

Н.В. Щербаков, С.А. Ким, А.А. Галямова

Костанайский государственный университет им. А. Байтурсынова,  
Казахстан

## Моделирование работы широкозахватного культиватора

При совершенствовании и создании широкозахватных почвообрабатывающих орудий исходим из того, что их производительность должна быть максимальной ( $W \rightarrow \max$ ), ширина захвата ( $B$ ) и скорость движения ( $V$ ) – оптимальными ( $B$  и  $V \rightarrow \text{опт}$ ), при минимальных дифференциальных затратах ( $U_{\text{диф}} \rightarrow \min$ ) и номинальной нагрузке двигателя с учетом неустановившегося режима его работы. Обеспечение высокой производительности и качественной обработки почвы возможно при устойчивом движении орудия по глубине, т.е. их колебания в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальной плоскостях, должны быть минимальными:

$$\sigma_a = f(x_z, y_z, h_z, m_p, I_x, I_y, c, \alpha_1, \alpha_2, h_f(t), R_f(t)) \rightarrow \min \quad (1)$$

где:  $x_z, y_z, h_z$  - конструктивные параметры орудия, м;

$m_p, I_x, I_y$  - массы и моменты инерции;

$c, \alpha_1, \alpha_2$  - коэффициент жесткости и динамические коэффициенты сопротивления опорных колес и рабочих органов;

$h_f(t), R_f(t)$  - возмущающие воздействия от неровностей поверхности поля и неравномерности сопротивления почвы.

В данном случае возникает необходимость в более полном математическом описании изучаемых процессов с учетом взаимосвязи между динамикой движения агрегата, характеризующей прежде всего устойчивость орудия по глубине обработки, и дифференциальными затратами, учитывающими вместе с качеством обработки энергетические показатели работы. Для теоретического рассмотрения функционирования агрегата воспользуемся моделью приведенной на рисунке 1. [1]

В данной модели входными возмущениями являются неровности поверхности поля  $h(t)$  и неравномерность сопротивления почвы  $K(t)$ , а выходными критериями – среднеквадратическое отклонение глубины обработки  $\sigma_a$  и дифференциальные затраты  $U_{\text{диф}}$ .

Динамика работы орудия определяется операторами  $W_h$  и  $W_R$ , зависящими от конструктивных параметров  $x_k, y_k, h_k, \dots$  и коэффициентов  $c_1, \alpha_1, \alpha_2, \dots$ , характеризующих систему культиватор-почва.

Оператор  $W_b$  определяет влияние качества обработки почвы на дифференциальные затраты и зависит от ширины захвата орудия  $B$ , скорости движения  $V$  и коэффициентов  $\rho, m, n, \dots$ .

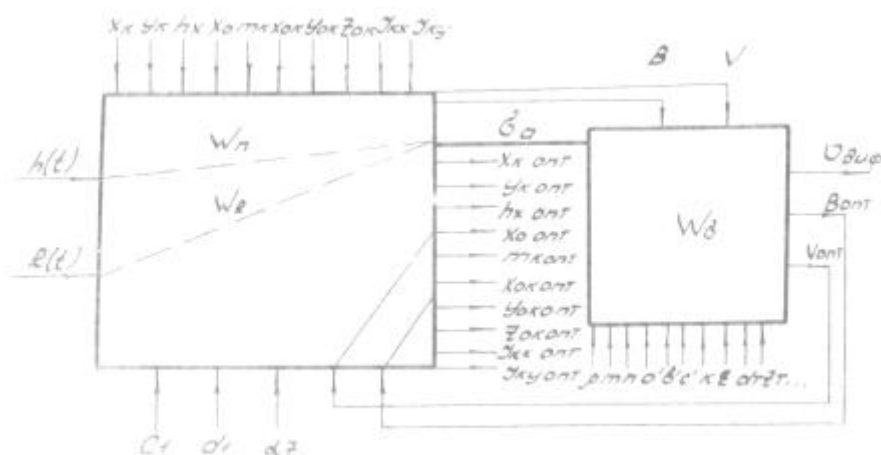


Рисунок 1. Модель функционирования почвообрабатывающего агрегата

Таким образом, зная операторы  $W_h, W_R, W_b$ , можно определить оптимальную ширину захвата орудия  $B_{opt}$  и скорость движения  $V_{opt}$ , минимизируя дифференциальные затраты  $U_{diff} \rightarrow \min$ . Для оптимального сочетания ширины и скорости орудия, задаваясь начальными значениями основных конструктивных параметров, можно последовательно оптимизировать  $x_k, y_k, h_k, \dots$ , минимизируя критерии  $\sigma_a$  и  $U_{diff}$ .

Моделирование широкозахватных шарнирно-секционных почвообрабатывающих орудий рассмотрим на примере культиватора, состоящего из центральной секции и шарнирно соединенных с ней поперечными брусками рамы боковых секций, установленных под углом к направлению движения рабочих органов. Причем внутри рамы каждой боковой секции размещена дополнительная секция, шарнирно соединенная с ее поперечными брусками (рисунок 2). Для описания движения орудия выбираем инерциальную систему координат  $\pi XYZ$  с началом в мгновенном центре вращения подвижной системы координат  $0'X'Y'Z'$ ,  $0''X''Y''Z''$ ,  $0'''X'''Y'''Z'''$ , жестко связанные с секциями орудия (рисунок 2,3,4).

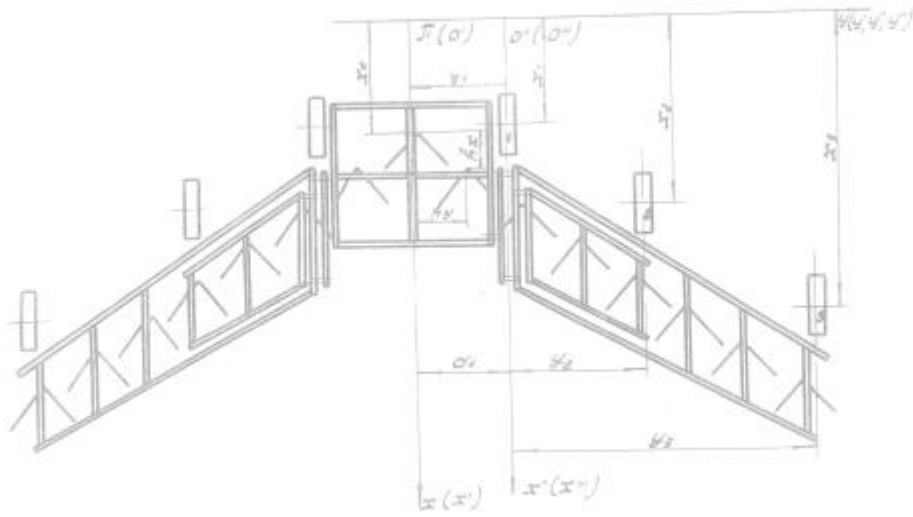


Рисунок 2. Расчетная схема почвообрабатывающего орудия

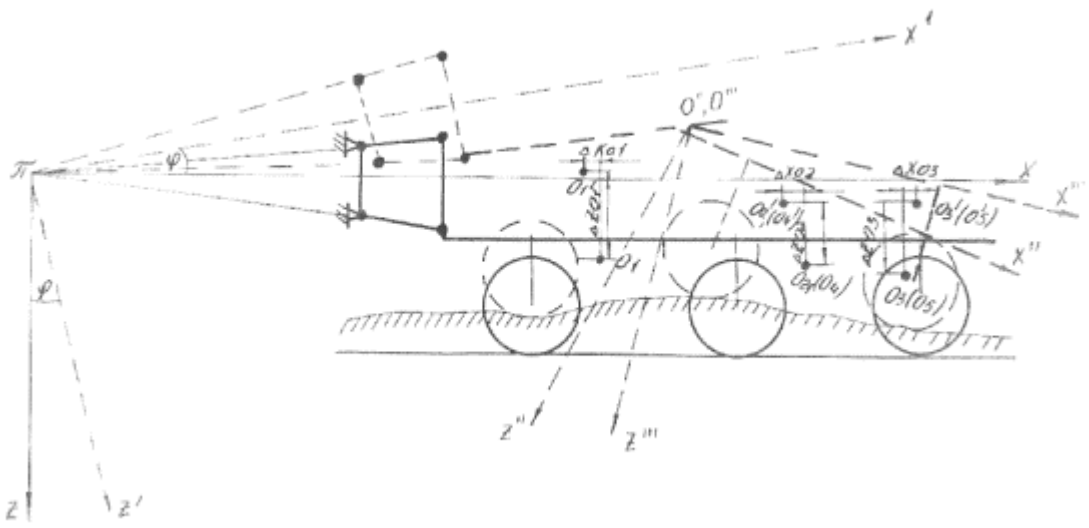


Рисунок 3. Перемещение системы в продольно-вертикальной плоскости

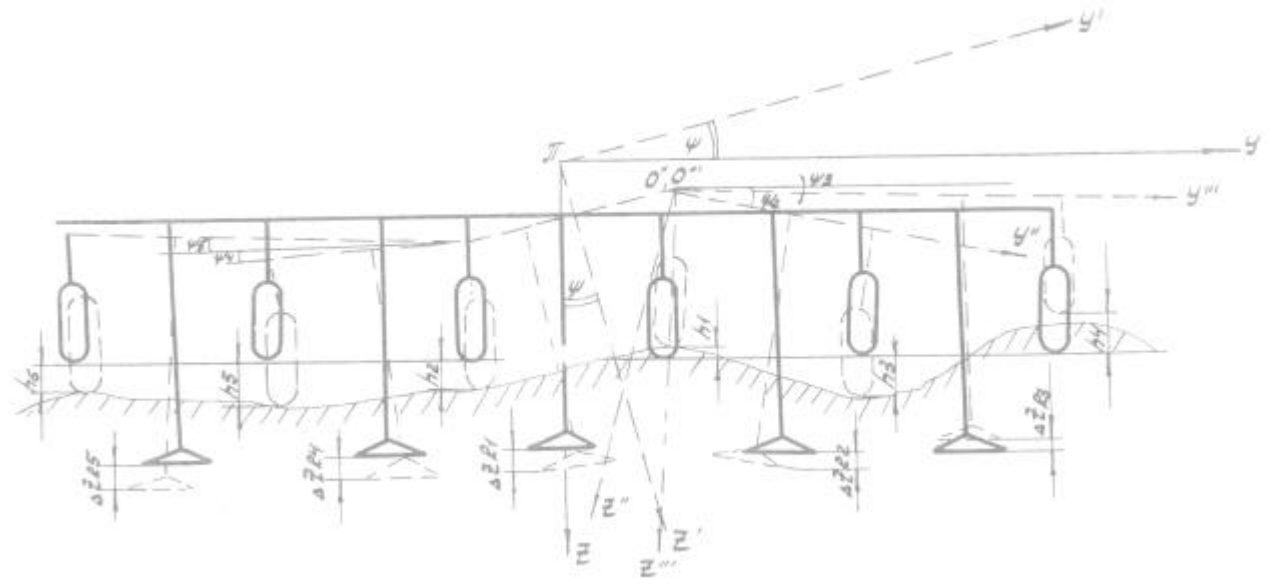


Рисунок 4. Перемещение системы в поперечно-вертикальной плоскости

При определении операторов  $W_h$  и  $W_R$  культиватора-плоскореза с учетом общепринятых допущений [2] используем уравнение Лагранжа Прода в виде:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{d\varphi} \right) - \frac{dT}{d\varphi} + \frac{d\Pi}{d\varphi} + \frac{d\Phi}{d\varphi} = Q_\varphi \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{d\psi} \right) - \frac{dT}{d\psi} + \frac{d\Pi}{d\psi} + \frac{d\Phi}{d\psi} = Q_\psi \end{cases} \quad (2)$$

где:  $T$  – кинетическая энергия орудия;

$\Pi$  - потенциальная энергия;

$\Phi$  - функция сопротивления;

$Q_\varphi$  и  $Q_\psi$  - обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам  $\varphi$  и  $\psi$ , (рисунок 3, 4).

Кинетическая энергия орудия определяется по формуле:

$$\begin{aligned} T = & \frac{m_1}{2} (\Delta X_{q1}^2 + \Delta Y_{q1}^2 + \Delta Z_{q1}^2) + \frac{m_2}{2} (\Delta X_{q2}^2 + \Delta Y_{q2}^2 + \Delta Z_{q2}^2 + \Delta X_{q3}^2 + \Delta Y_{q3}^2 + \Delta Z_{q3}^2) + \\ & + \frac{m_3}{2} (\Delta X_{q4}^2 + \Delta Y_{q4}^2 + \Delta Z_{q4}^2 + \Delta X_{q5}^2 + \Delta Y_{q5}^2 + \Delta Z_{q5}^2) + \left( \frac{l \cdot y_1}{2} + l \cdot y_2 + l \cdot y_3 \right) \cdot \varphi^2 + \\ & + \frac{l \cdot x_1}{2} \psi^2 + \frac{l \cdot x_2}{2} (\psi_2^2 + \psi_4^2) + \frac{l \cdot x_3}{2} (\psi_3^2 + \psi_5^2) \end{aligned} \quad (3)$$

где:  $m_1, m_2, m_3$  - масса секций;

$\Delta X_{q1}, \Delta Y_{q1}, \Delta Z_{q1}$  - перемещения центров тяжести секций;

$I_{x1}, I_{y1}, I_{x2}, I_{y2}, I_{x3}, I_{y3}$  - моменты инерций секций.

$$\psi_2 = \frac{h_2 + x_2 \cdot \varphi - d_1 \cdot \psi}{y_2}; \quad \psi_3 = \frac{h_3 + x_3 \cdot \varphi - d_1 \cdot \psi}{y_3};$$

$$\psi_4 = \frac{h_4 + x_4 \cdot \varphi - d_1 \cdot \psi}{y_4}; \quad \psi_5 = \frac{h_5 + x_5 \cdot \varphi - d_1 \cdot \psi}{y_5}.$$

Потенциальную энергию находим по формуле:

$$\Pi = \frac{C_1}{2} (\Delta z_1 - h_1)^2 + (\Delta z_2 - h_2)^2, \quad (4)$$

где:  $C_1$  - жесткость опорных колес орудия;

$\Delta z_1, \Delta z_2$  - вертикальные перемещения колес центральной секции.

Функция сопротивления системы равна:

$$\Phi = \frac{\alpha_1}{2}(\Delta Z_1 - h_1)^2 + \frac{\alpha_2}{2}(\Delta Z_2 - h_2)^2 + \frac{n_1 \cdot \alpha_3}{2} \Delta Z_3^2 + \frac{n_2 \cdot \alpha_4}{2} (\Delta Z_{z_2}^2 + \Delta Z_{z_4}^2) + \frac{n_3 \cdot \alpha_5}{2} (\Delta Z_{z_3}^2 + \Delta Z_{z_5}^2)$$

(5)

где:  $\alpha_1$  - коэффициент демпфирования колес;

$\alpha_2$  - коэффициент сопротивления почвы вертикальным перемещениям рабочего органа;

$\Delta Z_{z_1}, \Delta Z_{z_2}, \dots$  - вертикальные перемещения центров сопротивления отдельных секций орудия.

Обобщенные силы находим из соотношений:

$$Q_p = (Z_1 n_1 + 2Z_2 n_2 + 2Z_3 n_3) R_z - \left[ X_1 n_1 + 2 \left( X_2 - \frac{X_2 Y_2}{Y_2} \right) n_2 + 2 \left( X_3 - \frac{X_3 Y_3}{Y_3} \right) n_3 \right] R_{z_2}$$

$$Q_{\varphi} = 2d_1 \left[ n_2 \begin{pmatrix} 1 & Y_2 \\ & Y_2 \end{pmatrix} + n_3 \begin{pmatrix} 1 & Y_3 \\ & Y_3 \end{pmatrix} \right] R_z$$

(6)

где:  $X_1, Z_1, X_2, Y_2, Z_2, \dots$  - координаты центров сопротивления секций орудия;

$R_x, R_z$  - неравномерность сопротивления почвы продольному и вертикальному перемещению рабочего органа.

Дисперсия глубины обработки  $i$ -м рабочим органом центральной секции определяется следующим образом

$$D_{\Pi} = x_{\Pi}^2 D_{\varphi} + y_{\Pi}^2 D_{\psi} + D_{\Pi}, \quad (i = 1, \dots, n_1)$$

внутренних боковых секций:

$$D_{\Pi} = \left( \frac{x_2 y_{\Pi} - x_{\Pi} y_2}{y_2} \right)^2 D_{\varphi} + \left( 1 - \frac{y_{\Pi}}{y_2} \right)^2 d_1^2 D_{\psi} + \left( 1 + \frac{y_{\Pi}^2}{y_2^2} \right) D_{\Pi}, \quad (i = 1, \dots, n_2)$$

внешних боковых секций:

$$D_{\Pi} = \left( \frac{x_3 y_{\Pi} - x_{\Pi} y_3}{y_3} \right)^2 D_{\varphi} + \left( 1 - \frac{y_{\Pi}}{y_3} \right)^2 d_1^2 D_{\psi} + \left( 1 + \frac{y_{\Pi}^2}{y_3^2} \right) D_{\Pi}, \quad (i = 1, \dots, n_3)$$

где:  $D_{\Pi}, D_{\varphi}, D_{\psi}$  - дисперсия рельефа и углов  $\varphi$  и  $\psi$  [3]

$x_{\Pi}, y_{\Pi}, x_{r2}, y_{r2}, \dots$  - координаты рабочих органов секций.

Устойчивость глубины обработки всего орудия оценивается величиной среднеквадратического отклонения секций:

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n D_{a1} + 2\sum_{i=1}^n D_{a2} + 2\sum_{i=1}^n D_{a3}}{n_1 + 2n_2 + 2n_3}} \quad (7)$$

)

Используя [4], определим стоимость потерь урожая:

$$C_{\text{П}} = C_{\text{П}}(U_0 - U) + \frac{K_{\text{П}} \cdot U \cdot C_{\text{П}} \cdot F}{\text{ч}} \quad (8)$$

где:  $C_{\text{П}}$  – закупочно-сдаточная цена продукции, тнг /га;

$U$  – урожайность культуры, т/га;

$U_0$  – урожайность зерновых культур при оптимальном качестве обработки почвы, т/га;

$K_{\text{П}}$  – коэффициент учета потерь урожая от растягивания сроков уборки, 1/ч;

$F$  – объем работы, га.

Урожайность культуры в зависимости от среднеквадратического отклонения глубины обработки аппроксимируется выражением:

$$U = A \cdot e^{-a \cdot \sigma_a^2} + B \cdot e^{-b \cdot \sigma_a^2}, \quad (9)$$

)

где:  $\sigma_a$  – среднеквадратическое отклонение глубины обработки, м;

$A, a, B, b$  – коэффициенты аппроксимации.

Используя математическую модель и экспериментальную установку, проводили исследования по изучению влияния расстановки рабочих органов по ходу на качество работы орудия. [5]

В качестве оценочного критерия при анализе принимали среднеквадратическое отклонение колебания орудия от положения равновесия в продольно-вертикальной плоскости (рисунок 5).

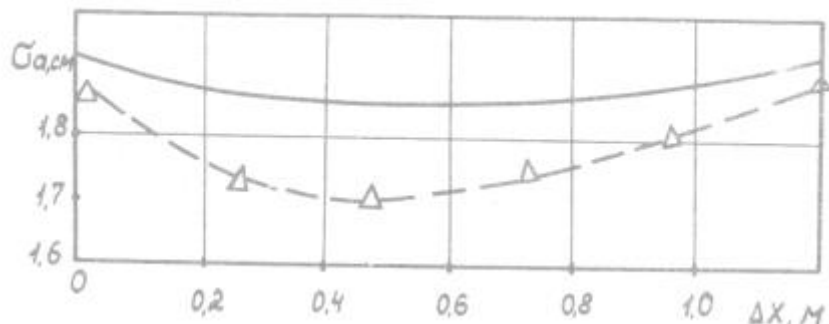


Рисунок 5. Влияние расстановки рабочих органов по ходу движения ( $\Delta x$ ) на устойчивость орудия по глубине обработки ( $\sigma_a$ ) - теоретическая кривая;  $\Delta$ -- $\Delta$ - экспериментальная кривая.

Гипотеза об адекватности модели проверялась методом корреляционного анализа по выборочному коэффициенту  $r$  и подтвердилась ( $r=0,9$ ) при доверительной вероятности  $\rho=0,95$  [5].

Таким образом, пользуясь изложенной методикой и принципиальной схемой почвообрабатывающего орудия как базовой, можно обосновать основные параметры широкозахватных орудий по качеству обработки почв.

#### Литература

1. Щербаков Н.В., Ким С.А. Моделирование технологического процесса внесения минеральных удобрений. - Вестник науки КГУ 2002.
2. Паскаль С.Р., Грибановский А.П. Устойчивость хода культиватора – плоскореза по глубине. – Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1982, №6.
3. Шульгин И. Г. и др. Методика обоснования основных параметров и режимов работы широкозахватных почвообрабатывающих противозерозионных орудий. – Сборник научных трудов НПО «Целинсельхозмеханизация» Алма-Ата 1985.
4. Саклаков В.Д., Сергеев Н.К. Техничко-экономическое обоснование выбора средств механизации. – М. Колос. 1973.
5. Иванова В.И., и др. Математическая статистика. – М. Высшая школа, 1981.