

РЫХЛИТЕЛЬ ПОЧВЕННОЙ КОРКИ**И. В. Голубев, В. Б. Федченко**

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газеты «Красноярский рабочий», 31
E-mail: fedchenkovb@sibsau.ru

В данной статье приведены кинематика и динамика зуба устройства для разрушения в весенний период почвенной корки на посевных грядках (лентах) сеянцев первого года посева.

На посевных грядках образуется плотная воздухо непроницаемая почвенная корка, препятствующая поступлению кислорода к корневой системе сеянцев первого года хвойных саженцев. Существующие устройства при рыхлении сдвигают обломки корки вместе со слабыми корешками сеянцев, особенно сосны сибирской кедровой, что приводит к повреждению сеянцев и падению урожайности посадочного материала.

Предложена схема и конструкция орудия для рыхления почвенной корки без повреждения корневой системы сеянцев.

Рыхлитель представляет собой навесное устройство, состоящее из коленчатого вала, на кривошипах которого шарнирно установлены зубья рыхлителя почвенной корки. Передаточное отношение привода коленчатого вала от опорного колеса подбирают из условия обеспечения равенства поступательной скорости шасси и переносного поступательного движения центров кривошипов. Глубину рыхления можно регулировать.

С помощью способа Чебышева выполнены теоретические обоснования кинематики и динамики зуба рыхлителя.

Выполнен расчет скорости оси кривошипа и построен план скоростей и план ускорений. При расчетах учитывался момент трения и масса зуба. Если по конструктивным соображениям реальная масса будет отличаться от расчетной, то на оси зуба необходимо установить компенсационный съемный груз.

На основании изложенного можно сделать вывод о целесообразности создания прототипа конструкции рассмотренного орудия для рыхления почвенной корки без смещения корневой системы сеянцев относительно почвенного горизонта.

Ключевые слова: рыхлитель, зуб, кинематика, динамика.

Conifers of the boreal area. 2024, Vol. XLII, No. 5, P. 49–55

RIPPER OF THE SOIL CRUST**I. V. Golubev, V. B. Fedchenko**

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology
31, Krasnoyarskii rabochii prospekt, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation
E-mail: fedchenkovb@sibsau.ru

This article presents the kinematics and dynamics of the tooth of the device for the destruction of the soil crust in the spring period on the seed beds (ribbons) of seedlings of the first year of sowing.

A dense airtight soil crust is formed on the seed beds, which prevents oxygen from reaching the root system of seedlings of the first year of coniferous seedlings. Existing devices, when loosening, shift the fragments of the crust together with the weak roots of seedlings, especially Siberian cedar pine, which leads to damage of seedlings and a drop in the yield of planting material.

The scheme and design of the tool for loosening the soil crust without damaging the root system of seedlings are proposed.

The ripper is a hinged device consisting of a crankshaft, on the cranks of which the teeth of the soil crust ripper are pivotally mounted. The gear ratio of the crankshaft drive from the support wheel is selected from the condition of ensuring equality of the translational speed of the chassis and the portable translational movement of the crank centers. The loosening depth can be adjusted.

Using the Chebyshev method, theoretical substantiations of the kinematics and dynamics of the ripper tooth were performed.

The speed of the crank axis is calculated and a velocity plan and an acceleration plan are constructed. The calculations took into account the moment of friction and the mass of the tooth. If, for design reasons, the actual weight differs from the calculated one, then a compensatory removable load must be installed on the tooth axis.

Based on the above, it can be concluded that it is advisable to create a prototype design of the considered tool for loosening the soil crust without shifting the root system of seedlings relative to the soil horizon.

Keywords: *ripper, tooth, kinematics, dynamics.*

После таяния снегов на посевных грядках образуется плотная воздухонепроницаемая почвенная корка, препятствующая поступлению кислорода, особенно к корневой системе сеянцев первого года.

Существующие устройства при рыхлении сдвигают обломки корки вместе со слабыми корешками сеянцев, особенно сосны сибирской кедровой. В результате в дальнейшем резко падает урожайность.

Рыхлению почвенной корки без повреждения неокрепшей корневой системы сеянцев предназначена предлагаемая конструкция орудия.

Рыхлитель представляет собой (рис. 1) навесное устройство, состоящее из коленчатого вала 5, на кривошипах 6 которого шарнирно установлены зубья 7 рыхлителя почвенной корки. Коленчатый вал 5 вращается в подшипниках 4 рамы 2 рыхлителя, соединенной с рамой 1 самоходного шасси двумя шарнирами. Гидроцилиндр 3 служит для подъема и опускания рамы рыхлителя. Передаточное отношение привода 8 коленчатого вала 5 от опорного колеса 9 подбирают из условия обеспечения равенства поступательной скорости шасси и переносного поступательного движения центров кривошипов. Глубина рыхления может быть установлена с помощью регулирующего механизма на кронштейне опорного колеса 9 или ограничителем хода штока гидроцилиндра.

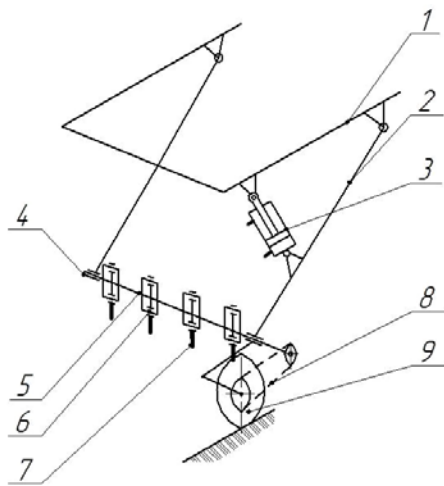


Рис. 1. Схема рыхлителя:

1 – рама самоходного шасси; 2 – рама рыхлителя; 3 – гидроцилиндр подъема-опускания рамы рыхлителя; 4 – подшипник; 5 – вал коленчатый; 6 – кривошип; 7 – зуб рыхлителя почвенной корки; 8 – привод коленчатого вала; 9 – колесо опорное

Зуб рыхлителя (рис. 2) головкой 1 соединен с разборной осью кривошипа. Съемный груз 2 обеспечивает зубу требуемый угол входа в почву при расчетной скорости движения шасси. В пазу 6 зуба на оси 4 шарнирно установлен двуплечий рычаг 5. Короткое плечо 3 рычага имеет двухстороннюю заточку, а длинное 7 – одностороннюю заточку снизу.

Клиновидный зуб в поперечном сечении имеет форму ромба, длинная диагональ которого при погружении острия зуба в почву происходит разрезание почвенной корки за зубом нижним лезвием 8 длинного плеча 7 рычага 5 вдоль линии движения устройства. При этом за счет момента сопротивления резания почвенной корки рычаг 5 поворачивается против часовой стрелки и разрезает почвенную корку перед зубом нижним лезвием короткого плеча 3 рычага 5 также вдоль линии движения устройства.

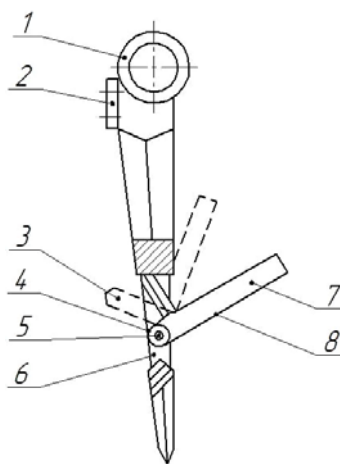


Рис. 2. Зуб рыхлителя:

1 – головка зуба; 2 – съемный груз; 3 – короткое плечо двуплечего рычага с двухсторонней заточкой; 4 – ось рычага; 5 – рычаг двуплечий; 6 – паз в зубе; 7 – длинное плечо двуплечего рычага; 8 – лезвие

Клиновидный зуб в поперечном сечении имеет форму ромба, длинная диагональ которого при погружении острия зуба в почву происходит разрезание почвенной корки за зубом нижним лезвием 8 длинного плеча 7 рычага 5 вдоль линии движения устройства. При этом за счет момента сопротивления резания почвенной корки рычаг 5 поворачивается против часовой стрелки и разрезает почвенную корку перед зубом нижним лезвием короткого плеча 3 рычага 5 также вдоль линии движения устройства.

При выходе зуба из почвы двуплечий рычаг под действием момента, возникающим из-за разности масс плеч, возвращается в исходное положение. Процесс прокалывания зубом и резания лезвиями двуплечего рычага почвенной корки происходит без значительного сдвига частиц разрушаемой корки относительно основного массива почвы. Это обеспечивает неизменность положения корневой системы сеянцев и доступ к ней кислорода воздуха.

Кинематика зуба

Полагая, что при совпадении центра А (рис. 3) кривошипа с вертикальной осью $y - y$, проходящей через центр О вращения оси коленвала, продольная ось зуба также располагается на оси $y - y$. Продольное

перемещение острия зуба (точка В) в почве под действием внешних сил отсутствует, т. е. острие зуба перемещается в почве только по вертикали, и угол β входа изменяется от β до 0, а при выходе – от 0 до β .

Длина дуги с центральным углом ϕ может быть определена с достаточной точностью по одному из известных способов (Чебышева, Ренкина или хорд).

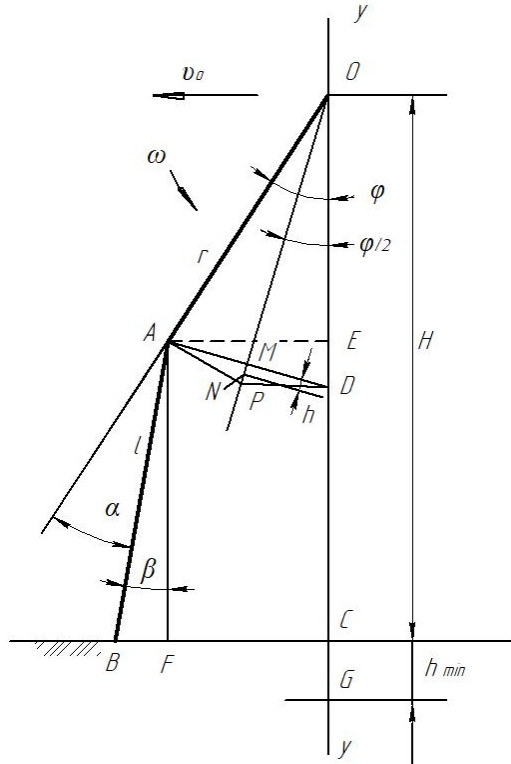


Рис. 3. Схема кинематики зуба рыхлителя

В частности, для аналитических исследований наиболее приемлемым является способ Чебышева, сущность которого заключается в том, что дуга $S = \text{AND}$ окружности радиусом $r = AO$ с центральным углом ϕ приближенно равна сумме сторон $AP + PD$ равнобедренного треугольника APD с высотой PM , равной $\sqrt{\frac{4}{3}}$ стрелки h дуги APD , т. е. $S \approx 2AP$.

Высота стрелки $h = MN$

$$h = r - 0,5\sqrt{4r^2 - c^2}, \quad (1)$$

где c — длина хорды $AD = 2AM$, определяемой из прямоугольного треугольника AOM :

$$AM = r \sin(0,5\phi); c = 2AM = 2r \sin(0,5\phi).$$

Учитывая, что $\sin \frac{\phi}{2} = \pm \sqrt{\frac{1 - \cos \phi}{2}}$, получим окончательно

$$AP = r \sqrt{\frac{1 - \cos \phi}{2} + \frac{4}{3} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \cos \phi}{2}}\right)^2} = r \cdot A, \quad (2)$$

где

$$A = \sqrt{\frac{1 - \cos \phi}{2} + \frac{4}{3} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \cos \phi}{2}}\right)^2}. \quad (3)$$

Тогда длина дуги AD окружности, описываемой центром кривошипа с радиусом $r = AO$:

$$S \approx 2AP \approx 2rA. \quad (4)$$

Следовательно, при принятых условиях расстояние от точки В касания острия зуба почвенной корки до оси $y - y$ будет равно $BC \approx S$.

Рассмотрим вопрос, связанный с определением угла входа β . Для чего находим катет BF в прямоугольном треугольнике BAF , равный разности отрезков $BF = BC - AE$.

Из прямоугольного треугольника OAE катет

$$AE = FC = r \sin \phi. \quad (5)$$

Окончательно с учетом постоянной A :

$$BF = BC - AE \approx S - AE \approx 2rA - r \sin \phi \approx r(2A - \sin \phi).$$

Тогда наибольшее значение угла β отклонения продольной оси зуба от вертикали в момент соприкосновения острия зуба с почвенной коркой составит

$$\beta = \arcsin \frac{BF}{AB} = \arcsin \frac{r(2A - \sin \phi)}{l}, \quad (6)$$

а суммарный угол отклонения продольной оси зуба от радиуса кривошипа

$$\alpha = \phi - \beta. \quad (7)$$

Определим при принятых условиях вертикальную координату H геометрической оси вращения коленчатого вала относительно поверхности почвы.

В момент входа зуба в грунт расстояние от центра A кривошипа до поверхности почвы

$$AF = AB \sin \beta = l \sin[r(2A - \sin \phi) / l]. \quad (8)$$

При заданной максимальной глубине погружения $h_{\max}$ зуба в почву и при условии вертикального положения его продольной оси относительно почвенного горизонта

$$h_{\max} = l - DC = l(AF - ED) = \\ = l - \{l \sin[r(2A - \sin \phi) / l] - r(1 - \cos \phi)\},$$

где отрезок ED из треугольника OAD :

$$ED = r - (1 - \cos \phi). \quad (9)$$

Вертикальная координата H геометрической оси вращения коленчатого вала относительно почвенного горизонта при заданной глубине рыхления

$$H = r + l - h_{\max}. \quad (10)$$

Длина l зуба должна быть не менее

$$l = h_{\max} + \Delta h + \delta + l_r, \quad (11)$$

где Δh — наибольшая высота неровностей обрабатываемой поверхности почвы; δ — технологический зазор между вершинами неровностей почвы и выступающими элементами зубьев или кривошипов коленчатого вала; l_r — расстояние от оси кривошипа до наиболее удаленной части выступающих элементов зубьев или коленчатого вала.

Вертикальную координату геометрической H оси коленвала устанавливают при предварительной настройке изменением положения опорного колеса уст-

ройства или ограничителя глубины хода. Для работы на посевных грядах при настройке глубины рыхления необходимо учитывать действительную высоту гряд (нормативная высота составляет 20 см), для чего используют деревянные прокладки соответствующей толщины.

Во время настройки активные кривошипы должны располагаться в н. м. т.

Скорости оси кривошипа

При работе устройства для рыхления почвенной корки центры осей кривошипов совершают (рис. 4) сложное плоскопараллельное движение, состоящее из переносного поступательного движения рыхлителя совместно с тяговым устройством со скоростью $\bar{v}$ и относительного вращательного движения вокруг геометрической оси О коленвала с угловой скоростью ω .

Абсолютная скорость точки А (центра кривошипа) равна геометрической сумме скоростей $\bar{v}_O$ центра О, принятого за полюс, и скорости $\bar{v}_{AO}$ точки А во вращательном движении вместе с коленчатым валом вокруг полюса

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{v}_{AO}, \quad (12)$$

где $v_{AO} = \omega r$.

Спроектировав вышеуказанное векторное равенство на координатные оси x и y , получим:

$$v_x = \dot{x} = \omega r \sin \varphi, \quad (13)$$

$$v_y = \dot{y} = \omega r \cos \varphi + v. \quad (14)$$

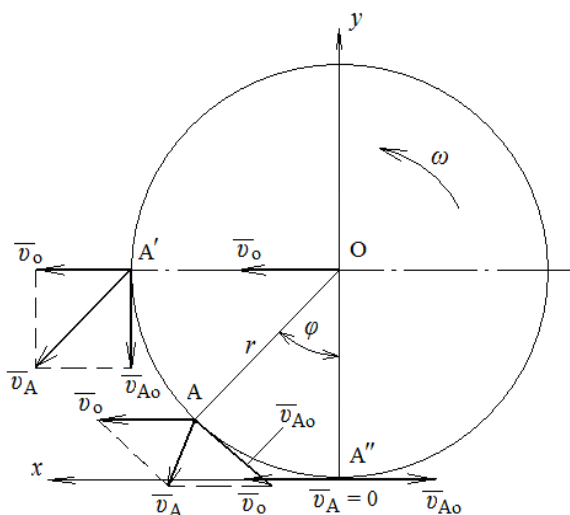


Рис. 4. План скоростей

Учитывая, что при равномерном вращении коленчатого вала $\varphi = \omega t$, запишем полученные уравнения в виде:

$$dx = \omega r \sin \omega t \cdot dt, \quad (15)$$

$$dy = (\omega r \cos \omega t + v) dt \quad (16)$$

и проинтегрировав их с учетом начальных условий (при $t = 0$ $x_0 = y_0 = 0$), найдем в параметрической форме уравнения траектории центра А

$$x = r(1 - \cos \omega t); \quad y = r \sin \omega t + vt. \quad (17)$$

Полученные уравнения описывают кривую, называемую трохоидой.

Ускорения оси кривошипа

Абсолютное ускорение центра А кривошипа (рис. 5) складывается из ускорения точки А при поступательном движении совместно с центром О и ускорения точки А при вращении ее относительно этого центра

$$\bar{v}_O = \bar{a}_O + \bar{a}_{AO}, \quad (18)$$

Переменное ускорение $\bar{a}_O = \dot{v}_O$, вектор $\bar{a}_O$ направлен как и вектор v скорости точки О $\bar{v}_O$; (при $\varphi_0 = \text{const}$, $a_0 = 0$ и $\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}$).

Относительное ускорение точки А складывается из нормального и касательного $\bar{a}_{AO}^{\tau}$ ускорений, т. е. $\bar{a}_{AO}^n$.

$$\bar{a}_{AO} = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^{\tau}. \quad (19)$$

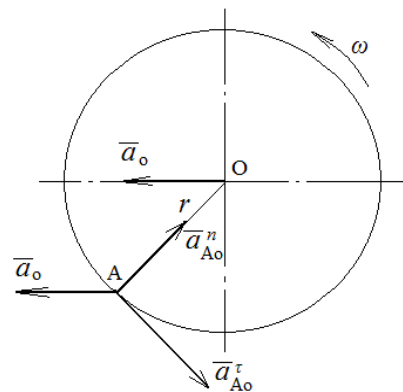


Рис. 5. План ускорений

Нормальное ускорение точки А

$$\bar{a}_{AO}^n = v_{AO}^2 / r = \omega^2 r. \quad (20)$$

Вектор нормального ускорения направлен по радиусу r к центру О.

Тангенциальное ускорение точки А

$$\bar{a}_{AO}^{\tau} = \varepsilon r = \ddot{\varphi} r \quad (\text{при } \omega = \text{const } \bar{a}_{AO}^{\tau} = 0). \quad (21)$$

Вектор тангенциального ускорения направлен по касательной к траектории точки А (к окружности радиуса r).

Абсолютное ускорение точки А представляет собой сумму

$$\bar{a}_A = \bar{a}_O + \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^{\tau}. \quad (22)$$

При $v_0 = \text{const}$ и $\omega = \text{const}$ $\bar{a}_A = \bar{a}_{AO}^n$.

Динамика зуба

Принятые геометрические размеры и параметры:

m — масса зуба, которую необходимо определить;

r — расстояние от центра кривошипа до центра массы зуба;

b – ширина головки зуба;

d – диаметр кривошипной шейки (отверстия в головке зуба);

τ – угол между вертикалью и радиус-вектором, проходящим, через центр массы зуба;

γ – угол между продольной осью зуба и радиус-вектором.

Вес зуба G может быть разложен по правилу параллелограмма на две составляющие:

– $G \cos \beta$, действующую вдоль продольной оси зуба;

– $G \sin \beta$, действующую перпендикулярно этой оси.

Первая составляющая на плече ρ (расстояние от центра A кривошипа до центра O_1 массы зуба) создает отрицательный (рис. 6) поворачивающий момент на зубе относительно центра A . Вторая составляющая ($G \sin \beta$) нагружает шарнирное соединение зуба с шейкой кривошипа.

Центробежная сила $P_{\text{ц}}$ зуба, действующая по линии $O-O_1$ от центра вращения O , может быть разложена на две составляющие:

– $P_{\text{ц}} \cos \gamma = m \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma$, действующую вдоль продольной оси зуба и нагружающую совместно с силой $G \cos \beta$ шарнирное соединение зуба с кривошипом;

– $P_{\text{ц}} \sin \gamma = m \omega^2 (r + \rho) \sin \gamma$, являющуюся нормальной к продольной оси зуба и создающую на плече ρ положительный поворачивающий момент на зубе относительно центра A .

Сила аэродинамического сопротивления является нормалью к площади лобового сопротивления зуба и создает положительный момент относительно точки A на плече ρ_1 , представляющего координату центра парусности зуба.

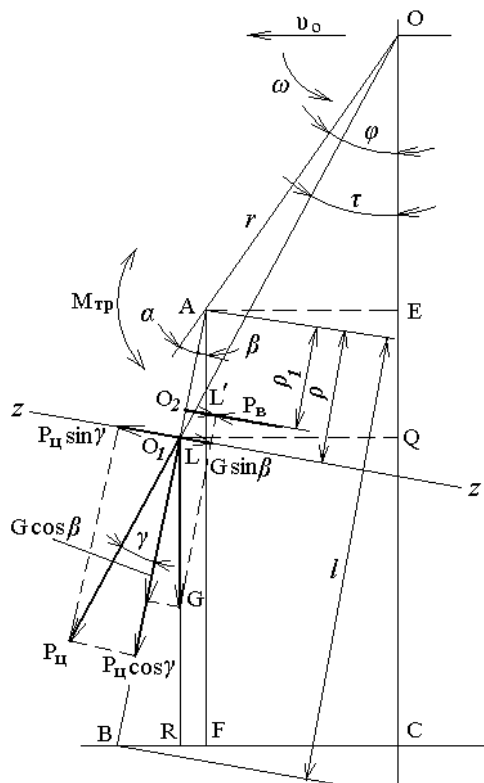


Рис. 6. Схема сил и моментов, действующих на зуб рыхлителя почвенной корки

Центробежная сила $P_{\text{ц}}$ зуба, действующая по линии $O-O_1$ от центра вращения O , может быть разложена на две составляющие:

– $P_{\text{ц}} \cos \gamma = m \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma$, действующую вдоль продольной оси зуба и нагружающую совместно с силой $G \cos \beta$ шарнирное соединение зуба с кривошипом;

– $P_{\text{ц}} \sin \gamma = m \omega^2 (r + \rho) \sin \gamma$, являющуюся нормальной к продольной оси зуба и создающую на плече ρ положительный поворачивающий момент на зубе относительно центра A .

Сила аэродинамического сопротивления является нормалью к площади лобового сопротивления зуба и создает положительный момент относительно точки A на плече ρ_1 , представляющего координату центра парусности зуба.

Одновременно сила $P_{\text{в}}$ создает боковую нагрузку на шарнире с осью A и совместно с силами $G \cos \beta$ и $P_{\text{ц}} \cos \gamma$ обуславливает наличие в шарнире момента трения $M_{\text{тр}}$.

Силу аэродинамического сопротивления, H , можно определить по формуле, используемой в теории быстроходных колесных машин

$$P_{\text{в}} = 0,5 c_x \rho_{\text{в}} F v^2, \quad (23)$$

где c_x – безразмерный коэффициент обтекаемости; в первом приближении для зуба с ромбическим коническим сечением может быть принят $c_x = 1$;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха; для нормальных атмосферных условий ($t_{\text{в}} = +20^\circ \text{C}$; $P_{\text{окр}} = 101,3 \text{ кПа}$; $\phi_{\text{в}} = 50\%$) в инженерных расчетах принимают $\rho_{\text{в}} = 1,225 \text{ кг/м}^3$;

F – площадь лобового сопротивления зуба; имеет форму равнобедренного треугольника с высотой ℓ и основанием, равным ширине b головки зуба. В первом приближении можно принять: $\ell = 150 \text{ мм}$, $b = 20 \text{ мм}$. Тогда $F = 0,5 \ell \cdot b = 1500 \text{ мм}^2 = 0,0015 \text{ м}^2$;

v – окружная скорость центра A кривошипа. В первом приближении можно принять равной линейной скорости тягового средства, на котором установлено устройство для рыхления почвенной корки, в частности, $v = 7,2 \text{ км/ч} = 2 \text{ м/с}$.

Тогда сила аэродинамического сопротивления зуба устройства составит $P_{\text{в}} = 0,5 \cdot 1 \cdot 1,225 \cdot 0,0015 \cdot 2^2 \approx 0,0037 \text{ Н}$ (0,37 г-с). Данная величина при принятой окружной скорости коленчатого вала устройства бесконечно мала по сравнению с остальными силами (G , $P_{\text{ц}}$), действующими на зуб. Силой $P_{\text{в}}$, практически можно пренебречь в инженерных расчетах устройства и в дальнейшей оценке динамики зуба не учитывать ее, в т. ч. и при оценке суммарной реакции сил, действующих в шарнирном соединении зуб-шейка кривошипа.

С учетом изложенного суммарная сила, действующая на шарнир с центром A может быть выражена уравнением

$$\begin{aligned} \Sigma P_A &= G \cos \beta + P_{\text{ц}} \cos \gamma = \\ &= m [g \cos \beta + \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma]. \end{aligned} \quad (24)$$

Численное значение угла γ , расположенного между радиус-вектором O_1O и продольной осью $AB = \ell$

зуба в момент соприкосновения его острия с почвенным горизонтом.

Как видно из схемы (рис.6) угол τ при вершине прямоугольного треугольника O_1OQ равен сумме углов γ (искомого) и β .

Для нахождения угла τ необходимо в вышеуказанном прямоугольном треугольнике определить катеты O_1Q и OQ .

Катет OQ равен разности отрезков OC и QC , т. е. $OQ = OC - QC$. Отрезок $OC = O_1R = O_1B \cos \beta = (\ell - \rho) \cos \beta$.

Отрезок OC представляет собой сумму отрезков OE и EC , которые могут быть определены из прямоугольных треугольников AOE и ABR с углами при вершине φ и β соответственно. Поскольку в прямоугольнике $AECR$ стороны AE и AR равны, то

$$OC = OE + EC = AO \cos \varphi + AB \cos \beta = r \cos \varphi + \ell \cos \beta. \quad (25)$$

Тогда искомый катет OQ равен

$$OQ = OC - QC = r \cos \varphi + \ell \cos \beta - (\ell - \rho) \cos \beta = r \cos \varphi - \rho \cos \beta. \quad (26)$$

Другой искомый катет O_1Q равен сумме отрезков O_1L и LQ , из которых первый является катетом прямоугольного треугольника O_1AL и равен $O_1L = AO_1 \cos \beta = \rho \cos \beta$, а второй равен $LQ = AE = r \sin \varphi$.

Тогда длина катета O_1Q :

$$O_1Q = O_1L + LQ = \rho \cos \beta + r \sin \varphi, \quad (27)$$

а тангенс угла τ

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{O_1Q}{OQ} = \frac{\rho \cos \beta + r \sin \varphi}{r \cos \varphi - \rho \cos \beta} = \frac{r \sin \varphi + \rho \cos \beta}{r \cos \varphi - \rho \cos \beta}. \quad (28)$$

Обозначив дробь индексом B , получим значение угла τ в виде $\tau = \arctg B$. Тогда искомый угол γ между продольной осью зуба и радиус-вектором

$$\gamma = \tau - \beta = \arctg B - \arcsin[r(2A - \sin \varphi)]$$

$$\text{или } \gamma = \arctg B - \arcsin C,$$

где коэффициенты B , C и A равны соответственно:

$$B = \frac{r \sin \varphi + \rho \cos \beta}{r \cos \varphi - \rho \cos \beta}; \quad C = \frac{r(2A - \sin \varphi)}{l}; \quad (29)$$

$$A = \sqrt{\frac{1 - \cos \varphi}{2}} + \frac{4}{3} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \cos \varphi}{2}} \right)^2. \quad (30)$$

Момент трения в шарнире

Под действием суммарной силы $\sum P_A$ в шарнирном соединении зуба с кривошипом возникает момент трения $M_{тр}$, действующий против движущего момента, создаваемого силами G и $P_{ц}$

$$M_{тр} = \sum P_A \cdot \Delta, \quad (31)$$

где Δ – смещение, равно произведению $0,5f \cdot d$ (f – коэффициент трения, а d – диаметр шейки кривошипа).

Момент трения в шарнирном соединении.

$$M_{тр} = 0,5fd \sum P_A = 0,5fd (G \cos \beta + P_{ц} \cos \gamma) = 0,5fd [g \cos \beta + \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma]. \quad (32)$$

В данное выражение входят все известные ранее величины за исключением массы m зуба. Коэффициент трения f зависит от материалов, образующих пару, и состояния сопряжения (покоя или движения) и может быть принят при отсутствии смазки для материалов металл по металлу:

сталь по стали: покоя – 0,15; движения – 0,15;

чугун по стали: покоя – 0,30; движения – 0,18.

Масса зуба

Полагая, что система сил, действующих на зуб, находится в состоянии равновесия, к ней можно применить уравнение моментов, когда

$$\sum M_{O_1} = P_{ц} \sin \gamma - G \sin \beta - M_{тр} = 0. \quad (33)$$

Подставив в это уравнение значения составляющих, получим развернутое выражение

$$m \omega^2 (r + \rho) \sin \gamma - m g \sin \beta - 0,5fdm [g \cos \beta + \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma] = 0.$$

Откуда масса зуба при принятых размерах и параметрах устройства при условии расположения центра O_1 массы на оси $A - B$ зуба

$$m = \frac{g \sin \beta + 0,5fd [g \cos \beta + \omega^2 (r + \rho) \cos \gamma]}{\omega^2 (r + \rho) \sin \gamma}. \quad (34)$$

Если по конструктивным соображениям реальная масса будет отличаться от расчетной, то на оси $z - z$ (рис. 6) необходимо установить съемный груз (рис. 2). В этом случае с учетом динамики зуба необходимо определить поперечную координату центра массы, отстоящую от точки O_1 на оси $z - z$, для обеспечения принятого угла входа зуба в почву.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании изложенного можно сделать вывод о целесообразности создания экспериментального образца орудия для рыхления почвенной корки без смещения корневой системы сеянцев относительно почвенного горизонта и его работоспособности, что подтверждают теоретические исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Верняев О. В., Рябоконт А. Т. Использование принципа угловых колебаний в горизонтальной плоскости для создания культиватора-плоскореза с активными рабочими органами // Проектирование рабочих органов сельхозмашин. Ростов-на-Дону, 1975. С. 39–47.

2. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов. М.: Машиностроение, 1983. 80 с.

3. Вибрации в технике. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Левендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

4. Ворожейкин Г. Г., Борисенко В. А., Лабзин В. А., Холопов В. Н. Устройство для подрезания корней саженцев в питомниках. А.с. СССР № 1634149, 1991.

5. Казаков В. И. Технология и механизация выращивания посадочного материала в питомниках лесной зоны. М. : ВНИИЛМ, 2001. 186 с.

6. Синеоков Г. Н., Панов И. М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М. : Машиностроение, 1977. 278 с.

7. Шадрин А. П. Технология механизированного выращивания посадочного материала в лесных питомниках // Лесное хозяйство. 2002. № 3. С. 31–33.

REFERENCES

1. Vernyaev O. V., Ryabokon' A. T. Ispol'zovanie principa uglovykh kolebaniy v gorizont'noy ploskosti dlya sozdaniya kul'tivatora-ploskoreza s aktivnymi rabochimi organami // Proektirovanie rabochih organov sel'hoz-mashin. Rostov-na-Donu, 1975. S. 39–47.

2. Vernyaev O. V. Aktivnye rabochie organy kul'tivatorov. M. : Mashinostroyeniye, 1983. 80 s.

3. Vibracii v tekhnike. T. 4. Vibracionnyye processy i mashiny / pod red. E. E. Levendela. M. : Mashinostroyeniye, 1981. 509 s.

4. Vorozhejkin G. G. Borisenko V. A., Labzin V. A., Holopov V. N. Ustrojstvo dlya podrezaniya kornej sazhencev v pitomnikah. A.s. SSSR № 1634149, 1991.

5. Kazakov V. I. Tekhnologiya i mekhanizaciya vyrashchivaniya posadochnogo materiala v pitomnikah lesnoj zony. M. : VNIILM, 2001. 186 s.

6. Sineokov G. N., Panov I. M. Teoriya i raschet pochvoobrabatyvayushchih mashin. M. : Mashinostroyeniye, 1977. 278 s.

7. Shadrin A. P. Tekhnologiya mekhanizirovannogo vyrashchivaniya posadochnogo materiala v lesnyh pitomnikah // Lesnoe hozyajstvo. 2002. № 3. S. 31–33.

© Голубев И. В., Федченко В. Б., 2024

Поступила в редакцию 25.02.2024

Принята к печати 11.10.2024