

## References

1. Galahov, M. A. Raschet podshipnikovyh uzlov / M. A. Galahov, A. N. Burmistrov. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 272 s.
2. Evdokimov, YU. A. Planirovanie i analiz eksperimentov pri reshenii zadach na trenie i iznos / YU. A. Evdokimov, V. I. Kolesnikov, V. I. Teterin. – M.: Nauka, 1980. – 228 s.
3. Ivanshchikov, YU. V. Vliyanie parametrov kontakta na dolgovechnost' soedinenij s natyagom (na primere podshipnikovyh posadok) / YU. V. Ivanshchikov, YU. N. Dobrohotov, R. V. Andreev // Vestnik Chuvashskoj gosudarstvennoj sel'skohozyajstvennoj akademii. – 2017 – № 1(1) – S. 57 - 63.
4. Kalentichev, P. V. Issledovanie prichin otkazov uzlov podshipnikov kacheniya sel'skohozyajstvennykh traktorov / P. V. Kalentichev, YU. V. Ivanshchikov, R. V. Andreev // Molodezh' i innovacii: sbornik statej XV Vserossijskoj nauchno-prakticheskoi konferencii. – Cheboksary: Chuvashskaya GSKHA, 2019. – S. 350-355.
5. Kashuba, B. P. Vliyanie uslovij ekspluatatsii na resurs elementov shassi traktora T-150K / B. P. Kashuba, V. G. Kuhtov, R. V. Kugel' // Traktory i sel'skohozyajstvennye mashiny. – 1982. – № 4. – S. 5 - 8.
6. Kragel'skij, I. V. Uzly treniya mashin / I. V. Kragel'skij, N. I. Mihin. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 280 s.
7. Kugel', R. V. Materialoemkost' mashin i ekonomiya materialov v narodnohozyajstvennom aspekte / R. V. Kugel', S. S. Dmitrichenko, V. A. Rotenberg // Vestnik mashinostroitelya. – 1988. – № 9. – S. 3-9.
8. Psyukalo, S. P. Vosstanovlenie resursa radial'nogo sharikopodshipnika / S. P. Psyukalo, A. A. Seregin // Aktual'nye problemy nauchno-tehnicheskogo progressa v APK: sbornik materialov Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoi konferencii. V 2 ch. CH. 2 – Stavropol': SGAU, 2006 – S.59 - 62.
9. Pushkarenko, N. N. Problemy tekhnicheskogo servisa v sel'skom hozyajstve i vozmozhnye puti ih resheniya / N. N. Pushkarenko, YU. V. Ivanshchikov // Perspektivy razvitiya tekhnicheskogo servisa v agropromyshlennom komplekse: sbornik statej Vserossijskoj nauchno-prakticheskoi konferencii. – Cheboksary: Chuvashskaya GSKHA, 2018. – S.228 - 234.
10. Rakin, YA. F. Ekspluatatsiya podshipnikovyh uzlov mashin / YA. F. Rakin. – M.: Rosagropromizdat, 1990. – 191 s.
11. Himmel'blau, D. Analiz processov statisticheskimi metodami / D. Himmel'blau. – M.: Mir, 1973. – 957 s.

## Information about authors

1. **Ivanshchikov Yuri Vasilievich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Technical Service, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: iuv53@mail.ru, tel. 89278640063;

2. **Skovorodin Vasily Yakovlevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Technical Services, St. Petersburg State Agrarian University, 196601, St. Petersburg - Pushkin, St. Petersburg Highway, 2, e-mail: VYSkovorodin@qmal.com, tel: 89213060850;

3. **Dobrohotov Yuri Nikolaevich**, Associate Professor, Department of Technical Service, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: dobrohotov47@mail.ru, tel. 89196742554;

4. **Pushkarenko Nikolay Nikolaevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Faculty of Engineering, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: stl\_mstu@mail.ru, tel. 89063854191;

5. **Ivanov Vladimir Andreevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Technical Service Department, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: Vladimir21va@mail.ru, tel: 89063844762.

УДК 631.311

DOI: 10.17022/fs5z-gg95

**ВЫНУЖДЕННЫЕ АВТОКОЛЕБАНИЯ ПОДПОКРОВНОГО РЫХЛИТЕЛЯ****Ю.Ф. Казаков, В.И. Медведев, В.С. Павлов, А.Ю. Петров***Чувашская государственная сельскохозяйственная академия  
428003, Чебоксары, Российская Федерация*

**Аннотация.** Статья посвящена выявлению методов управления вибрационным воздействием почвообрабатывающего рабочего органа на почву при подпокровном рыхлении и факторов, влияющих на эффективность его работы. В результате кинематического и динамического анализа взаимодействия рабочего органа и почвы были решены следующие научные задачи: получено уравнение движения кротователя и произведен его анализ; рассмотрен энергетический баланс возмущающей и демпфирующей сил; определены условия формирования устойчивых автоколебаний. Было установлено, что подпружиненный кротователь в виде конической пружины минимизирует размеры области уплотнения прилегающего почвенного пласта, неизбежного в результате его взаимодействия с рабочим органом. Разрушение связей в почвенном массиве

достигается по линиям и плоскостям, характеризующимся наименьшей прочностью. Рабочий орган обладает высокой степенью адаптации к непрерывно изменяющимся условиям функционирования. Была разработана математическая модель функционирования кротователя. Колебательная система «пружинный кротователь - почва» представлена как гармоническое возмущение демпфированного нелинейного осциллятора при действии жесткой восстанавливающей силы. С помощью метода энергетического баланса была доказана вероятность формирования и поддержания устойчивых автоколебаний. Были установлены конструкционные и технологические факторы, влияющие на характер движения подпокрывного рыхлителя. К конструкционным факторам относятся нелинейность упругой характеристики пружины в тяговой опоре, вид упругой характеристики пружинного кротователя параболоидной формы, амплитуда и частота упругой (восстанавливающей) силы, частота собственных колебаний, относительная частота вынужденных и собственных колебаний

К технологическим факторам относятся изменчивость продольной твердости пахотного слоя, демпфирующие свойства обрабатываемого почвенного пласта, амплитуда и частота демпфирующей силы, неравномерность поступательной скорости трактора и мгновенной скорости характерных точек механизма навески, неравномерность опорной поверхности движителей трактора.

**Ключевые слова:** подпокрывное рыхление почвы; подпружиненный кротователь; параболоидная форма пружинного кротователя; автоколебания рабочего органа

**Введение.** Процесс деформации почвы будем рассматривать как траекторию в многомерном пространстве главных напряжений и главных деформаций, а также во времени, то есть скорости приложения деформатора [3]. Следовательно, достигнуть ее разрушения можно при разной затрате энергии с помощью применения рабочих органов с большой степенью свободы, которые непрерывно адаптируются в изменяющихся условиях функционирования [4].

Колебания поверхности почвообрабатывающего рабочего органа вносят изменения в естественный процесс релаксации. При вибрировании рабочего органа происходит перераспределение диссипативных сил [1]. Скорость частиц почвы относительно рабочей поверхности может возрастать или уменьшаться; соответственно, наблюдается снижение или возрастание коэффициента внешнего трения и степени прилипания почвы к рабочему органу [2]. Эффект вибраций будет зависеть от способов сочетания всех этих факторов. В Чувашской ГСХА был разработан подпокрывный рыхлитель в составе черенкового ножа 1 с пустотелым дреном 2, внутри которого установлена тяга 3, являющаяся началом пружинного кротователя 4 (рис. 1) [3]. Диаметр заготовки  $d$  нарастает от первого витка диаметром  $D_1$  до завершающего диаметром  $D_2$ .

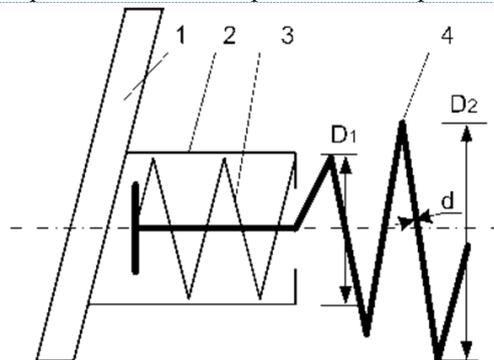


Рис. 1. Схема пружинного кротователя

Кинематический анализ показал, что имеют место колебания при взаимодействии рабочего органа с пахотным слоем переменной продольной твердости [4].

**Целью наших исследований** на этом этапе является выявление методов управления вибрационным воздействием почвообрабатывающего рабочего органа на почву и факторов, влияющих на эффективность его работы.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- получить уравнение движения кротователя и проанализировать его;
- изучить энергетический баланс возмущающей и демпфирующей сил;
- выявить условия формирования устойчивых автоколебаний.

**Материалы и методы исследования.** Поведение колебательной системы «пружинный кротователь – почва» представлено как гармоническое возмущение демпфированных нелинейных осцилляторов при действии жесткой восстанавливающей силы.

**Результаты исследования и их обсуждение.** Представим уравнение движения рабочего органа, совершающего вынужденные колебания в среде с линейным демпфированием при гармоническом возмущении в виде

$$\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = x_e(t) \quad (1)$$

со следующими функциями:  $x_e(t) = \omega_0^2 x_0 \cos \Omega t$ ;  $f(x, \dot{x}) = d\dot{x} + \omega_0^2(x + \alpha x^3)$

Допустим, восстанавливающая сила кротователя пропорциональна деформации  $\alpha x^3$ , где  $\alpha \ll 1$ .

Если ввести безразмерное время  $\tau = \omega_0 t$ , то уравнение движения примет следующий вид:

$$x'' + 2Dx' + x + \alpha x^3 = x_0 \cos \eta \tau, \quad (2)$$

где  $D$  – относительный коэффициент демпфирования – отношение коэффициента сопротивления среды  $d$  к колеблющейся массе, при этом сила сопротивления пропорциональна скорости в первой степени;

$\eta$  – отношение частот возмущающей силы  $\Omega$  и собственных колебаний  $\omega_0$ ;

$x_0$  – амплитуда возмущающей силы, представленной силой упругости пружинного кротователя, зависящей от деформации при его взаимодействии с почвой переменной продольной твердости;

$x, \dot{x}, \ddot{x}$  – путь, скорость и ускорение кротователя.

Для решения уравнения (2) приближенным методом гармонического баланса [8] заменим жесткую восстанавливающую силу  $\alpha x^3$  линейным выражением с коэффициентом, зависящим от отклонения:  $\alpha x^3 \rightarrow a^* x$ ,

$$\text{где } a^* = \frac{\alpha}{\pi A} \int_0^{2\pi} A^3 \cos^4 \eta \tau d(\eta \tau) = \frac{3\alpha A^2}{4}.$$

Представим зависимость относительной частоты  $\eta_A$  от амплитуды в виде

$$\eta_A^2 = 1 + a^* = 1 + \frac{3}{4} \alpha A^2 \quad (3).$$

Тогда уравнение (2) приведет к виду

$$x'' + 2Dx' + \eta_A^2 x^3 = x_0 \cos \eta \tau \quad (4).$$

Периодическое решение уравнения (4) предстанет в виде  $x = A \cos(\eta \tau - \psi)$ .

В этом выражении амплитуда  $A$  и фаза сдвига  $\psi$  являются переменными величинами:

$$A = \frac{x_0}{\sqrt{(\eta_A^2 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2}} \quad (5)$$

$$\text{tg} \psi = \frac{2D\eta}{\eta_A^2 - \eta^2} \quad (6)$$

Величина  $\eta_A$  зависит от амплитуды  $A$ . Равенство (9) рассматриваем как уравнение для  $A$ :

$$A^2 \left[ (\eta_A^2 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2 \right] = x_0^2 \quad (7).$$

После подстановки (3) в уравнение (7) получим биквадратное уравнение

$$\eta^4 - 2 \left( 1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - 2D^2 \right) \eta^2 + \left[ \left( 1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - \frac{x_0^2}{A^2} \right) \right] = 0.$$

Корни уравнения можно определить из выражения

$$\eta_{1,2}^2 = \left( 1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - 2D^2 \right) \pm \sqrt{\frac{x_0^2}{A^2} - 4D^2 \left( 1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - D^2 \right)} \quad (8).$$

Следовательно, для каждого значения амплитуды  $A$  можно найти соответствующее значение  $\eta$ .

Количество действительных корней зависит от величины подкоренного выражения, параметров, выражающих технологические свойства почвы, конструкцию кротователя, свойства материала для его изготовления. Наибольшего значения амплитуда и относительная частота колебаний достигнут, когда подкоренное выражение равно нулю (8).

Так как для  $A^2$  получается квадратное уравнение, то

$$A_{\text{max}}^2 = -\frac{2(1-D^2)}{3\alpha} \pm \sqrt{\frac{4(1-D^2)^2}{9\alpha^2} + \frac{x_0^2}{3\alpha D^2}} \quad (9).$$

Тогда с учетом (9) из уравнения (8) получим соответствующую величину относительной частоты:

$$\eta_{\text{max}}^2 = 1 + \frac{3\alpha A_{\text{max}}^2}{4} - 2D^2 = 1 - 2D^2 + \frac{1-D^2}{2} \left[ -1 + \sqrt{1 + \frac{3\alpha x_0^2}{4D^2(1-D^2)^2}} \right] \quad (10).$$

Угол сдвига фаз  $\psi$  с учетом (3) и (9) определяется из уравнения (6):

$$\text{tg} \psi = \frac{2D\eta}{1 + 3/4 \alpha A^2 - \eta^2} \quad (11).$$

Установившуюся частоту колебаний и их амплитуду определим через баланс энергии вынужденных колебаний и возмущающей силы [7]. Представим периодическую возмущающую силу выражением  $K = K_0 \cos \Omega t$ . Перемещение под воздействием этой силы представим как  $x = A \cos(\Omega t - \psi)$ .

Работу, совершаемую силой за одно полное колебание, определим с помощью интегрирования мощности, рассчитываемой как скалярное произведение силы и вектора скорости.

Мощность равна

$$L = Kx' = 0,5K_0 A \Omega [\sin \psi - \sin(2\Omega t - \psi)]. \quad (12)$$

Работа внешней силы возмущения

$$E_e = \int L dt = 0,5K_0A\Omega t \sin\psi + 0,25K_0A \cos(2\Omega t - \psi) \quad (13).$$

Работа за период колебания, равный  $t=2\pi$ :

$$E^*_E = E_e(t=2\pi/\Omega) - E_e(t=0) = \pi K_0 A \sin\psi \quad (14).$$

Работа силы возмущения пропорциональна ее амплитуде в первой степени. Работа демпфирующей силы, пропорциональной скорости в первой степени, равна  $E_D = \int dx'x'dt$ , где  $x' = -\Omega A \sin(\Omega t - \psi)$ . Следовательно, за период полного колебания работа равна:  $E^*_D = d\Omega A^2 \int \sin^2(\Omega t - \psi) d(\Omega t) = \pi d A^2 \Omega$ .

Как видим, работа демпфирующей силы пропорциональна квадрату амплитуды этой силы. Для вынужденных колебаний нелинейных колебательных систем получим:  $E^*_D = 2\pi D \eta A^2$  и  $E^*_E = \pi x_0 A \sin\psi$ . Здесь  $\eta = \Omega/\omega_0$ , отношение частоты вынужденных колебаний  $\Omega$  и частоты собственных колебаний  $\omega_0$ .

На рисунке 3 представлены графики изменения энергии демпфирования и энергии возмущающей силы для двух значений относительной частоты колебаний, причем  $\eta_2 < \eta_1$ , и относительного коэффициента демпфирования  $D$ , при этом  $D_2 < D_1$ . Анализ графиков показал, что в обоих случаях синусоида  $E^*_E$  пересекает параболу  $E^*_D$  в трех точках, в которых энергия возмущения равна энергии демпфирования. Эти амплитуды являются стационарными. Обозначим их  $A_s$ . Если  $A < A_s$ , то в систему поступает больше энергии, чем расходуется на преодоление сил демпфирования, поэтому амплитуда увеличивается. Если же  $A_s < A$ , то потребляемая демпфированием энергия оказывается больше энергии, производимой возмущающей силой, и, как следствие, происходит уменьшение амплитуды. Для амплитуды установившихся колебаний имеем  $A_s = K_0 \sin\psi / (d\Omega)$ .

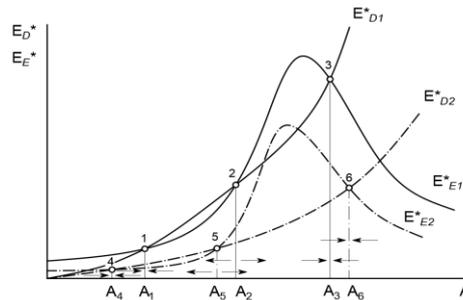


Рис. 2. Энергетическая диаграмма для нелинейных вынужденных колебаний.

Характер изменения амплитуды, о котором можно судить по разности энергий  $E^*_D = 2\pi D \eta A^2$  и  $E^*_E = \pi x_0 A \sin\psi$ , на рисунке 3 показан стрелками. Следовательно, устойчивым движениям соответствуют амплитуды  $A_1$  и  $A_3$  при относительной частоте  $\eta_1$ ,  $A_4$  и  $A_6$  – при частоте  $\eta_2$ , а амплитуды  $A_2$  и  $A_5$  соответствуют неустойчивому движению колеблющейся массы. Следует учесть, что  $\sin\psi$  также является функцией  $A$ .

Следствием нелинейности, выраженной коэффициентом  $\alpha$ , является существование областей частот  $\eta$ , в которых некоторому фиксированному значению  $\eta$  будут соответствовать три значения амплитуды  $A$ , то есть три возможных решения уравнения (11). Истинная амплитуда в процессе перехода нестационарная, так как при скачке возбуждаются и собственные колебания, поэтому новая стационарная амплитуда может установиться только после затухания этих колебаний.

Энергия демпфирования является непрерывно изменяющейся величиной ввиду виброреологических свойств почвы, изменчивости ее продольной твердости [9], механического состава [10], различных скоростей ее деформирования, наличия и продолжительности фазы релаксации после фазы сжатия [4]. Энергия демпфирования почвы зависит от вида предшествующей культуры, технологии ее возделывания [6].

Энергия возмущения комбинированного почвообрабатывающего рабочего органа – механизма является непостоянной величиной ввиду нелинейности упругих характеристик пружин (рисунок 3).

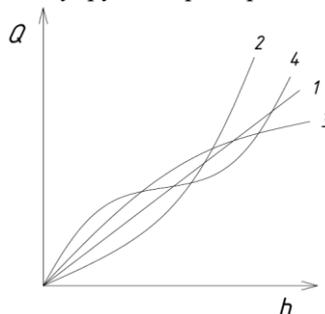


Рис. 3. Упругие характеристики: 1 – линейная; 2 – прогрессирующая; 3 – ниспадающая; 4 – комбинированная;  $Q$  – нагрузка;  $h$  – деформация

Важным комплексным параметром, влияющим на характер колебаний кротователя, является отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний  $\eta$ . Следовательно, создавая условия для изменения частоты возмущающей силы и частоты собственных колебаний системы, можно обеспечить вынужденные колебания с разными амплитудами

Изменение частоты возмущения системы «кротователь – почва» достигается путем применения технологических и конструктивных мер.

Технологически оно достигается за счет варьирования глубины обработки, направления движения кротователя по отношению к рядам предыдущей культуры. В последнем случае фактически изменяются расстояние между уплотненными междурядьями и длина уплотненной полосы, которую преодолевает система «чизельный нож – кротователь». При этом непрерывно изменяются размеры и плотность комков почвы, отрываемых долотом чизельного ножа от дна борозды, направление линий отрыва комков, высота неровностей дна борозды.

К технологическим факторам следует отнести и изменение скорости трактора, а также характерных точек механизма навески. Их изменчивость обусловлена неравномерностью крутящего момента двигателя, частотой вращения его коленчатого вала, неровностью опорной поверхности движителей. Этому способствует также неравномерное распределение крутящего момента по движителям трактора.

К конструктивным мерам воздействия на колебания рыхлителя можно отнести упругую характеристику пружины 3 и кротователя 4 (рис.4). Управление частотой возмущающей силы достигается путем обоснования рациональной упругой характеристики пружины в тяговой опоре, упругой характеристики пружинного кротователя, в частности, изготовлением ее в форме параболоида (рис. 4).

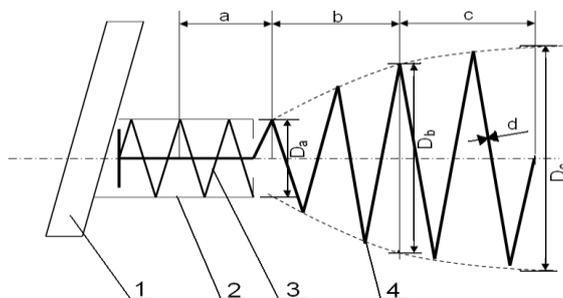


Рис. 4. Схема подпружиненного кротователя в форме параболоида.

Управление упругой характеристикой кротователя, а вместе с ней и величиной параметра  $a$  в выражениях (3) и (8), достигается с помощью изменения конструкции кротователя, применения пружины параболоидной формы вместо конической, а также учета диаметра, формы и площади сечения заготовки для изготовления кротователя. На рисунке 4 представлена схема кротователя, выполненного в виде пружины сложной формы: в передней части (a) в виде кругового цилиндра, в средней части (b) – в виде конуса, в задней части (c) – в виде параболоида. Поперечное сечение витка пружины в средней части выполнено в виде клина, наклоненного к оси под острым углом. Обоснование необходимых параметров кротователя в виде конической пружины из цилиндрического стержня постоянного диаметра (рис. 1) методом многокритериальной оптимизации по величине тягового сопротивления и габаритной длине представлено в научных работах [6]: начальный диаметр кротователя составляет  $D_a=0,049\text{м}$ ; диаметр завершающего витка –  $D_c=0,199\text{м}$ ; диаметр прутка –  $0,052\text{м}$ ; радиальный шаг –  $0,026\text{м}$ ; угол при вершине конуса –  $23,36^\circ$ . Виток диаметром  $D_b$  (рис. 4) соответствует точке перегиба огибающей кривой по наружному диаметру витков кротователя усовершенствованной конструкции, завершает процесс сжатия на вогнутом участке. На последующем выпуклом участке пласт будет подвергнут процессу растяжения, способствуя, тем самым, реализации эффекта Баушингера.

**Выводы.** Было получено уравнение движения кротователя, анализ которого позволил установить основные факторы, влияющие на колебания рабочего органа.

С помощью метода энергетического баланса возмущающей и демпфирующей сил были определены условия формирования и поддержания вынужденных устойчивых автоколебаний подпружиненного кротователя.

#### Литература

1. Войтюк, Д. Г. Возникновение параметрических колебаний и резонанса культиваторов с пружинной подвеской рабочих органов / Д. Г. Войтюк, Ю. В. Човнюк, М. Г. Диктерук // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный научный сборник. – Глеваха: Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» Национальной академии аграрных наук Украины, 2013. – Вып. 98. – Т. 1. – С.376 – 384.

2. Гринченко, А. С. Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами / А. С. Гринченко, А. И. Алферов // Конструкция, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин. – Тест: электронный ресурс URL: [http://nbpv.gov.ua/UIRN/Zmntz\\_2015\\_45%281%29\\_31](http://nbpv.gov.ua/UIRN/Zmntz_2015_45%281%29_31) ( дата бращения: 07.02.2020).
3. Казаков, Ю. Ф. К вопросу разработки самоприспосабливающихся кротователей / Ю. Ф. Казаков, В. М. Иванов, В. И. Медведев [и др.] // Вестник НГИЭИ. – 2018. – № 4 (83). – С. 16-28.
4. Казаков, Ю. Ф. К разработке почвообрабатывающих рабочих органов на основе твердограмм полей / Ю. Ф. Казаков, В. И. Медведев, А. Г. Терентьев // Вестник Казанского ГАУ. – 2018. – № 2 (49). – С.100-106.
5. Медведев, В. И. Выбор оптимальных параметров почвообрабатывающей техники с использованием методов виброреологии и многокритериальной оптимизации / В.И. Медведев. – Чебоксары: ФГОУ ВПО ЧГСХА, 2000. – 98 с.
6. Мониторинг плотности почвы пахотного горизонта в системе точного (управляемого) земледелия / А. Кушнарев, В. Кравчук, С. Кушнарев, В. Дюжаев // Техника и технологии в АПК. – 2010. – № 9 (12). – С. 12-16.
7. Пановко, Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – Москва: Наука, 1967. – 420 с.
8. Magnus, K. Schwingungen: Eine Einfuhrung in die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen / K. Magnus. – Stuttgart: B.G. Eibner, 1976. – 303 p.
9. On-the-go measurements of soil penetration resistance on a Swedish Eutric Cambisol / E. Bolenius, G. Rogstrand, J. Arvidsson [et al.] // International Soil Tillage Research Organization: 17- th Triennial Conference. – Kiel, 2006. – P. 867-870.
10. Reducing tillage in cultivated fields increases earthworm functional diversity / C. Pelosi, B. Pey, M. Hedde [et al.] // Applied Soil Ecology. –2014. – № 83. – P.79-86.

#### *Сведения об авторах*

1. **Казаков Юрий Федорович**, доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: ura.kazakov@mail.ru, тел. 89033596675;
2. **Павлов Владимир Степанович**, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: pvstolikovo@mail.ru, тел.89278623004;
3. **Медведев Владимир Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: if7academe21@mail.ru;
4. **Петров Анатолий Юрьевич**, магистрант, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; if7academe21@mail.ru.

#### **FORCED SELF-OSCILLATIONS OF THE SUB-COVER LOOSENING RIPPER**

**Yu.F. Kazakov, V.I. Medvedev, V.S. Pavlov, A.Yu. Petrov**  
*Chuvash State Agricultural Academy*  
 428003, Cheboksary, Russian Federation

**Abstract.** *The article is devoted to the identification of methods for controlling the vibrational effect of a soil cultivating working body on the soil under subsoil loosening and factors affecting the efficiency of its work. As a result of a kinematic and dynamic analysis of the interaction of the working body and the soil, the following scientific tasks were solved: the equation of movement of the tiller was obtained and its analysis was made; the energy balance of the disturbing and damping forces is considered; the conditions for the formation of stable self-oscillations are determined. It was found that a spring-loaded tiller in the form of a conical spring minimizes the size of the area of compaction of the adjacent soil formation, inevitable as a result of its interaction with the working body. The destruction of bonds in the soil massif is achieved along lines and planes characterized by the least strength. The working body has a high degree of adaptation to continuously changing operating conditions. A mathematical model was developed for the functioning of the tiller. Oscillating system "spring tiller - soil" is presented as a harmonic disturbance of a damped nonlinear oscillator under the action of a hard restoring force. Using the energy balance method, the probability of the formation and maintenance of stable self-oscillations was proved. Design and technological factors have been identified that affect the nature of the movement of the sub-skin cultivator. Design factors include the non-linearity of the elastic characteristics of the spring in the traction support, the type of elastic characteristics of the spring plunger of the paraboloid shape, the amplitude and frequency of the elastic (restoring) force, the frequency of natural oscillations, the relative frequency of forced and natural oscillations.*

*Technological factors include the variability of the longitudinal hardness of the arable layer, the damping properties of the treated soil formation, the amplitude and frequency of the damping force, the unevenness of the translational speed of the tractor and the instantaneous speed of the characteristic points of the linkage mechanism, the unevenness of the supporting surface of the tractor movers.*

**Key words:** *subsoil loosening of soil; spring-loaded tiller; paraboloid form of spring tiller; self-oscillations of the working body.*

### References

1. Vojtyuk, D. G. Vozniknovenie parametricheskikh kolebanij i rezonansa kul'tivatorov s pruzhinnoj podveskoj rabochih organov / D. G. Vojtyuk, YU. V. CHovnyuk, M. G. Dikteruk // Mekhanizaciya i elektrifikaciya sel'skogo hozyajstva: mezhdovedstvennyj nauchnyj sbornik. – Glevaha: Nacional'nyj nauchnyj centr «Institut mekhanizacii i elektrifikacii sel'skogo hozyajstva» Nacional'noj akademii agrarnyh nauk Ukrainy, 2013. –Vyp. 98. –T. 1. – S.376 – 384.
2. Grinchenko, A. S. Teoreticheskie modeli funkcionirovaniya i obespecheniya mekhanicheskoy nadezhnosti kul'tivatorov s podpruzhinennymi rabochimi organami / A. S. Grinchenko, A. I. Alferov // Konstrukciya, proizvodstvo i ekspluatatsiya sel'skohozyajstvennyh mashin. – Test: elektronnyj resurs URL: [http://nbuv.gov.ua/UIRN/Zmntz\\_2015\\_45%281%29\\_31](http://nbuv.gov.ua/UIRN/Zmntz_2015_45%281%29_31) (data obrashcheniya: 07.02.2020).
3. Kazakov, YU. F. K voprosu razrabotki samoprisposablivayushchih krotovatelej / YU. F. Kazakov, V. M. Ivanov, V. I. Medvedev [i dr.] // Vestnik NGIEI. – 2018. – № 4 (83). – S. 16-28.
4. Kazakov, YU. F. K razrabotke pochvoobrabatyvayushchih rabochih organov na osnove tverdogramm polej / YU. F. Kazakov, V. I. Medvedev, A. G. Terent'ev // Vestnik Kazanskogo GAU. – 2018. – № 2 (49). – S.100-106.
5. Medvedev, V. I. Vybór optimal'nyh parametrov pochvoobrabatyvayushchej tekhniki s ispol'zovaniem metodov vibroreologii i mnogokriterial'noj optimizacii / V.I. Medvedev. – CHEBOKSARY: FGOU VPO CHGSKHA, 2000. – 98 s.
6. Monitoring plotnosti pochvy pahotnogo gorizonta v sisteme tochnogo (upravlyaemogo) zemledeliya / A. Kushnarev, V. Kravchuk, S. Kushnarev, V. Dyuzhaev // Tekhnika i tekhnologii v APK. – 2010. – № 9 (12). – S. 12-16.
7. Panovko, YA. G. Ustojchivost' i kolebaniya uprugih sistem. Sovremennye koncepcii, paradoksy i oshibki / YA. G. Panovko, I. I. Gubanova. – Moskva: Nauka, 1967. – 420 s.
8. Magnus, K. Schwingungen: Eine Einfuhrung in die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen / K. Magnus. – Stuttgart: B.G. Eibner, 1976. – 303 p.
9. On-the-go measurements of soil penetration resistance on a Swedish Eutric Cambisol / E. Bolenius, G. Rogstrand, J. Arvidsson [et al.] // International Soil Tillage Research Organization: 17- th Triennial Conference. – Kiel, 2006. – P. 867-870.
10. Reducing tillage in cultivated fields increases earthworm functional diversity / C. Pelosi, B. Pey, M. Hedde [et al.] // Applied Soil Ecology. –2014. – № 83. – P.79-86.

### Information about the authors

1. **Kazakov Yuri Fedorovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: [ura.kazakov@mail.ru](mailto:ura.kazakov@mail.ru), tel. 89033596675;
2. **Pavlov Vladimir Stepanovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: [pvstolikovo@mail.ru](mailto:pvstolikovo@mail.ru), tel. 89278623004;
3. **Medvedev Vladimir Ivanovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: [if7academe21@mail.ru](mailto:if7academe21@mail.ru);
4. **Petrov Anatoly Yuryevich**, master's student, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, K. Marx str., 29; e-mail: [if7academe21@mail.ru](mailto:if7academe21@mail.ru).