

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ПО ЗАДАННОЙ ТРАЕКТОРИИ

FORCE ANALYSIS OF THE MECHANISMS OF TILLAGE MACHINES WORKING ELEMENTS FOLLOWING A SPECIFIED PATH

Г.Г. ПАРХОМЕНКО¹, К.Т.Н.
С.Г. ПАРХОМЕНКО², К.Т.Н.

¹ Северо-Кавказский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской», Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

² Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, Зерноград, Россия, s-parkhom@mail.ru

G.G. PARKHOMENKO¹, PhD in Engineering
S.G. PARKHOMENKO², PhD in Engineering

¹ North-Caucasian scientific research Institute of mechanization and electrification of agriculture Federal state research institution of the «Agrarian Science Center «Donskoy», Zernograd, Russia Federation, parkhomenko.galya@yandex.ru

² Azov-Black sea engineering Institute of Don State Agrarian University, Zernograd, Russia Federation, s-parkhom@mail.ru

При обработке почвы в рядах многолетних насаждений рабочие органы должны перемещаться в поперечном направлении при обходе штамба. Траектория перемещения рабочих органов обусловлена требуемой защитной зоной. Необходимо соблюдать заданную траекторию перемещения рабочих органов при минимальных энергозатратах на осуществление технологического процесса обработки почвы. Перемещение рабочих органов осуществляется четырехзвенным механизмом, управляемым гидроприводом. Энергозатраты зависят от приложенного усилия, приложенного к ведущему звену механизма и сил сопротивления почвы, действующих на рабочие органы в виде распределенной нагрузки. Принудительное усилие пропорционально создаваемому давлению в гидроприводе. Энергозатраты можно уменьшить при использовании сил сопротивления почвы, действующих на рабочие органы. При определенном соотношении параметров механизма перемещения рабочие органы под действием сил сопротивления почвы стремятся в ряд многолетних насаждений и удерживаются в нем без использования гидропривода. Цель исследования: обоснование способа снижения энергозатрат на осуществление технологического процесса обработки почвы путем анализа механизмов перемещения рабочих органов. Исследованию подвергались механизмы: подъемного крана, трапецеидальный, параллелограммный и культиватора Н-7 фирмы «Холдер» с леворежущим, праворежущим и симметричным перемещением рабочих органов. Снижение энергозатрат возможно при перемещении трапецеидальным механизмом леворежущего или праворежущего, а также симметричного рабочих органов. Другие механизмы при этом характеризуются дополнительными затратами энергии. Основная часть энергии расходуется на отвод посредством гидропривода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат леворежущего или праворежущего, а также симметричного рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы трапецеидальным механизмом с соотношением звеньев 1:0,448:0,325:0,896:1,563.

Ключевые слова: почва, рабочий орган, штаб, шарнирный четырехзвенник, защитная зона, силовой анализ.

During the soil tillage in the rows of perennial plantations, the working elements have to move in the transverse direction while traversing of the bole. The specified path of the working elements movement is determined by the required protective zone. The specified path of the working elements movement at minimum energy costs for the technological process of soil tillage implementation should be observed. The working elements movement is carried out by a four-bar linkage, controlled by a hydraulic drive. Energy costs depend on forced effort, applied to the driving link of mechanism and soil resistance forces, acting on the working elements in the form of distributed load. The forced effort is proportional to the created pressure in the hydraulic drive. The energy costs can be reduced by using soil resistance forces acting on the working elements. Under a certain ratio of the movement mechanism parameters, the working elements under the action of soil resistance forces, tend to a row of perennial plantations and are retained in it without the usage of the hydraulic drive. The aim of the investigation is to justify a method of reducing the energy costs for the implementation of the technological process of soil tillage by analyzing the mechanisms of the working elements movement. The crane mechanisms, trapezoidal, parallelogram, cultivator H-7 of «Holder» company, movements of the left-handed, right-handed and symmetrical working elements were subjected to the research. A reduction in energy consumption is possible when moving the trapezoidal mechanism of the left-handed or right-handed, as well as the symmetrical working elements. Other mechanisms are characterized by additional energy costs as well. The main part of the energy is spent for retraction by means of hydraulic drive of working elements from a number of plantations. The retraction of the left-handed or right-handed, as well as of the symmetrical working elements in a row is carried out under the action of soil resistance forces by a trapezoidal mechanism with the ratio of the links 1:0,448:0,325:0,896:1,563.

Keywords: soil, working element, bole, four-bar linkage, protective zone, force analysis.

Введение

Выполнение различных технологических процессов при производстве с/х продукции сопряжено с соблюдением заданных траекторий движения рабочих органов. Так, при обработке почвы в рядах многолетних насаждений рабочие органы должны перемещаться при обходе штамба по заданной траектории, обусловленной требуемой защитной зоной [1]. Обход штамба осуществляется посредством перемещения рабочих органов из ряда в междурядье многолетних насаждений четырехзвенным механизмом [2–6], управляемым гидроприводом. Применение гидропривода рабочих органов на машинах в садоводстве благоприятно с точки зрения функционального размещения конструктивных элементов машин [7].

Наибольшая трудность заключается в соблюдении заданной траектории перемещения рабочих органов при минимальных энергозатратах на осуществление технологического процесса обработки почвы. Уменьшить энергозатраты можно за счет использования сил сопротивления почвы при перемещении рабочих органов. При этом гидропривод используется только для отвода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат рабочих органов в ряд насаждений осуществляется под действием сил сопротивления почвы при движении агрегата и не сопровождается повышением энергозатрат.

Цель исследования

Целью исследования является обоснование способа снижения энергозатрат на осуществление технологического процесса обработки почвы путем анализа механизмов перемещения рабочих органов.

Материалы и методы

Рассмотрим общий случай четырехзвенного механизма перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин (рис. 1).

На раме почвообрабатывающего агрегата расположены шарниры четырехзвенного механизма перемещения рабочих органов, функционирующего в горизонтальной плоскости. Гидроцилиндр, расположенный на раме, соединен с ведущим звеном AC (рис. 1).

Выберем оси координат таким образом, чтобы точка A совпадала с началом координат для агрегата в переносном движении. В начальный момент времени оси координат для механизма в относительном движении совпа-

дают с осями координат для агрегата в переносном движении.

Представим в аналитической форме конструктивные параметры механизма.

Размер AG определим из $\triangle AGB$:

$$AG = \sqrt{(AB \cos(\Psi_0 - 1,5\pi))^2 + (GB_0 - AB \sin(\Psi_0 - 1,5\pi))^2}, \quad (1)$$

где AG – расстояние от шарнира A до точки крепления гидроцилиндра на раме; Ψ_0 – начальное значение угла между осью X и звеном AB ; GB_0 – начальное расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндра.

Начальные значения соответствуют значениям при крайнем правом положении механизма (рабочие органы находятся в ряду насаждений).

Перемещение штока гидроцилиндра $X_{шт}$ определим по формулам:

$$\begin{cases} X_{шт} = -\delta_{отв} t, & \text{при } t \leq t_0; \\ X_{шт} = -\delta_{отв} t_0, & \text{при } t \leq t_{ко}; \\ X_{шт} = \delta_{вв} (t - t_{ко}) - \delta_{отв} t_0, & \text{при } t \leq t_{кв}, \end{cases} \quad (2)$$

где $\delta_{отв}$, $\delta_{вв}$ – масштабный коэффициент для входного сигнала (скорости штока гидроци-

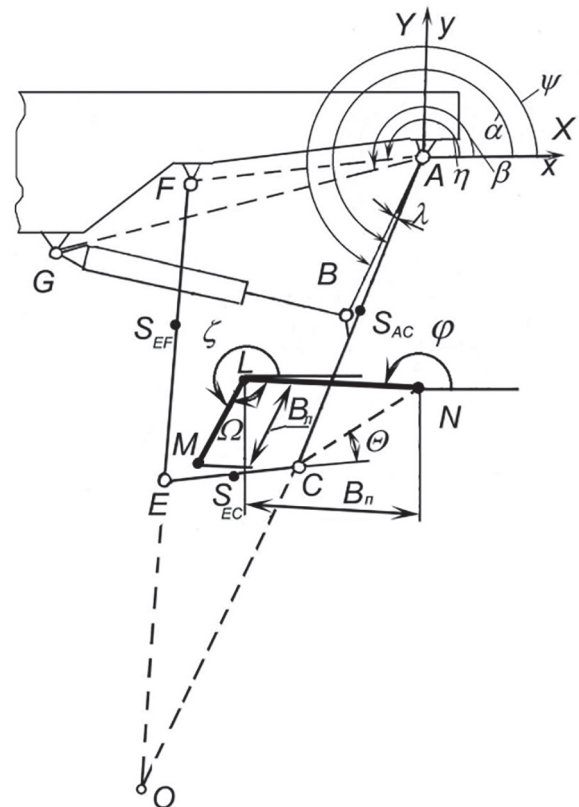


Рис. 1. Кинематическая схема механизма перемещения рабочих органов (общий случай)

линдра) при отводе и вводе рабочих органов; соответственно; $t, t_o, t_{ко}, t_{кв}$ – время текущее, отвода, окончания отвода, окончания ввода рабочих органов, соответственно, с.

Расстояние между шарнирами крепления гидроцилиндра:

$$GB = GB_0 + X_{шт}. \quad (3)$$

Углы:

$$\angle AGB = \arccos\left(\frac{GB^2 + AG^2 - AB^2}{2GB \cdot AG}\right); \quad (4)$$

$$\begin{cases} \angle GAB = \arcsin\left(GB \cdot \frac{\sin(\angle AGB)}{AB}\right), \\ \text{при } \frac{AG}{GB} \geq \cos(\angle AGB); \\ \angle GAB = \pi - \arcsin\left(GB \cdot \frac{\sin(\angle AGB)}{AB}\right), \\ \text{при } \frac{AG}{GB} < \cos(\angle AGB). \end{cases} \quad (5)$$

Из $\triangle AGB$ определим:

$$\eta = \pi + \arctg\left(\frac{AB \cdot \cos(\Psi_0 - 1,5 \cdot \pi)}{GB_0 - AB \cdot \sin(\Psi_0 - 1,5 \cdot \pi)}\right). \quad (6)$$

Угол между звеньями AB и AC :

$$\lambda = \alpha_0 - \Psi_0. \quad (7)$$

Угол поворота ведущего звена AC :

$$\alpha = \angle GAB + \eta + \lambda. \quad (8)$$

$$FC = \sqrt{AF^2 + AC^2 - 2 \cdot AF \cdot AC \cdot \cos(\alpha - \beta)}, \quad (9)$$

где β – угол наклона прямой, проходящей через шарниры AF к оси X .

Углы:

$$\angle FEC = \arccos\left(\frac{EF^2 + CE^2 - AF^2 - AC^2 + 2 \cdot AC \cdot AF \cdot \cos(\alpha - \beta)}{2 \cdot EF \cdot CE}\right); \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \angle ACE = \arcsin\left(\frac{EF \cdot \sin(\angle FEC)}{FC}\right) + \\ + \arcsin\left(\frac{AF \cdot \sin(\alpha - \beta)}{FC}\right); \end{aligned} \quad (11)$$

$$\angle AFE = \pi - \angle ACE - \alpha - \angle FEC. \quad (12)$$

Угол между осью X и рабочими органами:

– для правого лезвия:

$$\begin{aligned} \varphi = (\alpha - \pi + \angle AGE + \Theta) - \\ - (\alpha_0 - \pi + \angle ACE_0 + \Theta - \varphi_0), \end{aligned} \quad (13)$$

– для левого лезвия рабочего органа (LM на рис. 1):

$$\zeta = \varphi + (\pi - \Omega). \quad (14)$$

Для анализа механизма перемещения рабочих органов, пользуясь полученными выражениями (1) – (14), проведем силовой анализ.

На рабочие органы действуют силы сопротивления почвы в виде распределенной нагрузки. Заменим распределенную нагрузку сосредоточенной и полученную суммарную силу разложим на две составляющие – поперечную R_x и продольную R_y (рис. 2).

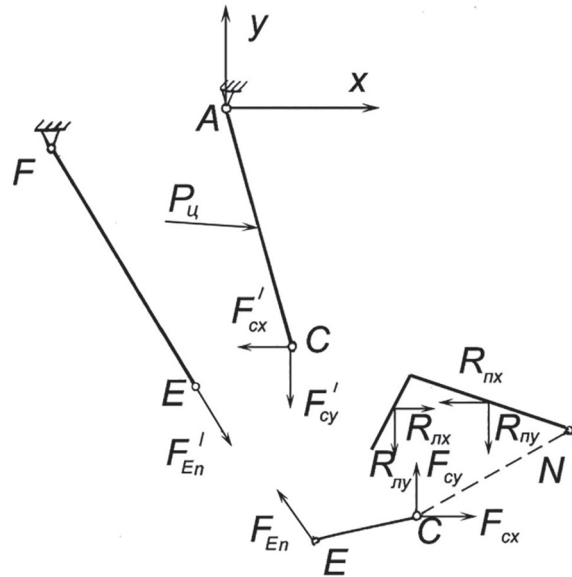


Рис. 2. Усилия в звеньях AC, CE, EF механизма перемещения рабочих органов

Момент от сил сопротивления почвы, действующий на рабочие органы, относительно точки C можно определить по формуле:

$$M_C = R_{nx} \cdot l_{nx} + R_{ny} \cdot l_{ny} + R_{lx} \cdot l_{lx} + R_{ly} \cdot l_{ly}, \quad (15)$$

где $l_{nx}, l_{ny}, l_{lx}, l_{ly}$ – координаты центра правого и левого лезвий рабочих органов.

Величины, входящие в формулу (15), определяются по нижеприведенным зависимостям (16)–(22).

Продольная составляющая от сил сопротивления почвы R_y представляет собой тяговое сопротивление рабочего органа и определяется по известной формуле:

$$R_y = B_x \cdot k_0 \cdot \left[1 + (v_a - v_0) \cdot \frac{\Delta_C}{100}\right],$$

где B_x – проекция ширины рабочего органа на ось X , м; k_0 – начальное значение удельного со-

противления рабочего органа, кН/м; v_a – скорость движения агрегата, км/ч; v_0 – начальное значение скорости движения агрегата, км/ч; Δ_c – темп нарастания удельного тягового сопротивления, %/(км/ч).

В статическом положении механизма ($v_a = \text{const}$):

– для правого лезвия:

$$R_{ny} = B_{nx} \cdot k_n, \quad (16)$$

– для левого лезвия:

$$R_{ly} = B_{lx} \cdot k_l. \quad (17)$$

Для правого лезвия:

$$\Delta k_n = \frac{B_{nx} - B_n}{B_n}, \quad k_n = k_0 \cdot (1 + \Delta k_n). \quad (18)$$

Для левого лезвия

$$\Delta k_l = \frac{B_{lx} - B_n}{B_l}, \quad k_l = k_0 \cdot (1 + \Delta k_l). \quad (19)$$

Поперечная составляющая от сил сопротивления почвы:

– для правого лезвия:

$$R_{nx} = R_{ny} \cdot \tan \varphi; \quad (20)$$

– для левого лезвия:

$$R_{lx} = -R_{ly} \cdot \tan \zeta. \quad (21)$$

Рассмотрим статическое равновесие звена CE и определим реакции в шарнире C (звена AC) F_{CX} и F_{CY} :

$$\begin{cases} F_{CX} = R_{nx} - R_{lx} + F_{En} \times \\ \times \cos(\pi - \angle FEC - \alpha - \angle ACE); \\ F_{CY} = R_{ny} + R_{ly} - F_{En} \times \\ \times \sin(\pi - \angle FEC - \alpha - \angle ACE), \end{cases} \quad (22)$$

где F_{En} – нормальная реакция в шарнире E (звена CE), кН.

$$\sum M_C = -F_{En} \cdot CE \cdot \sin \angle FEC + M_S = 0.$$

Момент относительно точки A от сил сопротивления почвы, приложенных к звену AC в точке C , равен:

$$M_C = M_{CX} + M_{CY}.$$

Здесь

$$\begin{cases} M_{CX} = F_{CX} \cdot AC \cdot \sin \alpha; \\ M_{CY} = F_{CY} \cdot AC \cdot \cos \alpha, \end{cases}$$

где M_{CX} , M_{CY} – моменты от проекций сил сопротивления почвы, приложенных к звену AC в точке C , относительно точки A .

Следует отметить, что для ввода и удержания рабочих органов в ряду насаждений под действием сил сопротивления почвы мгновенный центр вращения ведущего звена должен находиться сзади по ходу от звена CE и слева от линии действия равнодействующей от сил R сопротивления почвы на рабочий орган (рис. 3, а). В этом случае момент от равнодействующей относительно мгновенного центра вращения (точки O), направленный по часовой стрелке, вводит рабочие органы в ряд насаждений. Если мгновенный центр вращения расположен иначе (например, как показано на рис. 3, б), то рабочие органы не удерживаются в ряду насаждений, а выталкиваются из него под действием сил сопротивления почвы.

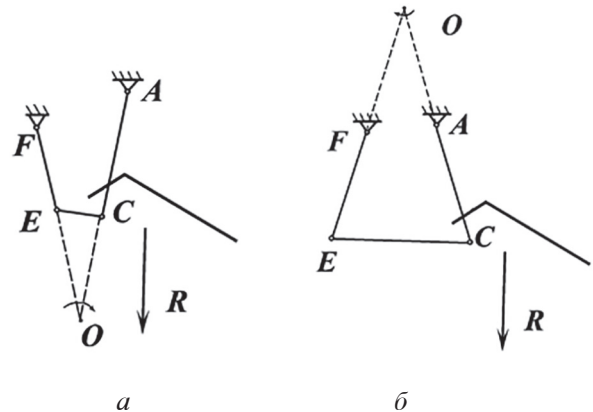


Рис. 3. Мгновенный центр вращения звена CE механизма перемещения рабочего органа

Определять значение и направление равнодействующей силы R сложно. Проще рассмотреть моменты от составляющих сил сопротивления почвы, действующие на рабочие органы в продольном и в поперечном направлении, т.е. по осям X , Y , как это сделано ранее.

Для заданного положения механизма координаты мгновенного центра вращения определяются следующим образом:

$$\angle AOF = \pi - ((\alpha - \beta) + \angle AFE). \quad (23)$$

По теореме синусов:

$$AO = AE \cdot \frac{\sin(\angle FEC)}{\sin(\angle AOF)}. \quad (24)$$

Координаты мгновенного центра вращения звена CE (точки O) относительно точки A :

$$\begin{cases} x_O = AO \cdot \cos \alpha; \\ y_O = AO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (25)$$

Координаты центра левого лезвия рабочего органа относительно мгновенного центра вращения:

$$\begin{cases} x_{Oл} = l_{лх} - CO \cdot \cos \alpha; \\ y_{Oл} = l_{лy} - CO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (26)$$

Здесь $CO = AO - AC$.

Координаты центра правого лезвия рабочего органа относительно мгновенного центра вращения:

$$\begin{cases} x_{Oп} = l_{пх} - CO \cdot \cos \alpha; \\ y_{Oп} = l_{пy} - CO \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (27)$$

Суммарный момент относительно мгновенного центра вращения определим с помощью полученных зависимостей (23)–(27):

$$M_O = R_{ул} \cdot x_{Oл} + R_{хл} \cdot y_{Oл} + R_{уп} \cdot x_{Oп} + R_{хп} \cdot y_{Oп}. \quad (28)$$

Момент M_O уравновешивается моментом M_{yp} :

$$M_{yp} = M_C \cdot \frac{CO}{AC}. \quad (29)$$

Результаты исследования и их обсуждение

Для различных механизмов, соотношения параметров которых представляют определенную закономерность (рис. 4, табл. 1), по полученным зависимостям произведен расчет сил сопротивления почвы, действующих на леворежущий, праворежущий и симметричный рабочие органы.

Силы сопротивления почвы, действующие на рабочие органы, создают момент, который может иметь как положительное, так и отрицательное значение.

При положительном значении момента от сил сопротивления почвы M_C рабочие органы стремятся переместиться в ряд многолетних насаждений и удерживаются в ряду. Данное свойство механизма позволяет сократить затраты энергии, т.к. при этом не требуется повышения давления в гидроприводе для принудительного ввода рабочих органов и удержания в ряду насаждений. Это наблюдается при использовании леворежущего рабочего органа (табл. 2).

При использовании праворежущего рабочего органа указанный момент имеет отрицательное значение для I, III, IV механизмов, т.е. при этом рабочие органы не удерживаются в ряду в рабочем положении, а выталкиваются

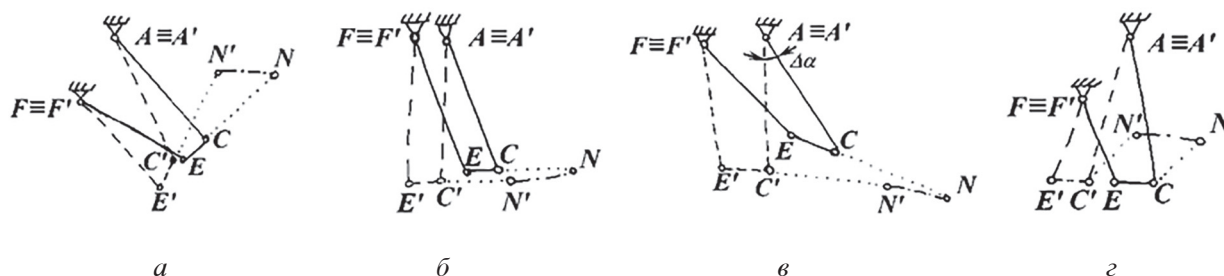


Рис. 4. Схемы механизмов:

a – подъемного крана (I) [8]; $б$ – трапецидальный (II); $в$ – параллелограммный (III); $г$ – культиватора Н-7 фирмы «Холдер» (IV)

Таблица 1

Параметры звеньев механизмов перемещения рабочих органов

Параметры	Механизм I	Механизм II	Механизм III	Механизм IV
AC , м	0,89	0,48	0,48	0,71
AF , м	0,48	0,215	0,11	0,39
CE , м	0,20	0,165	0,11	0,19
EF , м	0,75	0,43	0,48	0,41
CN , м	0,62	0,75	0,37	0,30
AG , м	0,703	0,621	0,621	0,293
AB , м	0,24	0,24	0,24	0,65

Таблица 2

Изменение момента от сил сопротивления почвы, действующего на рабочие органы (M_c , кН·м) в зависимости от угла поворота ведущего звена (α , град)

Наименование механизма и рабочего органа		250°	260°	270°	280°	290°	300°	310°
механизм подъемного крана (I)	леворежущий	–	–	–	–	–	0,7	0,2
	праворежущий	–	–	–	–	–	–1,7	–2,1
	симметричный	–	–	–	–	–	–0,3	–0,7
трапецидальный механизм (II)	леворежущий	0,7	0,7	0,6	0,5	0,4	–	–
	праворежущий	0,4	0,3	0,1	0	0,3	–	–
	симметричный	0,6	0,5	0,4	0,3	0,6	–	–
параллелограммный механизм (III)	леворежущий	0,7	0,5	0,4	0,3	0,1	–	–
	праворежущий	–0,1	–0,3	–0,4	–0,5	–0,7	–	–
	симметричный	0,3	0,2	0	–0,2	–0,3	–	–
механизм культиватора Н-7 фирмы «Холдер» (IV)	леворежущий	–	0,8	0,6	0,2	–	–	–
	праворежущий	–	–0,1	–0,6	–1,2	–	–	–
	симметричный	–	0,3	0	0,4	–	–	–

ся из него под действием сил сопротивления почвы. Это приводит к периодическим включениям гидропривода для возврата рабочих органов в заданное положение. В поршневой полости гидроцилиндра создается избыточное давление, затраты энергии возрастают. Механизм II создает положительный момент от сил сопротивления почвы, действующий и на праворежущий рабочий орган (табл. 2).

Наряду с этим, механизм II способен удерживать симметричные рабочие органы в ряду насаждений, другие механизмы при этом характеризуются дополнительными затратами энергии (табл. 2). Следовательно, механизм II можно использовать со всеми вышеуказанными исполнениями рабочего органа.

Отрицательный (направленный по часовой стрелке) момент M_o (28) от сил сопротивления почвы, действующий на рабочие органы, приложенный к звену CE относительно его мгновенного центра вращения, вводит рабочий орган в ряд насаждений, положительный (направленный против часовой стрелки) – отводит.

Момент M_o (рис. 5) имеет отрицательные значения во всем диапазоне перемещений механизма II с праворежущим рабочим органом. Мгновенный центр вращения наиболее удален от равнодействующей сил сопротивления почвы R в крайнем левом положении (когда рабочий орган находится в междурядье) и постепенно приближается к ней с перемещением рабочего органа в сторону ряда.

Если принять за нулевое положение мгновенного центра вращения случай, когда механизм находится в ряду насаждений, то мгно-

венный центр вращения удаляется от нулевого положения на всем протяжении отвода рабочих органов. Следовательно, момент от сил сопротивления почвы относительно мгновенного центра вращения не меняет знак. При этом, если мгновенный центр вращения находится слева от силы R и сзади от звена CE , то ввод рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы.

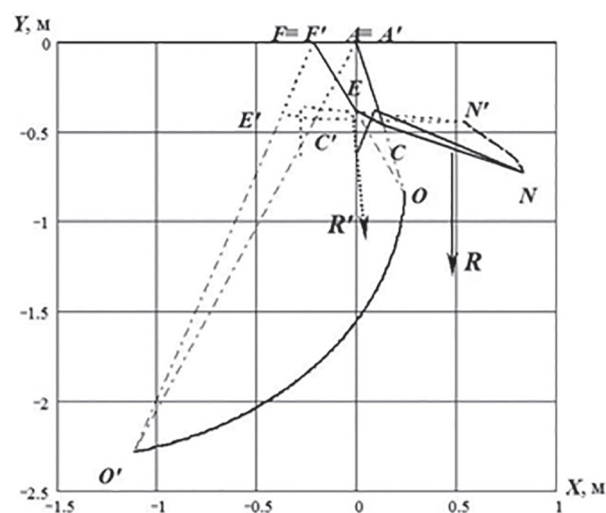


Рис. 5. Траектории перемещения мгновенного центра вращения звена CE трапецидального механизма перемещения рабочего органа (II)

Полученные результаты сравним с результатами, полученными ранее при силовом анализе механизмов.

Изобразив зависимость (29) графически (рис. 6), видим, что $M_o = -M_{yp}$, т.е. полученные двумя способами результаты одинаковы и расчеты выполнены верно.

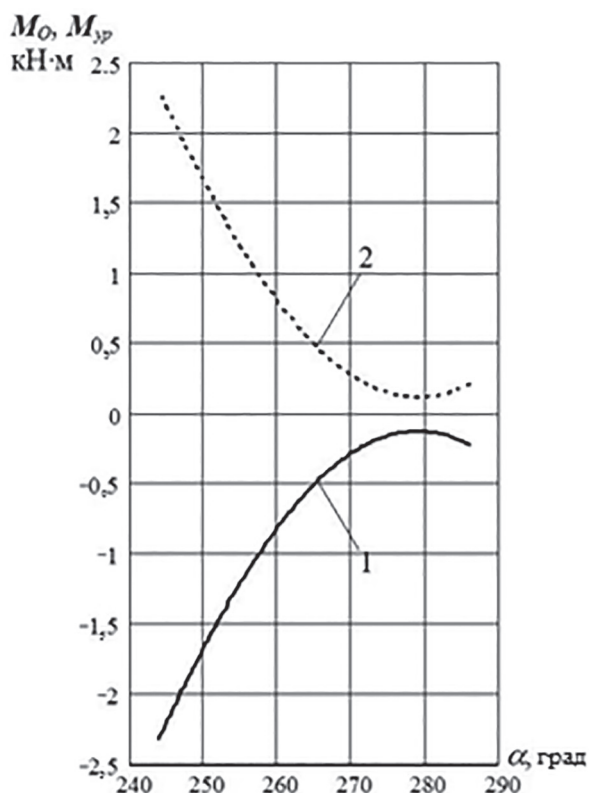


Рис. 6. Момент от сил сопротивления почвы относительно мгновенного центра вращения звена CE ($1 - M_o$) и уравновешивающий момент ($2 - M_y$)

Заключение

Таким образом, энергозатраты на осуществление технологического процесса обработки почвы в рядах многолетних насаждений можно уменьшить за счет использования сил сопротивления почвы. Энергия расходуется только на отвод посредством гидропривода рабочих органов из ряда насаждений. Возврат леворежущего или праворежущего, а также симметричного рабочих органов в ряд осуществляется под действием сил сопротивления почвы трапецидальным механизмом с соотношением звеньев $AC:AF:CE:EF:CN$, равным $1;0,448;0,325;0,896;1,563$ [9, 10].

Литература

1. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
2. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Моделирование следящих систем почвообрабатывающих агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 1. С. 22–31.

3. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Повышение эксплуатационной надежности САР почвообрабатывающих машин // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 87–91.
4. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Теоретическое исследование механизмов перемещения рабочих органов для обработки почвы // Интеллектуальные машинные технологии и техника для реализации Государственной программы развития сельского хозяйства: сб. науч. докладов Междунар. научно-технич. конф. ФГБНУ ВИМ, 2015. С. 210–214.
5. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Параметрическая оптимизация комбинированной следяще-силовой системы автоматического регулирования пахотного агрегата // Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства: сборник научных докладов Междунар. научно-практ. конф. Тамбов, 2015. С. 18–22.
6. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Совершенствование следящих систем почвообрабатывающих машин // Инженерия природокористування. 2017. № 2. С. 56–62.
7. Fekete G. A kertészeti betakarító gépek hidrosztatikus munkaszerv – hajtósai // Jbirmvek, mezugazd, gépék. 1980. 27. № 2. pp. 49–51.
8. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Т. 1. М.: Наука, 1970. 537 с.
9. Пархоменко Г.Г. Совершенствование технологического процесса обработки почвы в рядах многолетних насаждений: дис. ... канд. техн. наук. зерноград, 2000. 156 с.
10. Пархоменко Г.Г. Устройство для обработки почвы в рядах многолетних насаждений // Тракторы и сельхозмашины. 2007. № 6. С. 11–13.

References

1. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in the plant growing. Khranenie i pererabotka zerna. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).
2. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Modeling of tracking systems of tillage units. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 1, pp. 22–31 (in Russ.).
3. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Increasing the operational durability of the automatic control systems of tillage machines. Trudy GOSNITI. 2016. Vol. 122, pp. 87–91 (in Russ.).
4. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Theoretical investigation of the mechanisms of working

- elements movement for tillage. Intellektual'nye mashinnye tekhnologii i tekhnika dlya realizatsii Gosudarstvennoy programmy razvitiya sel'skogo khozyaystva: Sb. nauch. dokladov Mezhdunar. nauchno-tekhnich. konf. FGBNU VIM [Intellectual machine technologies and technology for the implementation of the State program for the development of agriculture: Collection of scientific reports of the International scientific-technical conference Federal State Budget Scientific Institution «Federal Scientific Agroengineering Center VIM»], 2015, pp. 210–214 (in Russ.).
5. Parkhomenko S.G., Parkhomenko G.G. Parametric optimization of the combined tracking and power system of automatic regulation of tillable unit. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya resursov pri proizvodstve sel'skokhozyaystvennoy produktsii – novye tekhnologii i tekhnika novogo pokoleniya dlya rasteniyevodstva i zhivotnovodstva: sbornik nauchnykh dokladov Mezhdunar. nauchno-prakt. konf. [Increasing the efficiency of resource usage in the production of agricultural products – new technologies and machinery of a new generation for plant growing and livestock farming: Collection of scientific reports of the International scientific-practical conference] Tambov, 2015, pp. 18–22 (in Russ.).
 6. Parkhomenko G.G., Parkhomenko S.G. Improvement of tracking systems of the tillage machines. Inzheneriya prirodokoristuvannya. 2017. No 2, pp. 56–62 (in Russ.).
 7. Fekete G. A kertészeti betakarító gépek hidrosztatikus munkaszerv – hajtószai. Jérmévek, mezőgazd., gépek. 1980. 27. No 2, pp. 49–51.
 8. Artobolevskiy I.I. Mekhanizmy v sovremennoy tekhnike. Vol. 1. [Mechanisms in modern machinery]. Moscow: Nauka Publ., 1970. 537 p.
 9. Parkhomenko G.G. Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa obrabotki pochvy v ryadakh mnogoletnikh nasazhdeniy: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the technological process of the tillage in the ranks of perennial plantations: dissertation for a degree of the candidate of technical sciences]. Zernograd, 2000. 156 p.
 10. Parkhomenko G.G. Device for tillage in the rows of perennial plantations. Traktory i sel'khoz mashiny. 2007. No 6, pp. 11–13 (in Russ.).