\ \frac{dT}{d\dot{\varphi}} &= \frac{1}{2} m [2V_n l_3 \dot{\varphi} \sin(\varphi_0 + \varphi)]; \\ \frac{d}{dt} \frac{dT}{d\dot{\varphi}} &= m [V_n l_3 \ddot{\varphi} \sin(\varphi_0 + \varphi) + l_3^2 \ddot{\varphi}] \end{aligned}$$

Тогда выражение (9) примет вид:

$$\begin{aligned} m l_3^2 \ddot{\varphi} + J_0 \ddot{\varphi} &= Q_\varphi \\ J_n \ddot{\varphi} &= Q_\varphi \\ J_n &= m l_3^2 + J_0 + \end{aligned} \quad (10)$$

Для Q_φ напомним работу сил при приложении их к секции окучника:

$$L_R \delta_\varphi = Q_\varphi \delta_\varphi$$

Тогда:

$$L_R = Q_\varphi$$

где L_R – момент сил относительно точки их приложения к раме.

Выбираем возмущающий момент. Из рис. 1 видно, что:

$$\begin{aligned} L_R = -P_x [H_1 + l_3 \cos(\varphi_0 + \varphi)] + P_y [l_1 + l_3 \sin(\varphi_0 + \varphi) + Q [l_4 + l_3 \sin(\varphi_0 + \\ \varphi + R_x [H_2 + l_3 \cos(\varphi_0 + \varphi)] - R_y [l + l_3 \sin(\varphi_0 + \varphi) + P_f l_5 - N [l_2 \\ + l_3 \sin(\varphi_0 + \varphi)] + A_x H] \end{aligned} \quad (11)$$

При определении L_R принято P_f как сила веса.

Разница A_x выражается и через другие силы. Воспользовавшись уравнением равновесия можно записать:

$$\begin{aligned} A_x - P_x + R_x + B_x &= 0 \\ A_y + R_y - G + N + B_y - P_f - P_y &= 0 \end{aligned}$$

Если допустить, что $A_x = B_x$ и $A_y = B_y$, то можно записать:

$$\begin{aligned} 2A_x - P_x + R_x &= 0 \\ 2A_y + K_y - G + N - P_f - P_y &= 0. \end{aligned}$$

Тогда

$$A_x = \frac{P_x - R_x}{2}; \quad A_y = \frac{G - R_y - N + P_f + P_y}{2} \quad (12)$$

Принимая во внимание, что

$$\cos(\varphi_0 + \varphi) = \cos\varphi_0 \cos\varphi - \sin\varphi_0 \sin\varphi \quad (13)$$

Уравнение (10) с учётом уравнения (11), (12) и (13) после некоторых преобразований можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} L_R = (-P_x l_3 \cos\varphi_0 + P_y l_3 \sin\varphi_0 + R_x l_3 \cos\varphi_0 - R_y l_3 \sin\varphi_0 + G l_3 \sin\varphi_0 - \\ - N l_3 \sin\varphi) \cos\varphi - (-P_x l_3 \sin\varphi_0 - P_y l_3 \cos\varphi_0 + R_x l_3 \cos\varphi_0 + R_x \sin\varphi_0 + \\ + R_y l_3 \cos\varphi_0 - G l_3 \cos\varphi_0 + N l_3 \cos\varphi_0) \sin\varphi + [-P_x H_1 + P_y l_1 + R_x H_2 + \\ + G l_4 - R_y l - R_y l + N l_2 + P_f l_5 + \frac{1}{2} (P_x - R_x) H] \end{aligned} \quad (14)$$

Получим:

$$\begin{aligned}
a_1 &= -P_x l_3 \cos \varphi_0 + P_y l_3 \sin \varphi_0 + R_x l_3 \cos \varphi_0 - R_y l_3 \sin \varphi_0 + \\
&\quad + G l_3 \sin \varphi_0 - N l_3 \sin \varphi_0; \\
a_2 &= -P_x l_3 \sin \varphi_0 - P_y l_3 \cos \varphi_0 + R_x \sin \varphi_0 + R_y l_3 \cos \varphi_0 - \\
&\quad - G l_3 \cos \varphi_0 + N l_3 \cos \varphi_0; \\
a_3 &= P_x H_1 + P_y l_1 + R_x H_2 - R_y l + G l_4 + N l_2 + P_f l_5 - 0,5(P_x - R_x)H.
\end{aligned}$$

Уравнение (14) имеет вид:

$$J_n \ddot{\varphi} = a_1 \cos \varphi - a_2 \sin \varphi + a_3 \quad (15)$$

Для интегрирования этого уравнения введём новую переменную.

$$\text{Пусть} \quad \dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \rho, \quad \text{тогда} \quad \ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \rho \frac{d\rho}{d\varphi} \quad (16)$$

Подставив значение $\ddot{\varphi}$ в уравнение (16) будем иметь:

$$\rho d\rho = \frac{1}{J_n} (a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3) d\varphi \quad (17)$$

Проинтегрировав уравнение (17), получим:

$$\frac{1}{2} \rho^2 = \frac{1}{J_n} (a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \varphi + c_1) \quad (18)$$

где c_1 – произвольная постоянная.

Для определения c_1 воспользуемся начальными условиями:

$$t = 0; \quad \varphi = 0; \quad \frac{d\varphi}{dt} = 0; \quad \text{поэтому } c_1 = -a_2,$$

Уравнение (19) имеет вид:

$$\rho^2 = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{2}{J_n} (a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \varphi - a_2) = 0 \quad (19)$$

При максимальном значении угла φ угловая скорость будет равна 0.

Поэтому приняв значение угла φ (19) $\varphi = 0$ получим:

$$a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \varphi - a_2 = 0.$$

Ввиду того, что угол φ мал ($\varphi < 15^\circ$), то уравнение запишется как:

$$\sin \varphi \approx \varphi \quad \text{и} \quad \cos \varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{2},$$

и примет вид:

$$(\dot{\varphi})^2 = \frac{2}{J_n} \left[a_1 + a_2 \left(1 - \frac{\varphi^2}{2} \right) + a_3 \varphi - a_2 \right]$$

или

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{a_2}{J_n}} \cdot \sqrt{2 \frac{a_1 + a_3}{a_2} \varphi - \varphi^2},$$

тогда

$$t = \sqrt{\frac{J_n}{a_2}} \cdot \int \frac{d\varphi}{\sqrt{2 \frac{a_1 + a_3}{a_2} \varphi - \varphi^2}},$$

или

$$t = \sqrt{\frac{J_n}{a_2}} \cdot \arccos \left[\frac{a_2 \varphi - (a_1 + a_3)}{a_1 + a_3} \right] + C_2. \quad (20)$$

где C_2 – произвольная постоянная.

При $t = 0, \quad \varphi = 0.$

То запишем

$$C_2 = \sqrt{\frac{J_n}{a_2}} \cdot \arccos(-1) = \sqrt{\frac{J_n}{a_2}} \cdot \pi.$$

Тогда уравнение (20) запишется как:

$$t = \sqrt{\frac{J_n}{a}} \left\{ \pi - \arccos \left[\frac{a_2 - (a_1 + a_3)}{a_1 + a_3} \right] \right\}$$

Тогда решив уравнение относительно φ , получим:

$$\varphi = \frac{a_1 + a_3}{a_2} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{a_2}{J_n}} \cdot t \right) \quad (21)$$

В нашем случае добавочная нагрузка на секцию осуществляется при помощи пружины. Тогда сила P_f будет являться консервативной, и уравнение представится выражением:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{D}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dT}{d\varphi} = Q_\varphi - \frac{d\Pi}{d\varphi}, \quad (22)$$

где Π – потенциальная энергия консервативной силы;

$$\text{В данном случае: } \Pi = \frac{c \mu^2}{2},$$

где c – коэффициент упругости пружины; μ – величина деформации пружины в момент отклонения поводка параллелограмма от своего начального положения.

Если принять с некоторым приближением, что;

$$\mu = \varphi l_3,$$

тогда

$$\Pi = \frac{c \varphi^2 l_3^2}{2} \quad \text{и} \quad \frac{d\Pi}{d\varphi} = c \varphi l_3^2$$

Подставляя значения коэффициентов a_1, a_2, a_3 в решение (22) и принимая во внимание (21) и (22), получим значение угла φ , а именно:

$$\varphi = \frac{-P_x l_3 \cos \varphi_0 + P_y l_3 \sin \varphi_0 + R_x l_3 \cos \varphi_0 + R_y l_3 \sin \varphi_0 + G l_3 \sin \varphi_0 -}{-R_x l_3 \sin \varphi_0 - P_y \cos \varphi_0 + R_x l_3 \sin \varphi_0 + R_y l_3 \cos \varphi_0 -} \frac{P_x H_1 + P_y l_1 + P_x H_2 - P_y l + G l_4 + N l_2 + 0,5 (P_x - R_x) H}{-G l_3 \cos \varphi_0 + N l_3 \cos \varphi_0 + C l_3^2}$$

Из уравнения (24) видно, что изменение угла φ уменьшается с увеличением горизонтальной составляющей реакции сил резания.

При выборе параметров секции необходимо также учитывать, что соответственно величины l_1, l_2, l_4, H, H_1 приводят к уменьшению изменения угла φ и, следовательно, более устойчивому ходу по глубине рабочих органов секции.

Зная закономерности изменения параметров $l_1, l_2, \text{ и } l_4$, определим их величину при помощи выявления зон деформации почвы и рабочих органов.

Заключение.

1. Теоретически установлены моменты работы секции культиватора при условии

$$\sum M_e = -P_x(H_1 + l_3 \cos \varphi_0) + P_y(l_1 - l_3 \sin \varphi_0) + G(l_4 + l_3 \sin \varphi_0) + R_x(H_2 + l_3 \cos \varphi_0)$$

$- R_y(l + l_3 \sin \varphi_0) - N + P_f l_5 = 0$. G, P_y, R_x, P_f мешают постоянные заглубляющие моменты, а силы P_x и R_y выглубляются моментами.

2. Влияние изменения возмущающего момента на единицу отклонения секции культиватора устанавливается в вертикальной плоскости.

3. При максимальном значении угла φ угловая скорость будет равна 0.

4. При выборе параметров секции следует учитывать, что соответственно величины l_1, l_2, l_4, H, H_1 приводят к уменьшению изменения угла φ и, следовательно, более устойчивому ходу по глубине рабочих органов секции.

Библиографический список

1. Параметры устойчивости хода почвообрабатывающего агрегата / В. Я. Котельников, А. А. Козявин, А. В. Котельников, Д. Е. Тищенко // Современные наукоемкие технологии. – 2012. – № 12. – С. 12-13.

2. Гячев, Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев. - М.: Машиностроение, 1981.- 206 с.

3. Леонков, А. Н. Основы научных исследований и моделирование / А. Н. Леонков, М. М. Дьяченко, В. Б. Ловкис. – Мн.: БГПУ, 2010. – 275 с.

4. Кувайнов, В. П. Параметры ресурсосберегающего культиватора для предпосевной обработки почвы под пропашные культуры / В. П. Кувайнов // диссертация на соиск. учёной степени канд. техн. наук. – ФГБОУ ВО Ставропольский государственный университет, 2018. – 131 с.

5. Устинов, Н. Н. Теоретическое обоснование устойчивости движения рабочего органа культиватора / Н. Н. Устинов, Р. Ф. Булатов, А. В. Маратканов // Оренбургский аграрный университет. – 2021. - № 90(4) – С. 137-141.

6. Горячкин, В. П. Собрание сочинений / В. П. Горячкин. - Том 2. - М.: Колос, 1968. - 480 с.

7. Булдышкин, К. В. Стенд для лабораторных испытаний рабочего органа культиватора-удобрителя / К. В. Булдышкин, И. Ю. Богданчиков // Перспективные научные исследования высшей школы : Материалы Всероссийской студенческой научной конференции, Рязань, 25 мая 2023 года. Том Часть I. – Рязань: РГАТУ, 2023. – С. 9-10.

8. Лабораторные исследования рабочего органа культиватора-удобрителя / И. Ю. Богданчиков, С. В. Митрофанов, К. В. Булдышкин, А. А. Шевчук // Инженерные решения для АПК : Всероссийская научно-практическая конференция, посвящённая 84-летию со дня рождения профессора Анатолия Михайловича Лопатина (1939-2007), Рязань, 16–17 ноября 2023 года. – Рязань: РГАТУ, 2023. – С. 12-17.