

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН И УСЛОВИЯ НЕЗАЩЕМЛЕНИЯ КЛУБНЕЙ

Портянко Г.Н., Комиссаров В.В., Портянко Е.Г. (БГАТУ)

В статье приведено теоретическое обоснование конструктивных параметров ротационных рабочих органов картофелеуборочных машин и условия незащемления ими клубней.

Введение

Ротационные рабочие органы являются эффективными устройствами для разрушения почвенного пласта и комкоразрушения. Устанавливаются они обычно за подкапывающими лемехами картофелеуборочных машин, что снижает повреждаемость клубней, уменьшает длину сепарирующих элеваторов, снижает вес и габариты машин.

К недостаткам этих рабочих органов следует отнести заматывание их ботвой и растительными остатками, заклинивание мелкими камнями и другими твердыми примесями, по причине отсутствия взаимоочистки рабочих элементов соседних валов и непостоянства рабочего зазора между ними.

Основная часть

В БГАТУ разработана конструкция ротационного рабочего органа выполненного в виде правильных многогранников с криволинейными гранями. Радиусы кривизны которых, центры кривизны, межосевые расстояния и условие незащемления клубней ниже описаны математически.

На рисунке 1 показан ротационный рабочий орган, причем элементы первого вала имеют Z_1 граней и вращаются с угловой скоростью ω относительно оси O_1 , а элементы второго вала имеют Z_2 граней и вращаются относительно оси O_2 с угловой скоростью,

равной $\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \omega$.

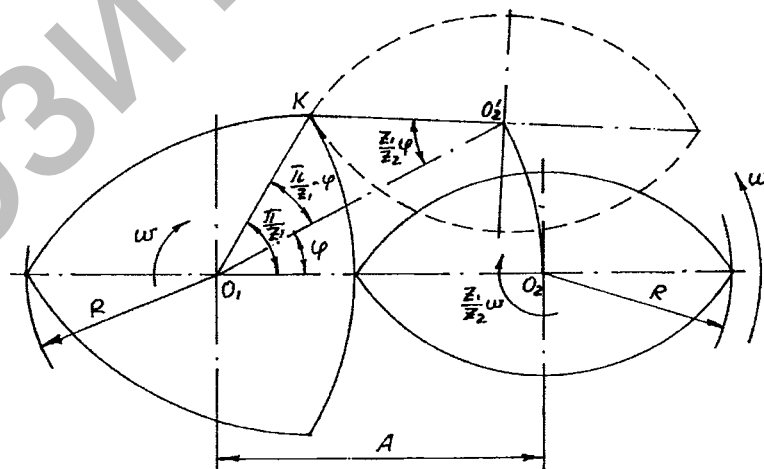


Рисунок 1 – Ротационный рабочий орган

Радиусы описанных окружностей элементов обоих валов одинаковы и равны R . Придадим сепаратору угловую скорость ω относительно точки O_1 в направлении, противоположном направлению вращения элемента первого вала, при этом элемент первого вала будет неподвижным, а ось O_2 элемента второго вала будет вращаться относительно

точки O_1 с угловой скоростью ω .

Пусть точка O_2 повернется относительно точки O_1 на угол φ и займет положение O_2' (рисунок 2). При этом элемент второго вала повернется вокруг своей оси на угол $\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi$ и отрезок O_2T займет положение O_2K . Проводим из точки K отрезок $O_1'K$, параллельный $O O_2'$ до пересечения с прямой O_1O_2' . Отрезок $O_1'K$ определяет радиус кривизны ρ_1 , а отрезок O_1O_1' расстояние от центра кривизны O_1' до оси вращения O_1 .

Из треугольника O_1NO_1 находим

$$O_1N = O_1O_1' \cdot \sin \varphi = B_1 \cdot \sin \varphi. \quad (1)$$

Из треугольника KMO_2' находим

$$O_2'M = O_2'K \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right) = R \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right). \quad (2)$$

Из рис. 2 очевидно, что $O_1N = O_2'M$ или с учетом (1) и (2)

$$B_1 \sin \varphi = R \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right).$$

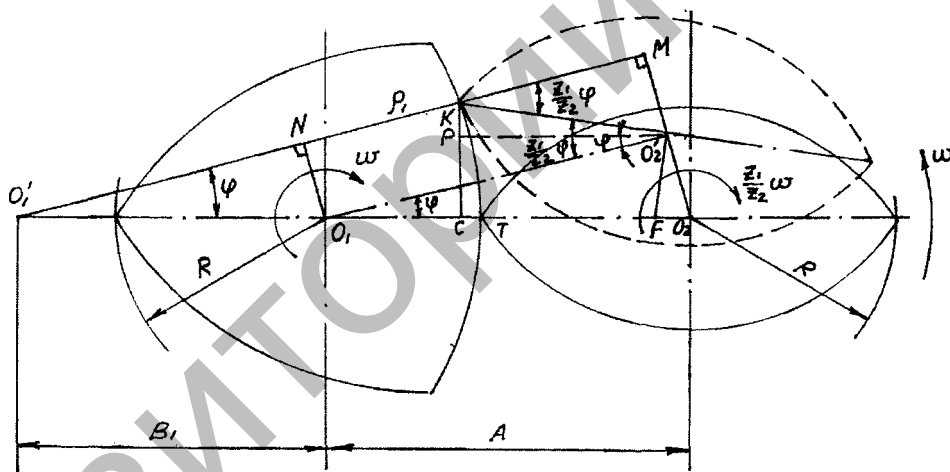


Рисунок 2 – Схема ротационного рабочего органа.

Откуда

$$B_1 = R \frac{\sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right)}{\sin \varphi}. \quad (3)$$

Радиус кривизны определяем из треугольника $O_1'KC$:

$$\rho = \frac{KC}{\sin \varphi}. \quad (4)$$

Из треугольника KPO_2' находим.

$$KP = O_2'K \sin\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi - \varphi\right) = R \sin\left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} - 1\right) \cdot \varphi\right]. \quad (5)$$

Из треугольника $O_1O_2'F$ находим:

$$O_2'F = O_1O_2' \sin \varphi = A \sin \varphi, \quad (6)$$

где: A - межосевое расстояние.

Из рис. 1 очевидно, что $PC = O_2'F$. Тогда с учетом (5) и (6)

$$KC = KP + PC = KP + O_2'F = R \sin\left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} - 1\right) \cdot \varphi\right] + A \sin \varphi. \quad (7)$$

Подставив выражение (7) в (4), получим:

$$\rho_1 = A + R \frac{\sin\left[\left(\frac{Z_1}{Z_2} - 1\right) \cdot \varphi\right]}{\sin \varphi}. \quad (8)$$

Для элемента второго вала аналогичным путем получаем:

$$\rho_2 = A + R \frac{\sin\left[\left(\frac{Z_2}{Z_1} - 1\right) \cdot \varphi\right]}{\sin \varphi}. \quad (9)$$

$$B_2 = R \frac{\sin\left(\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \varphi\right)}{\sin \varphi}. \quad (10)$$

Межосевое расстояние определяем из треугольника O_1KO_2' (см. рис. 1). Так как треугольник O_1KO_2' равнобедренный ($O_1K = O_2'K = R$), то

$$\frac{\pi}{Z_1} - \varphi = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi. \quad (11)$$

Отсюда находим φ .

$$\varphi = \frac{\pi}{Z_1 \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_2} + 1\right)}. \quad (12)$$

Из треугольника O_1KO_2' находим межосевое расстояние:

$$A = O_1O_2' = 2R \cos\left(\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi\right). \quad (13)$$

Подставив значение φ из (12) в (13) получим.

$$A = 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2}. \quad (14)$$

Исключение заклинивания мелкими камнями и снижение повреждения клубней ротационным рабочим органом происходит в следствие постоянного возрастания угла зацебления по мере поворота валов.

Угол зацебления – это угол, между двумя касательными, проведенными в точках контакта A_1 и A_2 клубня с рабочими органами (рисунок 3).

$$\gamma = \pi - \alpha, \quad (15)$$

где α - угол между прямыми, проходящими через центры кривизны граней (O_1', O_2') и точки контакта (A_1, A_2).

По теореме косинусов

$$\alpha = \arccos \frac{(r_k + \rho_1)^2 + (r_k + \rho_2)^2 - (O_1'O_2')^2}{2 \cdot (r_k + \rho_1) \cdot (r_k + \rho_2)}, \quad (16)$$

Где r_k – радиус клубня;

ρ_1 и ρ_2 - радиусы кривизны элементов первого и второго валов соответственно.

$$(O_1'O_2')^2 = (y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2, \quad (17)$$

$$x_1 = -B_1 \cdot \cos \varphi; \quad y_1 = -B_1 \cdot \sin \varphi;$$

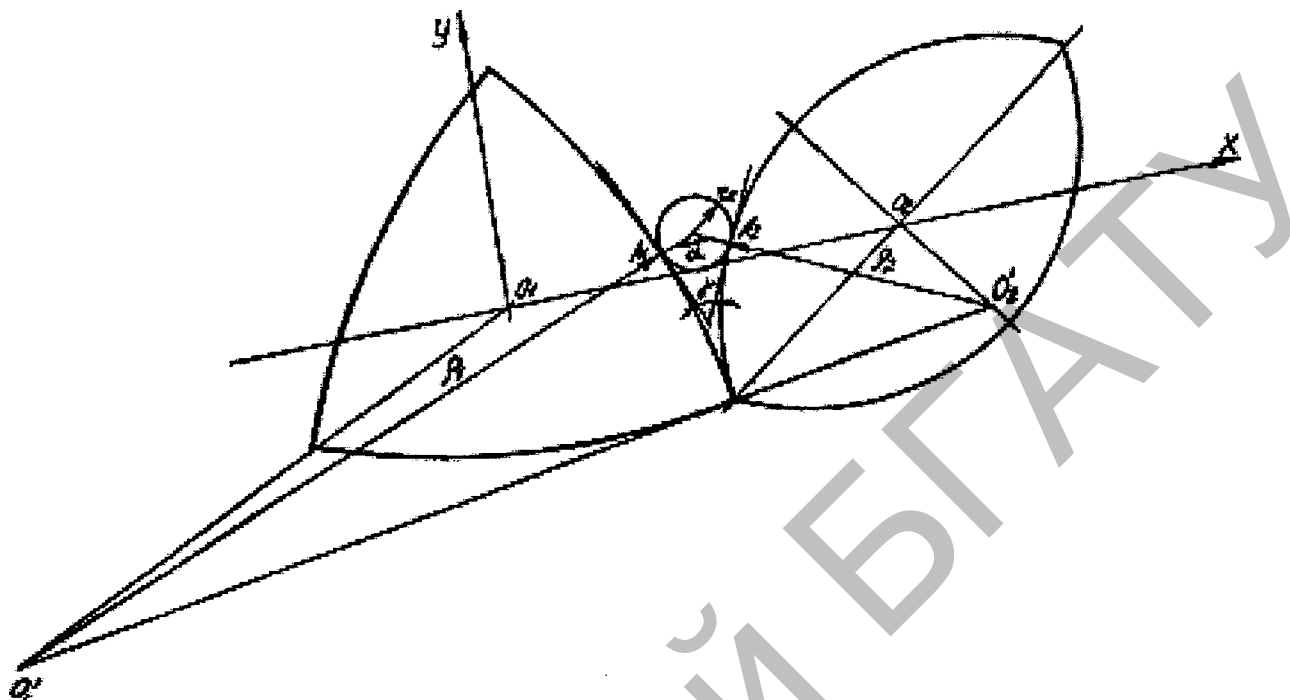


Рисунок 3 – Схема к определению угла защемления

$$x_2 = A + B_2 \cdot \sin(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi); \quad y_2 = -B_2 \cdot \cos(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi);$$

где φ_0 - начальный угол установки первого вала, в нашем случае $\varphi_0 = 0$;

x_1, y_1, x_2, y_2 - координаты центра кривизны граней первого и второго валов.

После подстановки и ряда преобразований получаем:

$$\gamma = \arccos \frac{A_1^2 + A_2 + A_3 - A_4 \cdot \sin(\varphi_0 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \varphi) - A_5 \cdot \cos \varphi - A_6 \cdot \sin \beta}{A_1^2 + A_2 + A_6 + A_7}, \quad (18)$$

где $A_1 = \frac{r_k}{R}; \quad A_2 = \frac{r_k}{R} \left(\frac{2 \cdot F \cdot C}{E} + \frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - 4 \cdot F - 2 \right);$

$$A_3 = -\frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - \frac{2 \cdot F \cdot C}{E} - 4 \cdot E + 2 \cdot F^2 + 1 + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D} + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E};$$

$$A_4 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E}; \quad A_5 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D}; \quad A_6 = \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D \cdot E};$$

$$A_7 = -\frac{2 \cdot F \cdot C}{E} - \frac{2 \cdot F \cdot C}{D} - 4F + 4F^2 + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{D} + \frac{4 \cdot F^2 \cdot C}{E};$$

$$\beta = \varphi_0 - \varphi \cdot \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \right); \quad F = \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2}; \quad C = 1 - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2};$$

$$D = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \cos \frac{\pi}{Z_1} - 1; \quad E = 2 \cdot \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \frac{\pi}{Z_2} - 1.$$

Подставляя в выражение (18) значения угла φ , строим график изменения угла защемления (рисунок 4).

Из графика видно, что по мере поворота граней угол защемления изменяется от

минимального к максимальному.

Практически расстояние A должно быть выполнено большим на величину δ суммы радиального биения взаимодействующих элементов соседних валов.

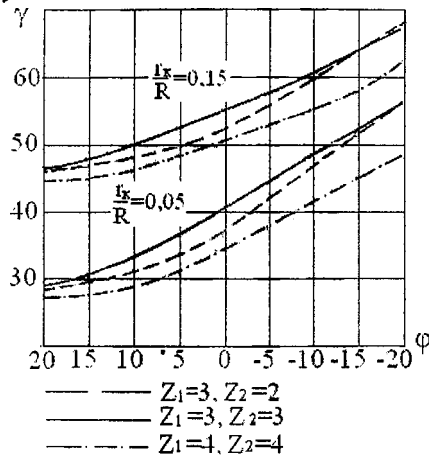


Рисунок 4 – Зависимость угла защемления от угла поворота

$$A \geq 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} + \delta. \quad (19)$$

Выражения (3), (8), (9) и (10) показывают, что для разного числа граней Z_1 и Z_2 элементов соседних валов радиусы кривизны граней ρ_1 и ρ_2 и расстояния B_1 и B_2 от осей вращения до центров кривизны - величины непостоянные, что затрудняет их практическое применение для изготовления ротационного сепаратора. Для практического использования в результате аппроксимации получены следующие выражения при $Z_1 = 3$ и $Z_2 = 2$.

$\rho_1 = 1,118R$; $\rho_2 = 3,236R$; $B_1 = 0,5R$; $B_2 = 2,618R$. При этом погрешность не превышает 0,5 мм.

В общем случае аппроксимированные значения B и R можно найти из выражений:

$$B_{1,2} = \frac{2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} (1 - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2})}{2 \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - 1}. \quad (20)$$

$$\rho_{1,2} = B_{1,2} + 2R \cos \frac{\pi}{Z_1 + Z_2} - R. \quad (21)$$

Заключение

Таким образом, выполнение взаимодействующих элементов соседних валов в виде правильных многогранников с криволинейными гранями, радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 которых определяются по формулам (8) и (9), центры кривизны расположены на линиях, проведенных через середины граней и оси вращения валов на расстояниях B_1 и B_2 от последних, определяемым по выражениям (3) и (10), причем межосевое расстояние, определяемое по выражению (19), позволяет обеспечить постоянный минимальный зазор между элементами соседних валов. Это исключает заматывание рабочего орана ботвой, заклинивание мелкими камнями и отделяемым продуктом и повышает производительность устройства.