

CENTRAL ASIAN JOURNAL OF THEORETICAL AND APPLIED SCIENCES

Volume: 03 Issue: 03 | Mar 2022 ISSN: 2660-5317

Исследования Поворотной Лапы Для Обработки Почвы В Рядах Многолетних Насаждений

Мусурмонов Аззам Турдиевич

Научно-исследовательский институт садоводства, виноградарства и виноделия имени академика
М. Мирзаева, заведующий отделом механизации и виноградарства, д.т.н.
azzam61@mail.ru

Очилдиев Ўткир Олланазарович

Научно-исследовательский институт садоводства, виноградарства и виноделия имени академика
М. Мирзаева, заведующий отделом виноградарства и микровино к.х.ф.ф.д. старший научный
сотрудник
Otkirochildiev@gmail.1979

Утаганов Хусан Байматович

Научно-исследовательский институт садоводства, виноградарства и виноделия имени академика
М. Мирзаева, младший научный сотрудник
buviti@mail.ru

Суннатов Фарух Ахтам угли

магистр, Самаркандский филиал, Ташкентского Государственного аграрного университета
samaguni@mail.ru

Received 26th Jan 2022, Accepted 18th Feb 2022, Online 22nd Mar 2022

Аннотация: В статье с помощью анализа динамики, изучены устойчивости привода и определены параметры системы, соответствующие появлению автоколебательных режимов движения гидромеханического привода, по частоте и амплитуде автоколебаний, получено выражение момента привода односторонней поворотной лапы и построенные обобщенные нагрузочные характеристики позволили определять моменты привода для разных размеров длины лезвия L и режимов движения $(\varphi_{\text{л}}, \dot{\varphi}_{\text{л}}, V)$ рабочего органа.

Ключевые слова: Виноград, кинематика, лапа, скорость, поворотная, привод, гидромеханика, динамика, штамп, ряд.

Анализ состояния вопроса показал, что наиболее эффективным является способ для обработки междовольных полос интенсивных садов с помощью рабочего органа пассивного типа в виде плоскорезного ножа, с управлением гидроследящей системы [1,2,3].

Решающим фактором выбора оптимальной схемы устройства является качество выполнения технологического процесса – полнота подрезания сорной растительности в околоштамбовой зоне и степень повреждения коры штамба дерева.

Указанная задача решается тем, что в устройстве для межствольной обработки почвы, включающим поворотную лапу 2 с гидромеханическим приводом, гидроцилиндр 4, гидрораспределитель 6, управление от щупа 7, посредством рычажно-шарнирных систем, причем щуп жестко связан с шайбой, установленной в корпусе гидрораспределителя, а золотник посредством пальца жестко связан со стойкой поворотной лапы, к стойке поворотной лапы жестко соединен одним концом рычага 5, а другим концом шарнирно соединен со штоком гидроцилиндра 4, причем в верхней крышке гидрораспределителя 6 выполнены два дугообразных паза, в шайбе два дугообразных отверстия, сдвинутых по фазе относительно пазов на 90^0 , а золотник имеет две кольцевые проточки и две сегментные прорези [4] (рис.1).

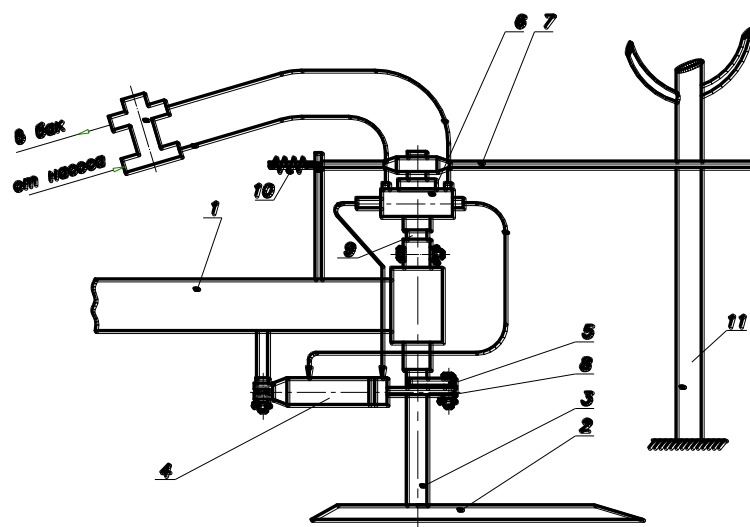


Рис.1 Приспособ ление для обработки почвы межствольных полос в садах.

1-рама; 2-рабочий орган; 3-стойка; 4-гидроцилиндр; 5-рычаг; 6- гидрораспределитель; 7-щуп; 8- шток;

9-золотник; 10-пружина; 11-штамбдерева.

Fig. 1 Device for soil intertrunk bands in the gardens.

1-frame, 2-working body, 3-rack, 4-hidrocylinde, 5-arm, 6 - control lever, 7-probe, 8-rod, 9-valve, 10-spring, 11- tree trunk.

При встрече со штамбом дерева 11 рабочий орган 2 или связанный с ним рычаг-щуп 7 во избежание повреждения корневой системы деревьев должен выйти из ряда, обойти штамп, и вновь вернуться в исходное состояние.

Действующие агротехнические требования к обработке почвы в садах с учетом почвенно-климатических условий, породы, сорта, возраста растений, схем их посадки, способа формирования крон и других факторов, обусловили специфические требования к гидроавтоматическим системам управления.

Гидромеханическое устройство для межштамбовой обработки почвы в многолетних насаждениях представляет собой позиционную следящую систему, объектом управления которой являются поворотная плоскоорежущая лапа.

Уравнение движения поворотной лапы с учетом движущего момента со стороны привода и момента сил технологического сопротивления может быть записано [5,6]:

$$J_{\text{л}} \ddot{\varphi}_{\text{л}} = M_{\text{дв}} - M_{\text{сопр}}, \quad (1)$$

где $J_{\text{л}}$ - момент инерции лапы относительно оси ее поворота;

$\ddot{\varphi}_{\text{л}}$ - угловое ускорение лапы;

$M_{\text{дв}}$ - момент движущих сил привода;

$M_{\text{сопр}}$ -момент сил технологического сопротивления деформации почвы.

Энергетический расчет исполнительного механизма определяется, главным образом, энергоемкостью технологического процесса, а рабочий момент лапы является одной из основных характеристик автоматической системы. Важность этой характеристики возрастает еще и в связи с ограниченной мощностью источника гидравлической энергии для питания исполнительных механизмов в условиях тракторного агрегата.

Следовательно, при составлении выражений для моментов необходимо исходить из удельных сопротивлений на единицу захвата рабочего лезвия, как это принято в работе [7,8,9].

Из схемы на рис.2 выразим элементарный момент сопротивления деформации почвы:

$$dM_{\text{сопр}} = q \cdot l \cdot \cos^2 \beta \cdot dl. \quad (2)$$

Здесь:

q - удельное сопротивление на единицу захвата лезвия лапы по направлению абсолютной скорости его перемещения;

$dl \cdot \cos \beta$ - захват элементарной части лезвия;

$l \cdot \cos \beta$ - плечо элементарной силы сопротивления.

Удельное сопротивление должно учитывать скоростной режим деформации почвы со стороны элементов лезвия [9]:

$$q = q_0 + \gamma \left(\frac{V \sin \varphi_{\text{л}} + \dot{\varphi}_{\text{л}} l}{\cos \beta} \right)^2, \quad (3)$$

где q_0 - “статическое” удельное сопротивление;

γ - скоростной коэффициент;

$\frac{\varphi_{\text{л}} + \dot{\varphi}_{\text{л}} l}{\cos \beta}$ - абсолютная скорость элемента лапы.

Как было указано выше, при отводе лапы имеет место не только резание, но и смятие почвы тыльной стороной элементов лапы, удаленных от оси ее вращения. Граница раздела этих двух процессов по длине лезвия отстоит от оси поворота лапы на величину радиуса $l_{\text{ср}} = O_{\text{л}} l$ (рис. 2)

$$= - \frac{V \cdot \sin \varphi_{\text{л}}}{\cos \beta}, \quad (4)$$

где $\dot{\varphi}_{\text{л}}^{\text{от}} < 0$ и $l_{\text{ср}} < L$

В данном случае интегрирование выражения (2) нужно проводить по двум участкам: $O_дl$ (резание) и $lr_д$ (смятие), каждому из которых соответствует свои значения удельных сопротивлений.

Для общепринятых размерных и конструктивных параметров поворотных лап и условий обработки почвы принимают следующие соотношения между параметрами резания и смятия [7,8]:

$$q = \frac{q_{см}}{\gamma} = q_0 \quad (5)$$

$$\gamma = \gamma_{см} = \gamma$$

Поскольку силы сопротивления резанию и смятию образуют относительно оси поворота лапы моменты противоположного знака, то в общем случае результирующий момент от технологического сопротивления выражается:

$$M_{сomp} = M_{рез} - M_{см} \quad (6)$$

и в интегральной форме представляется:

$$M_{сomp} = \int_0^L \left[q_0 + \gamma \left(\frac{V \sin \varphi_{дл} + \dot{\varphi}_{дл} l}{\gamma} \right) \right] l \cos^2 \beta dl - \int_0^L \left[2q_0 + \gamma \left(\frac{V \sin \varphi_{дл} + \dot{\varphi}_{дл} l}{\gamma} \right) \right] l \cos^2 \beta dl = \\ = q_0 \int_0^L l \cos^2 \beta dl - 2q_0 \int_0^L l \cos^2 \beta dl + \gamma \int_0^L (V \sin \varphi_{дл} + \dot{\varphi}_{дл} l)^2 dl - \int_0^L (V \sin \varphi_{дл} + \dot{\varphi}_{дл} l)^2 dl \quad (7)$$

Таким образом, полученное выражение учитывает нелинейное (скачкообразное) изменение значения удельного сопротивления на границе раздела режимов деформации почвы.

При $l \geq L$ то есть, при $l \geq -\frac{V \sin \varphi_{дл}}{\dot{\varphi}_{дл}}$ первый и третий интегралы последнего выражения берутся в пределах от 0 до L, а второе и четвертое слагаемые следует считать равными нулю, так как в этом случае нет смятия почвы.

Для характерных режимов движения и параметров поворотных лап учет скоростного члена сопротивления деформации почвы не оказывает существенного влияния на закономерности изменения рабочего момента в зависимости от режимов работы и параметров лапы. Это можно объяснить тем, что в процессе сложного движения поворотной лапы диапазон абсолютных скоростей точек ее рабочего лезвия сокращается из-за наличия постоянной составляющей V переносного движения. Исследования, проведенные по определению влияния скорости резания на тяговое сопротивление рабочих органов (лап) показывают, что изменение скорости резания с 0,8 до 2,4 м/сек (характерный диапазон скоростей для точек поворотной лапы) приводит к увеличению тягового сопротивления до 20%. Однако применительно к поворотной лапе учет скоростного члена удельного сопротивления приводит не к пропорциональному, а к значительно меньшему возрастанию момента ее управления, принимая во внимание операцию интегрирования (7) и распределение в большом диапазоне величин скоростей по длине лезвия. Поэтому в дальнейшем с целью исключения громоздких выражений, будем рассматривать только основные составляющие моментов резания и смятия и полагать $q = q_0$. Если же говорить о влиянии скоростного режима управления поворотной лапой на величину рабочего момента, то оно учитывается в выражении (7) значением множителя $\cos^2 \beta$.

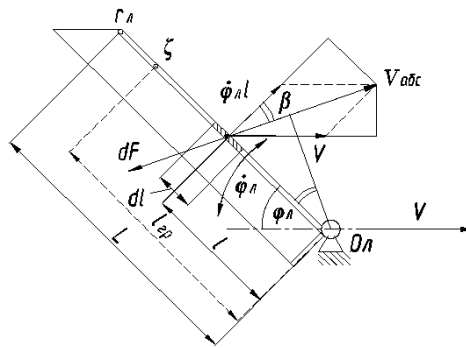


Рис. 2. Расчетная схема для определения момента сопротивления привода лапы

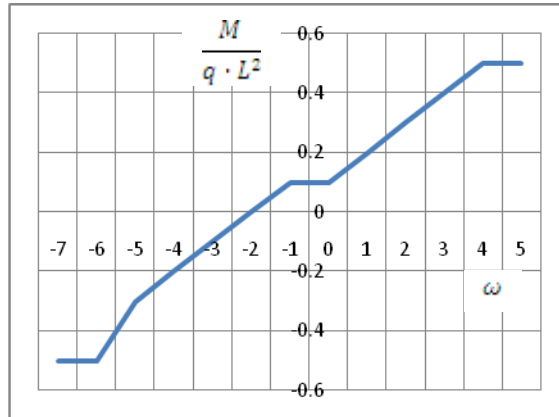


Рис. 3. Обобщенная нагрузочная характеристика управления поворотной лапой.

После преобразования значения $\cos\beta$ неопределенный интеграл для первых двух составляющих выражения (7) может быть найден [6] в виде:

$$\cos^2\beta dl = \int l \left| 1 - \frac{\cos^2\varphi_n}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} \right| dl = \frac{l^2}{2} - \frac{\cos^2\varphi_n}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} \times$$

$$\times \left(l^2 + 2\frac{V}{\omega} l \sin\varphi_n + \frac{V^2}{\omega^2} \right) - \operatorname{tg}\varphi_n \cdot \arctg \frac{\omega + \sin\varphi_n}{\cos\varphi_n} \Big| + C \quad (8)$$

Переходя к пределам и осуществляя дополнительные преобразования, получим выражения моментов, по которым можно производить вычисления в двух основных случаях:

а) $\geq L$

$$M_{nv} = \frac{qL^2}{2} \times$$

$$\times \left\{ \frac{\cos^2\varphi_n}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} \left[l_n(\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1) + 2 \left(\varphi_n + \arctg \frac{\omega + \sin\varphi_n}{\cos\varphi_n} \right) \operatorname{tg}\varphi_n \right] \right\} \quad ; (9)$$

б) $< L$

$$M_{nv} = qL^2 \times \left\{ \frac{\sin^2\varphi_n}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} - 1 + \frac{\cos^2\varphi_n}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} \left[l_n \frac{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1}{\omega^2 + 2\omega\sin\varphi_n + 1} - \left(\varphi_n + 2\arctg \frac{\omega + \sin\varphi_n}{\cos\varphi_n} \right) \operatorname{tg}\varphi_n \right] \right\} \quad , (10)$$

где $\varphi_n = \frac{\varphi_n L}{V}$.

Полученные выражения отражают, прежде всего, функциональную зависимость рабочего момента от длины лезвия, угла его расположения и режима движения лапы в почве:

$$M_{comp} = M(q, L, \varphi_n, \dot{\varphi}_n, V). \quad (7)$$

Абсолютное значение момента сопротивления находится в прямой зависимости от q . Поскольку

почвенные условия меняются случайным образом и с большим диапазоном удельных сопротивлений, то абсолютные значения рабочих моментов интересны в основном лишь для выбора параметров привода в расчете по наиболее напряженному режиму и условиям работы.

Область действия того и другого выражения моментов удобнее разграничивать не значением условной величины l_{cp} , а параметром движения $\omega_{крит} = -\sin\varphi_{л}$, характеризующим переход от чистого резания к комбинированной деформации почвы с резанием и смятием.

Важным обстоятельством с позиции работы привода является мощный режим управления поворотной лапой, первый и третий квадранты обобщенной нагрузочной характеристики соответствуют активному вводу и отводу лапы с положительными затратами мощности привода. Режимы второго квадранта характеризуют отвод лапы под действием реакции почвы с притормаживанием со стороны привода; в данном случае его мощность отрицательна.

Для определения нагрузки управления лапы с конкретной длиной лезвия L (м) на определенном режиме работы φ , V (рад., рад/сек, м/сек) необходимо вычислить параметр $\frac{\varphi \cdot L}{r}$ по этому аргументу найти для соответствующего угла условную нагрузку и пересчитать ее на момент управления M (Н/м) в зависимости от размера лезвия и удельного сопротивления q (Н/м).

Представленные временные параметры, полученные на основе нагрузочных характеристик, наглядно показывают, как протекает рабочий процесс управления поворотной лапой в характерных случаях эксплуатации при соблюдении закона слежения в системе.

Заметим, что в частном случае при свободном движении лапы в почве, то есть без приложения внешних моментов привода, значение момента сопротивления тоже должно быть нулевым. При этом на нагрузочной характеристике фазовым состояниям лапы соответствуют точки на оси абсцисс, с течением времени стремящиеся слева к началу координат.

Следует отметить, что нагрузочные характеристики могут быть использованы как в энергетическом расчете гидропривода поворотных лап, так и для анализа статики и динамики следящих гидроприводов при работе под технологической нагрузкой.

Список использованной литературы

1. Мусурмонов А.Т. и др. Механико-технологические основы обработки почвы в междурядьях и рядах садов / Монография. –Ташкент: «Ilmiy- texnikaaxboroti-press». 2017.– 116 с.
2. www.grupponardi.it.
3. www.italiafarmmachinery.com
4. Патент РУЗ № IAP 04654 «Устройство для межкустовой обработки почвы». Мусурмонов А.Т., Ниёзов Т.Б. // Официальный выпуск. -2013 - №3.
5. Батяев Е. Ф. Теоретическая механика: Электронная учебно-методическая разработка / Новосиб. гос. ун-т. Новосибирск, 2013. 466 с.
6. Выгодский Н.Я. Справочник по математике [Текст] / - М.: Наука, 2006.-460 с.
7. Панов И.М., Ветохин В.И. Физические основы механики почв / И.М. Панов, В.И.Ветохин. - К.:Феникс, 2008, - 266с.: илл.
8. Князев А.А. Основы теории и технологического расчета почвообрабатывающих орудий. – Куйбышев.; 1988. - 105 с.
9. Горячкин В.П. Сборник соч. В 3-х томах. Изд. 2-е. Под. ред. Н.Д. Лучинского. Т. 1. - М.: Колос, 1968. – с.455.