



УДК 631.317

ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДА САДОВОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ФРЕЗЫ

А.П. Тарвердян *д.т.н.*, А.В. Алтунян *к.т.н.*, А.С. Григорян *к.т.н.*

Национальный аграрный университет Армении

arshaluystar@gmail.com, artur_altunyan@mail.ru, algrig1968@mail.ru

СВЕДЕНИЯ

Ключевые слова:

*почвообрабатывающая фреза,
 планетарный привод,
 траектория ножа,
 силы сопротивления,
 главный момент сопротивления*

АННОТАЦИЯ

Во второй статье серии на основании результатов кинематического исследования механизма почвообрабатывающей фрезы с планетарным приводом был проведен силовой анализ фрезы. Получены расчетные выражения для величин моментов сопротивления, возникающих на сателлитах фрезы, и величины общего момента сопротивления относительно вала водила-ротора.

Полученные выражения дают возможность теоретическим расчетным способом установить оптимальные кинематические и геометрические параметры механизма, а также ножей фрезы, при которых силовые факторы сопротивления, в том числе сила тягового сопротивления, примут минимально возможные значения при заданном режиме работы.

Введение

Обработка почвы – одна из наиболее тяжелых и энергоемких работ, которые в то же время требуют соблюдения четких агротехнических условий и сроков, поскольку их своевременным выполнением обусловлены урожайность и качество продукции сада (К.А. Монаенков, 2017).

Для обработки проблемных участков в плодовых садах существует множество машин. Анализ их конструктивных и рабочих принципов и сравнительная оценка наиболее обстоятельно приводятся в нашем предыдущем сообщении (А.П. Тарвердян и др., 2022).

Практика эксплуатации почвообрабатывающих машин в плодовых садах показывает, что наиболее эффективными из них являются машины с активными рабочими органами, и как показывает опыт, при обработке каме-

нистых почв применение последних предпочтительнее. В основном это роторные фрезы с горизонтальными или вертикальными осями вращения, с механическими или гидравлическими приводами (Г.Г. Пархоменко, 2012, И.М. Панов, 1963, А.П. Tarverdyan, et al., 2017).

Из существующих фрезерных машин с точки зрения соблюдения агротехнических условий почвообработки приствольной зоны и междурядий предпочтительны фрезы с вертикальной осью вращения. Однако практика эксплуатации таких фрез и анализ литературы показывают, что они также не лишены недостатков (И.М. Панов, 1963, Н.В. Бышов, 2017, С.В. Чудак, 1973, В.Б. Мостовский, 1980).

Попытки решить проблему путем оптимизации формы и профиля ножей существующих фрезерных машин с вертикальными осями не дали желаемого результата.

Разработка энергосберегающей фрезерной машины для обработки междурядий и приствольной зоны плодовых садов, соответствующей агротехническим требованиям, остается актуальной задачей.

Целью настоящей работы является путем теоретических исследований выявить связь между главным моментом и главным вектором сил сопротивления, приложенных к валу ротора почвообрабатывающей фрезы с планетарным приводом, и геометрическими, кинематическими и динамическими параметрами агрегата, что позволит установить оптимальные конструктивные и рабочие параметры.

Материалы и методы

Основываясь на результатах предыдущих исследований (А.П. Тарвердян и др., 2022, A.P. Tarverdyan, et al., 2017, A.P. Tarverdyan, et al., 2019), была предпринята попытка разработать привод фрезы с вертикальной осью, который при относительно небольшом числе оборотов ротора (50÷80 об/мин) может обеспечить большое число оборотов рабочих фрез (200÷250 об/мин) и представляет собой планетарный механизм с внешним зацеплением с неподвижным солнечным колесом (рис. 1). Структура и принципы работы механизма с предлагаемым планетарным приводом представлены в предыдущей работе (А.П. Тарвердян и др., 2022).

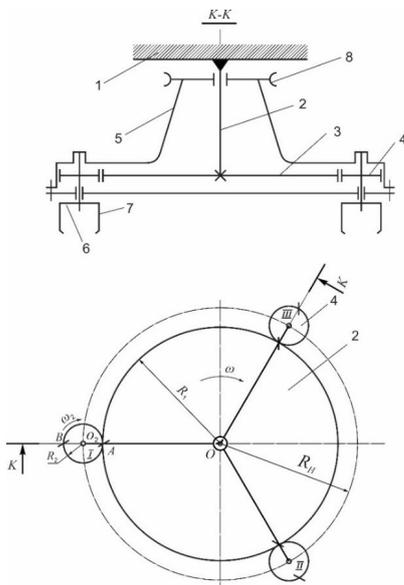


Рис. 1. Принципиальная схема фрезы с планетарным приводом для обработки междурядий и приствольной зоны плодовых садов (1) корпус, 2) стойка, 3) неподвижное солнечное колесо, 4) сателлит, 5) ротор-корпус, 6) диски фрез, 7) ножи фрез, 8) шкив или звездочка привода (составлена авторами).

С точки зрения качественной оценки выбранный механизм позволяет решить поставленную задачу: при относительно небольших оборотах ротора получить почвообрабатывающий фрез (рабочий орган) малого диаметра с большими угловыми и, следовательно, линейными скоростями.

В статье рассматривается вариант планетарного механизма, в котором имеется три сателлита, расположенных под углом 120° (рис. 1, 2). Траектории движения фиксированных точек (A₀ и B₀) произвольного ножа фрезы, совершающих вращательное и поступательное движение, приведены на рис. 2.

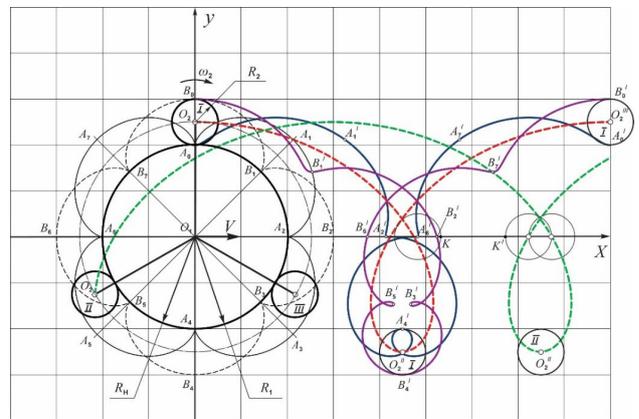


Рис. 2. Схема определения траектории ножа почвообрабатывающей фрезы с планетарным механизмом (составлена авторами).

Траектории ножей, прикрепленных к условному первому (I) сателлиту в точках A₀ и B₀, при отсутствии поступательного движения (V=0) фрез-машины представляют собой эпициклоиды A₀ A₁ A₂ A₃ A₄ A₅ A₆ A₇ A₀ и B₀ B₁ B₂ B₃ B₄ B₅ B₆ B₇ B₀ (рис. 2), а при поступательном движении машины – это соответственно кривые A₀' A₁' A₂' A₃' A₄' A₅' A₆' A₇' A₀' и B₀' B₁' B₂' B₃' B₄' B₅' B₆' B₇' B₀' (развернутые эпициклоиды), обвивающие укороченную циклоиду (трохоиду) O₂' O₂'' O₂''' , описанную центром сателлита O₂.

При планетарном механизме с тремя сателлитами кинематический параметр фрез-машины определяется из следующего условия: в процессе работы не должно оставаться необработанных участков, а подлежащая повторной обработке площадь должна быть минимальной, иначе говоря – KK'=0 (рис. 2), из чего следует, что

$$V \leq 6 \omega \cdot R_2 .$$

Для определения энергетических показателей пред-

лагаемой машины необходимо выявить характер, закономерности изменения величины и направления взаимодействия силовых факторов (сил сопротивления) между ножами фрезы и обрабатываемой массой почвы. На этом этапе рассмотрения будем считать величину силы сопротивления одного ножа фрезы известной и приблизительно постоянной и установим закономерности изменения направления действия этой силы, поскольку основные, возникающие в процессе работы фрезы моментные факторы силы обусловлены главным образом направлениями линий действия сил сопротивления.

В связи с этим анализ траектории движения ножа фрезы становится первостепенным, т. к. при работе машины сила взаимодействия (сопротивления) ножа и обрабатываемой среды (почвы) направлена по касательной к данной точке траектории и имеет направление, противоположное вектору суммарной скорости (М.И. Бать и др., 1975). Очевидно, что решение задачи сводится к определению функции $y'(x)$ или уравнения касательной к траектории (кривой) фиксированной точки ножа. Поскольку в рассматриваемом случае уравнение движения дано в параметрической форме

$$\begin{cases} x = V \cdot t \pm (R_1 + R_2) \cdot \sin \omega t - R_2 \sin (i + 1) \omega t \\ y = (R_1 + R_2) \cdot \cos \omega t - R_2 \cos (i + 1) \omega t \end{cases}, \quad (1)$$

где V – скорость поступательного движения фрез-машины (агрегата), R_1 – радиус неподвижного солнечного колеса, R_2 – радиус сателлита (рис. 1), $i = \frac{R_1}{R_2}$ – передаточное соотношение механизма, ω – угловая скорость водила ($O_1O_2=R_1+R_2$), следовательно, известно, что $\frac{dy}{dx} = \frac{y'(t)}{x'(t)}$, где $y'(t)$ и $x'(t)$ определяются согласно выражениям (1):

$$y'(x) = - \frac{\omega [(R_1 + R_2) \cdot \sin \omega t - R_2(i + 1) \cdot \sin (i + 1) \omega t]}{V \pm \omega [(R_1 + R_2) \cdot \cos \omega t - R_2(i + 1) \cdot \cos (i + 1) \omega t]}. \quad (2)$$

Однако следует отметить, что траектории фиксированных точек (А и В) ножей произвольной фрезы при одном обороте фрезы в случае $i=4$ имеют сложный вид, и полученное выражение (2) не применимо по всей длине траектории. Точки А и В условного (1) сателлита имеют по четыре точки возврата $A_2' A_4' A_6' A_0'$ и $B_1' B_3' B_5' B_7'$ эпициклоиды или развернутой эпициклоиды ($A_0 A_1' A_2' A_3' A_4' A_5' A_6' A_7' A_0'$ и $B_0 B_1' B_2' B_3' B_4' B_5' B_6' B_7' B_0'$) (рис. 2), являющихся особыми точками параметрической функции, в которых график функции преломляется, и выражение (2) в этих точках не применимо. Поведение функции в окрестностях этих точек исследуется с помощью формулы Тейлора.

Результаты и анализ

Для более наглядного представления картины изменения сил сопротивления ножа при работе фрез-машины рассмотрим траектории фиксированных точек А и В двух симметрично расположенных ножей сателлита I в интервале $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ вращения водила планетарного механизма (рис. 3). Траектория ножа А – $A A_0' A_1' A_2' A_3' \dots A_6'$, а ножа В – $B B_0' B_2' \dots B_6'$; причем в указанном интервале нож В имеет точку возврата B_3 ; последовательные положения диаметра (АВ) крепления ножей – $A_1' B_1', A_2' B_2', A_3' B_3', A_4' B_4', A_5' B_5'$ и $A_6' B_6'$, которые соответствуют углам вращения водила. Задачу определения направлений сил взаимодействия ножей и обрабатываемой почвы целесообразно рассматривать в той области, в которой траектории ножей (точек) А и В одновременно не имеют точек возврата, например, когда водило повернуто на величину угла φ_0 , которому соответствует положение диаметра крепления ножей $A_0' B_0'$.

Касательная к траектории ножа А в точке A_0' будет $\tau_{A_0'}$, ножа В в точке B_0' – $\tau_{B_0'}$. Для определения их направления можно использовать выражение (2), однако нужно иметь в виду, что это выражение было получено для ножа А (точки) сателлита I. Чтобы использовать указанное выражение для точки В, необходимо учитывать ее фазовый сдвиг относительно точки А.

Для простоты представления расчетной схемы эта часть рис. 3 (окружность К) в увеличенном виде изображена на рис. 4, причем приводятся скорости точек A_0 и B_0 (V_{A_0} и V_{B_0}) без поступательного движения агрегата ($V=0$, рис. 4а) и при поступательном движении (V_{A_0} и V_{B_0}) (рис. 4 б).

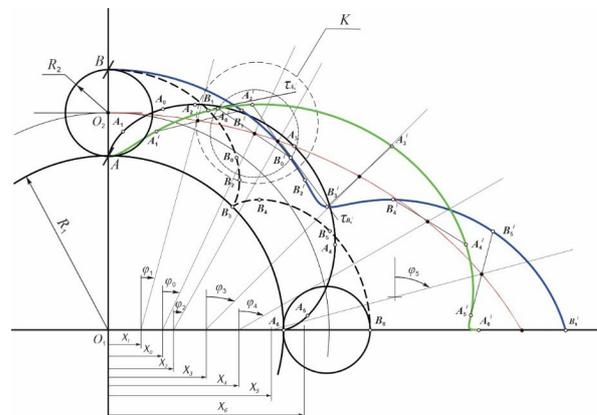


Рис. 3. Синхронная схема траектории фиксированных симметричных точек ножей А и В, закрепленных на сателлите почвообрабатывающей фрез-машины, в интервале $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ (составлена авторами).

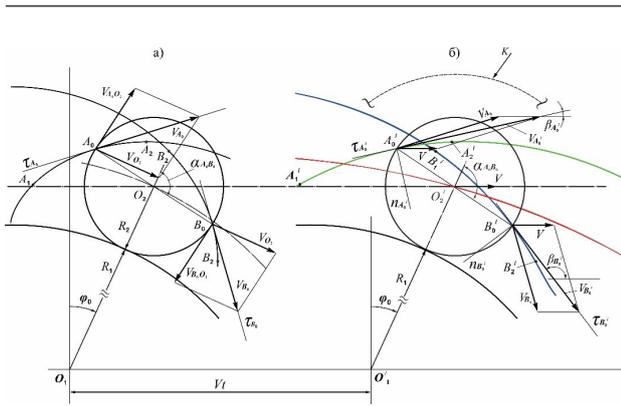


Рис. 4. Схема определения скоростей ножей А и В, прикрепленных к спутнику почвообрабатывающей фрез-машины, без поступательного движения (а), при поступательном движении (б) (составлена авторами).

В первом случае суммарная скорость $\vec{V}_{A_0} = \vec{V}_{A_0 O_2} + \vec{V}_{O_2}$ точки А направлена вдоль касательной τ_{A_0} в точке A_0 на отрезке $A_1' A_2'$ эпициклоиды, суммарная скорость $B - \vec{V}_{B_0} = \vec{V}_{B_0 O_2} + \vec{V}_{O_2}$ точки В направлена вдоль касательной τ_{B_0} в точке B_0 отрезка $B_1 B_2$ эпициклоиды. Во втором случае (рис. 4б) суммарная скорость точки $A_0' - \vec{V}_{A_0'} = \vec{V}_{A_0} + \vec{V}$ направлена вдоль касательной $\tau_{A_0'}$ в точке A_0' отрезка $A_1' A_2'$ развернутой эпициклоиды, суммарная скорость точки $B_0' - \vec{V}_{B_0'} = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}$ вдоль касательной $\tau_{B_0'}$ в точке B_0' отрезка $B_1' B_2'$ развернутой эпициклоиды.

Учитывая, что при обработке почвы, как было отмечено выше, сила суммарного сопротивления среды действует на нож фрезы в направлении вектора суммарной скорости и имеет противоположное направление, силовая схема, действующая на один спутник фрезы, будет выглядеть следующим образом (рис. 5). В момент наблюдения ($\varphi = \varphi_0$) линия действующей на нож А силы (P_{A_0}) совпадает с направлением вектора суммарной скорости (V_{A_0}) фиксированной точки этого ножа, имеет противоположное направление и образует угол β_{A_0} с осью x . Сила P_{B_0} , действующая на нож В, имеет направление, противоположное V_{B_0} , и образует угол β_{B_0} с осью x .

Рассматривая силовую систему, действующую на прикрепленную к спутнику фрезу, как плоскую, основываясь на известных положениях механики (Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье, 2006), можно отметить, что указанные силы создают пары сил, сумма моментов которых будет представлять собой момент сопротивления относительно оси спутника (O_2), и силы P_{A_0} и P_{B_0} , действующие на эту ось – в их соответствующих направлениях и величинах. Момент сил сопротивления относительно оси спутника будет:

$$m'_c = (m_{P_{A_0}}) + (m_{P_{B_0}}) = P_{A_0} \cdot h_A + P_{B_0} \cdot h_B. \quad (3)$$

Из схем (рис. 4 и рис. 5) следует, что $h_A = R_2 \cdot \cos \psi_A$, $h_B = R_2 \cdot \cos \psi_B$, где $\psi_A = \pi - \alpha - \beta_{A_0} - \varphi_0$; $\psi_B = -\pi + \beta_{B_0} + \alpha + \varphi_0$.

Учитывая, что $\alpha = i\varphi$, и подставив величины в уравнение (3), получим:

$$m'_c = -P_{A_0} \cdot R_2 \cos[(i+1)\varphi_0 + \beta_{A_0}] - P_{B_0} \cdot R_2 \cos[(i+1)\varphi_0 + \beta_{B_0}]. \quad (4)$$

На этом этапе решения задачи, принимая, что известны силы сопротивления, определение которых в зависимости от геометрической формы и параметров расположения ножей, кстати, является вопросом отдельного обсуждения, фактически задача определения момента сопротивления сводится к определению углов β_{A_0} и β_{B_0} .

Так как линии действия сил сопротивления P_{A_0} и P_{B_0} совпадают с направлением касательных к траекториям ножей в данной точке, то:

$$\operatorname{tg} \beta_{A_0} = \frac{dy_A}{dx_A}, \quad \operatorname{tg} \beta_{B_0} = \frac{dy_B}{dx_B}.$$

$\operatorname{tg} \beta_{A_0'}$ определяется выражением (2). $\operatorname{tg} \beta_{B_0'}$ определяется аналогично. Учитывая фазовый сдвиг между точками А и В, уравнение движения фиксированной точки ножа В имеет следующий вид:

$$\begin{cases} x_B = Vt \pm (R_1 + R_2) \cdot \sin \omega t + R_2 \sin(i+1)\omega t \\ y_B = (R_1 + R_2) \cdot \cos \omega t + R_2 \cos(i+1)\omega t \end{cases} \quad (5)$$

Следовательно:

$$\operatorname{tg} \beta_{B_0} = \frac{dy_B}{dx_B} = \frac{-\omega[(R_1 + R_2) \cdot \sin \omega t + R_2(i+1)\sin(i+1)\omega t]}{V \pm \omega[(R_1 + R_2) \cdot \cos \omega t + R_2(i+1)\cos(i+1)\omega t]}. \quad (6)$$

Подставив определенные значения β_{A_0} и β_{B_0} в выражение (4), можно определить момент сопротивления относительно оси спутника. Силы P_{A_0} и P_{B_0} , перемещенные параллельно своей линии воздействия и приложенные к оси вращения спутника (O_2), в свою очередь образуют пары сил относительно оси вращения водила с моментами $M'_{c(P_{A_0})}$ и $M'_{c(P_{B_0})}$, которые по своей природе являются факторами сопротивления действующей среды. Кроме того, к оси вращения водила (O) приложены силы P_{A_0} и P_{B_0} в их первоначальных направлениях.

По схеме, представленной на рис. 5,

$$\begin{aligned} M'_{c(P_{A_0})} &= P_{A_0} \cdot H_A = P_{A_0} \cdot (R_1 + R_2) \cdot \cos(\beta_{A_0} + \varphi_0), \\ M'_{c(P_{B_0})} &= P_{B_0} \cdot H_B = -P_{B_0} \cdot (R_1 + R_2) \cdot \cos(\beta_{B_0} + \varphi_0). \end{aligned}$$

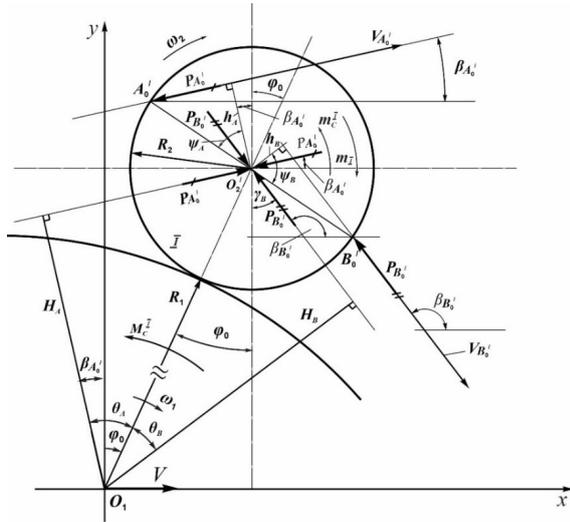


Рис. 5. Схема определения силовых факторов сопротивления ножей, прикрепленных к сателлиту почвообрабатывающей фрезы (составлена авторами).

Общий момент сопротивления относительно водила планетарного механизма от сателлита I будет:

$$M_c^I = P_{A_0}^I \cdot (R_1 + R_2) \cdot \cos(\beta_{A_0}^I + \varphi_0) - P_{B_0}^I \cdot (R_1 + R_2) \cdot \cos(\beta_{B_0}^I + \varphi_0). \quad (7)$$

Аналогичным образом для сателлитов II и III, учитывая, что они смещены по отношению к сателлиту I на 120° и 240°, для ножей A и B будем иметь соответственно:

II сателлит, нож A:

$$\operatorname{tg} \beta_A = \frac{-\omega R_2 (i+1) \{ \cos(60 - \varphi) + \cos[(i+1)\varphi - 60] \}}{V \pm \omega R_2 (i+1) \{ \sin(60 - \varphi) - \sin[(i+1)\varphi - 60] \}}, \quad (8)$$

нож B:

$$\operatorname{tg} \beta_B = \frac{-\omega R_2 (i+1) \{ \cos(60 - \varphi) + \cos[(i+1)\varphi - 60] \}}{V \pm \omega R_2 (i+1) \{ \sin(60 - \varphi) - \sin[(i+1)\varphi - 60] \}}, \quad (9)$$

III сателлит, нож A:

$$\operatorname{tg} \beta_A = \frac{-\omega R_2 (i+1) \{ \cos(\varphi + 30) + \cos[150 - \varphi(i+1)] \}}{V \mp \omega R_2 (i+1) \{ \sin(\varphi + 30) + \sin[150 - \varphi(i+1)] \}}, \quad (10)$$

нож B:

$$\operatorname{tg} \beta_B = \frac{-\omega R_2 (i+1) \{ \cos(\varphi + 30) + \cos[150 - \varphi(i+1)] \}}{V \mp \omega R_2 (i+1) \{ \sin(\varphi + 30) - \sin[150 - \varphi(i+1)] \}}, \quad (11)$$

Моменты сопротивления m_c^{II} ; M_c^{II} ; m_c^{III} ; и M_c^{III} определяют выражениями (4) и (7), подставляя в них значения $\operatorname{tg} \beta_A$ и $\operatorname{tg} \beta_B$ соответственно из выражений (8), (9), (10) и (11).

Таким образом, схема сил сопротивления, действующих на почвообрабатывающую фрезу с планетарным механизмом с тремя сателлитами, расположенными под 120°, выглядит следующим образом (рис. 6).

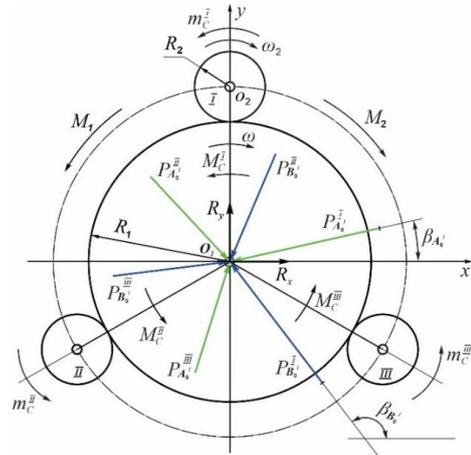


Рис. 6. Схема сил сопротивления, действующих на почвообрабатывающую фрезу с планетарным механизмом (составлена авторами).

Поскольку моменты сопротивления (m_c^i и M_c^i) относительно сателлитов и водил действуют в одной плоскости, то суммарный момент сопротивления, или главный момент сопротивления относительно вала водила будет определяться следующим образом:

$$M_1 = m_c^I + M_c^I + m_c^{II} + M_c^{II} + m_c^{III} + M_c^{III}. \quad (12)$$

Имея величину крутящего момента (M_1) на валу ведущего ротора почвообрабатывающей фрезы, можно определить крутящий момент (M_2) на валу привода и требуемую мощность двигателя.

Что касается сил $P_{A_0}^I$; $P_{B_0}^I$; $P_{A_0}^{II}$; $P_{B_0}^{II}$; $P_{A_0}^{III}$; $P_{B_0}^{III}$, приложенных к валу водила, то они образуют плоскую систему сходящихся сил, векторная сумма которых представляет собой главный вектор R , приложенный к оси вала водила.

Принимая во внимание выражения (2), (6) и (9), легко заметить, что при небольшой разнице сил сопротивления, приложенных к ножам фрезы, силы, приложенные к ротору-водилу, сбалансированы, что подтверждается экспериментальными данными, а на практике приводит к резкому снижению тягового сопротивления агрегата.

Это один из важных результатов применения планетарного механизма в приводе почвообрабатывающей фрезы. Таким образом, энергетические показатели машины в основном и главным образом обусловлены нагрузками моментов сопротивления. Учитывая гипотезу

о равенстве сил сопротивления, приложенных к ножам фрезы, момент сопротивления относительно вала ротора фрезерного агрегата на практике можно определить по выражению (12) следующим образом: $M_I = (M_c + m_c)$ или, подставляя значения M_c и m_c , получим:

$$M_1 = 3PR_2 \{ (i+1) [\cos(\beta_{A_0} + \varphi_0) - \cos(\beta_{B_0} + \varphi_0)] - \cos[(i+1)\varphi_0 + \beta_{A_0}] - \cos[(i+1)\varphi_0 + \beta_{B_0}] \}. \quad (13)$$

После определения момента сопротивления относительно вала ротора водила важной задачей является определение оптимальных геометрических и кинематических параметров звеньев привода, при которых соразмерность указанного момента в рабочем цикле будет максимальной или амплитуда изменения будет минимальной.

Заключение

Произведен силовой анализ взаимодействия ножей почвообрабатывающей фрезы с планетарной передачей и обрабатываемой почвенной среды. Рассмотрен вариант планетарного механизма с внешним зацеплением с тремя сателлитами, расположенными под углом 120° .

Получены аналитические выражения для динамических силовых факторов, действующих на фрезерный нож, которые позволяют определить главный вектор и главный момент сил сопротивления, приложенных к валу ротора, и закономерности их изменения. Выведены также выражения для определения энергетических показателей машины и установления кинематических и геометрических параметров фрезы, при которых они будут минимальными.

Литература

1. Бать М.И. и др. Теоретическая механика в примерах и задачах / М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзом. - М.: Наука, 1975. - Т. 1. - 664 с.
2. Бышов Н.В. и др. Современные технические средства для работы в садах // Научный журнал Куб. ГАУ. - 2017. - N 134.
3. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. - М., 2006. - Т. 2. - 719 с.
4. Монаенков К.А. и др. Совершенствование обработки почвы в приствольных полосах интенсивных садов // Технологии пищевой и перерабатывающей промышленности: научный журнал Мич. ГАУ. - 2017. - N 3.
5. Мостовский В.Б. Исследование процесса обработки приствольных полос в интенсивных садах вертикальными фрезами и обоснование типов и параметров их рабочих органов: автореф. дисс. к.т.н. - Кишинев, 1980. - 31с.
6. Панов И.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. - М., 1963. - 31 с.
7. Пархоменко Г.Г. Обработка почвы в рядах садов и виноградников. Процессы, устройства. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. - 148 с.
8. Тарвердян А.П. и др. Кинематическое исследование садовой почвообрабатывающей фрезы с планетарным приводом / А.П. Тарвердян, А.С. Григорян, А.В. Алтунян // Агронаука и технология: международный научный журнал НАУА. - 2022. - N 2. - С. 123-129. <https://doi.org/10.52276/25792822-2022.3-231>.
9. Чудак С.В. Исследование и разработка вертикальной фрезы для поверхностной обработки почвы в виноградниках: дисс. ... к.т.н., Кишинев. - 1973. - 149 с.
10. Tarverdyan A.P., Hayrapetyan H.H. Kinematic and dynamic Study of the rotary crusher transmission gear in the potato digger. Agriscience and technology, Armenian national agrarian university, Yerevan, 2019, N 4(68): pp. 22-25
11. Tarverdyan A.P., Sargsyan S.F., Altunyan A.V. Investigation results of kinematic and dynamic indicators of tiller with vertical rotation axis in orchards soil cultivation, Annals of Agrarian Science, Journal-Elsevier, VOL 15, N 2, 2017, - pp. 163-168. <https://doi.org/10.1016/j.aasci.2017.03.004>.

Պտղատու այգիների պլանետարային հաղորդակով հողամշակ ֆրեզի դինամիկական հետազոտություն

Ա.Պ. Թարվերդյան, Ա.Վ. Ալթունյան, Ա.Ս. Գրիգորյան

Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարան

Բանալի բառեր` հողամշակ ֆրեզ, պլանետարային շարժաբեր, դանակի հետագիծ, դիմադրության ուժեր, դիմադրության գլխավոր մոմենտ

Ամփոփագիր: Շարքի երկրորդ հոդվածում պլանետարային հաղորդակով հողամշակ մեխանիզմի կինեմատիկ հետազոտության արդյունքների հիման վրա կատարվել է ֆրեզի ուժային վերլուծություն: Ստացվել են ֆրեզի ատամնակիվների վրա առաջացող դիմադրության մոմենտի հաշվարկային արտահայտությունները և դիմադրության ընդհանուր մոմենտի մեծությունները՝ ռոտորային տարիչի համեմատությամբ:

Ստացված արտահայտությունները հնարավորություն են տալիս տեսական հաշվարկներով որոշել մեխանիզմի, ինչպես նաև ֆրեզի դանակների օպտիմալ կինեմատիկական ու երկրաչափական պարամետրերը, որոնց դեպքում դիմադրության ուժային գործոնները, այդ թվում՝ քարշային դիմադրության ուժը, կստանան աշխատանքի հետընթաց ռեժիմի հնարավոր նվազագույն արժեքներ:

Dynamic Study of Planetary Drive Mechanism in the Orchard Rotary Tiller

A.P. Tarverdyan, A.V. Altunyan, A.S. Grigoryan

Armenian National Agrarian University

Keywords: rotary tiller, planetary drive, knife trajectory, resistance force, main moment of resistance

Abstract. The second article of the series considers the issues of inter-row and near-trunk land cultivation in orchards. As a result of the study and analysis of the literature, a classification and comparative evaluation of the existing machines intended for the cultivation of the mentioned areas was implemented. Both the advantages and disadvantages of rotary tillers with horizontal and vertical rotation axis were indicated. It has been stated that from the prospect of agro-technological and technical requirements of the mentioned machines, rotary tillers with vertical axis are preferable, which, anyhow, need to be upgraded. Based on the above stated, it has been recommended to select planetary mechanism with external gear as a transmission mechanism for the rotary tiller, which will enable to provide high rotation numbers for the disc of the tillers' blade in case of relatively fewer rotation numbers of the rotor.

It is theoretically justified and experimentally confirmed that from the point of view of effective tillage and a sharp decrease in the traction resistance of the unit, the optimal number of satellite cutters is three, located at an angle of 120° to each other, and the number of knives is two, with a symmetrical arrangement.

The expressions derived in the result of dynamic research on the recommended mechanism, enable to identify the optimal geometric parameters for the installation of the tillers' disc knives, in case of which the resistance force factors of the cultivated medium, including the traction resistance force of the unit will assume the possible minimum values in conditions of the stated regime.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Комитета по науке МОНК РА в рамках научного проекта № 21APP-2D015.

Принята: 26.01.2023 г.
Рецензирована: 06.02.2023 г.