

## ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ УПРУГО ЗАКРЕПЛЕННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРНОГО МТА

## DYNAMICS OF THE MOVEMENT OF THE ELASTICALLY FIXED WORKING BODY OF THE CULTIVATOR MACHINE-TRACTOR AGGREGATES

**Д.С. ГАПИЧ**, д.т.н.  
**С.Д. ФОМИН**, к.т.н.  
**Е.В. ШИРЯЕВА**, к.т.н.

Волгоградский государственный аграрный университет,  
Волгоград, Россия, gds-08@mail.ru; fsd\_58@mail.ru;  
el.shirjaeva@gmail.com

**D.S. GAPICH**, DSc in Engineering  
**S.D. FOMIN**, PhD in Engineering  
**E.V. SHIRYAEVA**, PhD in Engineering

Volgograd State Agricultural University, Volgograd, Russia,  
gds-08@mail.ru; fsd\_58@mail.ru; el.shirjaeva@gmail.com

Почвообрабатывающие машины, имеющие в своей конструкции упругие звенья в креплении рабочих органов, при определенных условиях могут генерировать действующие незатухающие колебания рабочих органов за счет особенности процесса резания почвенного пласта, что позволяет снижать общий уровень силового нагружения и динамичность функционирования всей системы. При этом актуальным становится вопрос о влиянии колебаний рабочего органа на агротехнические показатели работы МТА, в частности на отклонение глубины обработки от среднего значения. В статье рассматривается математическая модель, описывающая динамику движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА, учитывающая силовые, упругие и диссипативные характеристики звеньев системы. Анализ автокорреляционной функции горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиватора, полученной по экспериментальной осциллограмме, показал наличие в процессе скрытой периодической составляющей, что позволило аппроксимировать экспериментальные данные рядом Фурье; относительная разность средних значений аппроксимации и экспериментальных данных составила 0,3 %. Диссипативные свойства почвы в работе характеризуются коэффициентом затухания почвенной среды. Жесткость упругого элемента в креплении рабочего органа определялась из условия равенства частоты собственных колебаний системы и частоты возмущающей силы, что соответствует резонансному режиму работы. Расчет по данной математической модели позволил в итоге определить среднеквадратическое отклонение глубины обработки и сравнить его значение со значением разработанного технологического допуска на изменение жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа, в результате чего были сделаны следующие выводы: использование режима автоколебаний рабочих органов может существенно влиять на устойчивость хода рабочего органа в вертикальной плоскости, особенно это сказывается на почвах со слабыми диссипативными свойствами, также можно предположить, что значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве и развитию ветровой эрозии.

**Ключевые слова:** упругий элемент, рабочий орган культиватора, почвенный фон, глубина обработки, тяговое сопротивление.

Tillage machines that have in their design elastic links in the fastening of working organs, under certain conditions, can generate active undamped oscillations of working bodies due to the peculiarity of the cutting process of the soil layer, which allows to reduce the overall level of force loading and the dynamism of the functioning of the entire system. At the same time, the question of the effect of vibrations of the working organ on the agrotechnical indices of the operation of machine-tractor aggregates, in particular on the deviation of the processing depth from the mean value, becomes topical. The mathematical model describing dynamics of movement of the elastically fixed working body of the cultivator machine-tractor aggregates, taking into account the force, elastic and dissipative characteristics of the links of the system is considered in the article. Dissipative properties of soil in the work are characterized by the coefficient of attenuation of the soil environment. The rigidity of the elastic element in the attachment of the working member was determined from the condition that the frequency of the natural oscillations of the system and the frequency of the disturbing force be equal, which corresponds to a resonant mode of operation. Calculation of this mathematical model allowed to determine the root-mean-square deviation of the treatment depth and compare its value with the value of the developed technological tolerance for the change in the rigidity of the elastic element in the fastening of the working member, as a result of which the following conclusions were made: the use of the self-oscillation mode of the working organs can significantly influence on the stability of the working body in the vertical plane, especially this affects the soils with weak dissipative properties, It can be assumed that significant amplitude oscillations of the working element in the horizontal plane can lead to an increased abrasion of the soil background by the working organ and, as a consequence, to an increase in the number of eroding particles in the soil and the development of wind erosion.

**Keywords:** elastic element, working body of the cultivator, soil background, processing depth, traction resistance.

## Введение

Почвообрабатывающие машины, имеющие в своей конструкции упругие звенья в креплении рабочих органов, при определенных условиях могут генерировать действующие незатухающие колебания рабочих органов за счет особенности процесса резания почвенного пласта, что позволяет снижать общий уровень силового нагружения и динамичность функционирования всей системы [1]. При этом актуальным становится вопрос о влиянии колебаний рабочего органа на агротехнические показатели работы МТА [2], в частности на отклонение глубины обработки от среднего значения [3].

## Цель исследования

Изучить влияние резонансного режима работы рабочего органа культиватора, имеющего упругий элемент в креплении, на отклонение глубины обработки почвы от среднего значения.

В качестве объекта исследования выбран культиватор BOURGAULT 8810.

Дифференциальное уравнение движения рабочего органа культиватора с упругим креплением к раме почвообрабатывающего орудия представлено в виде [4]:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + k^2\varphi = \frac{1}{m}R(t), \quad (1)$$

где  $2\varepsilon = h/m$ ;  $k^2 = c_{\text{пр}}/m$ ;  $h$  – коэффициент линейного вязкого сопротивления почвы, Нс/м;  $c_{\text{пр}}$  – приведенная жесткость системы, Н/м;  $m$  – масса рабочего органа, кг;  $k^2$  – частота собственных колебаний рабочего органа относительно оси подвеса, с<sup>-1</sup>;  $\varphi$  – угол поворота культиваторной стойки относительно вертикальной

оси, рад;  $R(t)$  – горизонтальная составляющая тягового сопротивления в функции времени, Н.

Рассмотрим описание силовых, упругих и диссипативных характеристик звеньев, входящих в уравнение (1).

## Описание возмущающих воздействий от сопротивления почвы обработке

Анализ автокорреляционной функции горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа (рис. 1) показывает, что с ростом  $k$  корреляционная связь между ординатами процесса ослабевает. При некотором значении  $k = k_0$  кривая  $r(k)$  пересекает ось абсцисс, и далее наблюдается затухание колебаний кривой относительно этой оси. Такой характер протекания кривой  $r(k)$  свидетельствует о наличии в процессе скрытой периодической составляющей, что позволяет использовать гармонический анализ для аппроксимации экспериментальных данных [5].

Аппроксимация экспериментальных данных представлена рядом Фурье вида:

$$Y_i = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left( a_n \cos \frac{2n\pi t}{\lambda} + \beta_n \sin \frac{2n\pi t}{\lambda} \right),$$

где  $n$  – число гармоник;  $a_n$ ,  $\beta_n$  – коэффициенты гармоник;  $\lambda$  – длина волны основной гармоники.

Результаты аппроксимации горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА представлены на рис. 2.

Статистические показатели полученного ряда Фурье близки по значениям к экспериментальным данным: относительная разность средних значений составила 0,3 %, а среднеквадратических отклонений – 3,8 %.

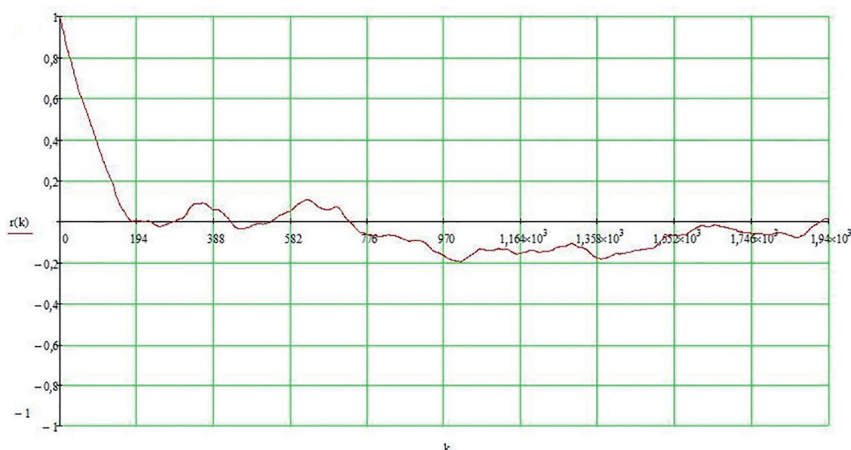


Рис. 1. Автокорреляционная функция горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА

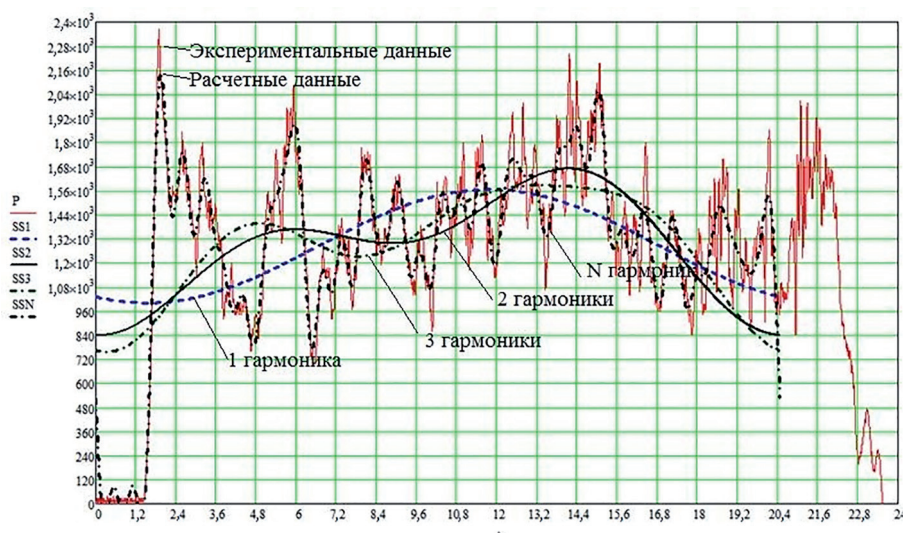


Рис. 2. Экспериментальная и расчетная осциллограмма тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА

### Определение собственной частоты колебательной системы

Для определения частоты собственных колебаний рассматриваемой системы составлены дифференциальные уравнения собственных колебаний в форме уравнений Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial T}{\partial \phi} = Q_\phi \end{cases}, \quad (2)$$

где  $Q_x, Q_\phi$  – обобщенные силы системы;  $T$  – кинетическая энергия системы;  $\dot{x}, \dot{\phi}$  – обобщенные скорости;  $x, \phi$  – обобщенные координаты.

На основании системы (2) дифференциальное уравнение свободных колебаний стойки культиватора получено в виде:

$$\ddot{\phi} + k^2 \phi = 0,$$

где  $k$  – круговая частота малых колебаний стойки, Гц.

В нашей задаче жесткость упругого элемента выбиралась из условия равенства частоты собственных колебаний системы и частоты возмущающей силы:

$$k = \lambda,$$

где  $\lambda$  – господствующая частота колебаний горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа, Гц.

Жесткость упругого элемента определена выражением:

$$c = \frac{\lambda^2 (J_z - ma^2) - mga}{h^2}. \quad (3)$$

Подставив в формулу (3) числовые значения:  $\lambda = 14,8$  Гц – частота вынужденных колебаний,

определенная по спектральной плотности горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа [3];  $J_z = 2,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  – момент инерции культиваторной стойки относительно оси подвеса;  $a = 0,4$  м;  $m = 16,5$  кг, получим  $c = 140 \text{ кН}/\text{м}$ .

### Определение диссипативных свойств почвы

В качестве основной величины, характеризующей диссипативные свойства почвы, может служить удельное внутреннее сопротивление  $\psi$ . Определяется данная величина экспериментально по диаграммам нагружения-разгружения и представляет собой отношение площади петли гистерезиса к полной энергии колебаний (рис. 3).

Обработка экспериментальных кривых в пакете «Microsoft Excel» позволила аппроксимировать их полиномами третьей степени. Для почвенного фона – стерня кривая нагружения описывается уравнением:

$$y = 54x^3 - 219,5x^2 + 475,75x - 1,66,$$

кривая разгружения:

$$y = -1389x^3 + 6012x^2 - 7635x + 3014,3.$$

Площадь петли гистерезиса:

$$S_{ABDA} = S_{ABCA} - S_{DBCD} = 354,13 - 83,78 = 266,35.$$

Относительное внутреннее сопротивление светло-каштановых почв для заданного почвенного фона и заданных условий эксперимента определено как:

$$\psi = S_{ABDA} / S_{ABCA} = 0,75.$$

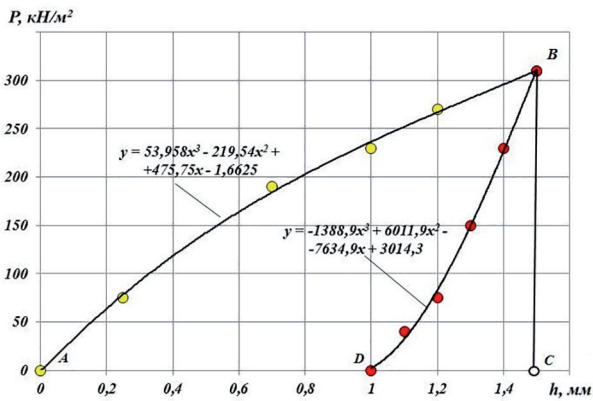


Рис. 3. Экспериментальная диаграмма нагружения-разгружения светло-каштановых почв, фон – стерня

Тогда коэффициент затухания исследуемой почвенной среды составит:

$$\varepsilon = \psi k^2 / 4\pi\lambda = 5,55,$$

для почвенного фона пар значение коэффициента затухания составило 2,45.

Почвенные фоны можно условно разделить на фоны, обладающие сильными диссипативными свойствами,  $- 2\varepsilon/\lambda > 0,5$ , и почвенные фоны, обладающие слабыми диссипативными свойствами,  $- 2\varepsilon/\lambda < 0,5$ . Значение данного параметра для почвенного фона – стерня составило 0,75, для почвенного фона – пар – 0,43.

### Интегрирование дифференциальных уравнений вынужденных колебаний стойки культиватора

Полное решение дифференциального уравнения (1), в случае малого сопротивления, было получено в виде:

$$\begin{aligned} \varphi = & \frac{a_0}{k^2 m} + e^{-\varepsilon t} \left( \left( -A_0 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right) \cos kt + \right. \\ & \left. + \left( \frac{\sum_{n=1}^{\infty} B_n n \rho - \varepsilon \left( A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \right)}{\cos kt} \right) \sin kt \right) + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \left( A_n \cos \frac{2\pi n}{\lambda} t + B_n \sin \frac{2\pi n}{\lambda} t \right), \end{aligned}$$

где  $A_0 = \frac{a_0}{k^2 m}$ ,  $A_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) a_n + 2\varepsilon n \rho \beta_n}{m((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4\varepsilon^2 n^2 \rho^2)}$ ,

$B_n = \frac{(k^2 - n^2 \rho^2) \beta_n - 2\varepsilon n \rho a_n}{m((k^2 - n^2 \rho^2)^2 + 4\varepsilon^2 n^2 \rho^2)}$  – постоянные

коэффициенты;  $\rho = \frac{2\pi}{\lambda}$ .

Расчет по данной математической модели позволил, в конечном счете, получить расчетную осциллограмму угла поворота культиваторной стойки относительно шарнира (рис. 4), последующая математическая обработка которой позволила определить среднее квадратическое отклонение глубины обработки и сравнить его значение со значением разработанного технологического допуска на изменение жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

Анализ данных графических зависимостей говорит о том, что использование резонансных и дорезонансных режимов работы рабочего органа на полях со слабыми диссипативными свойствами может приводить к нарушению агротехнических требований, предъявляемых к культивации. Наблюдаются повышенные значения отклонения глубины обработки, а следовательно, и достаточно большие перемещения рабочего органа в горизонтальной плоскости

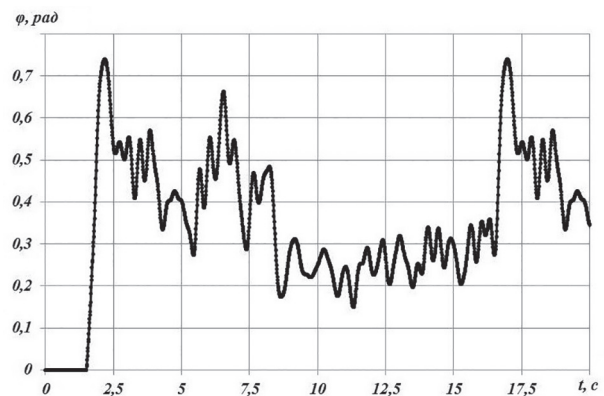


Рис. 4. Расчетная осциллограмма угла поворота стойки культиватора

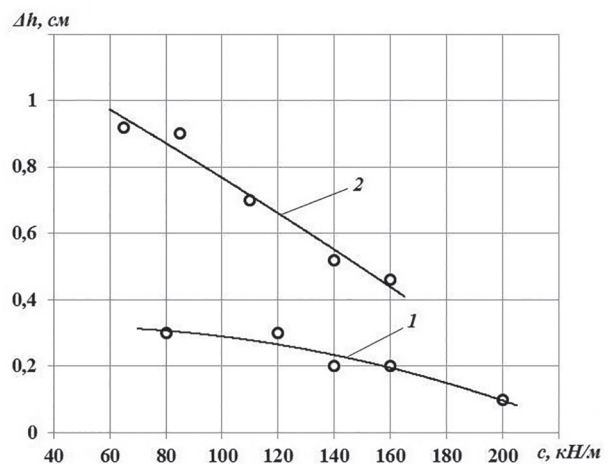
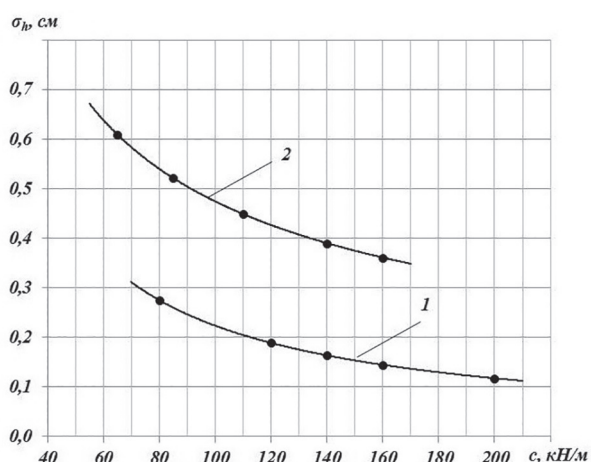


Рис. 5. Расчетные зависимости среднее квадратическое отклонения глубины обработки в функции жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа культиватора: 1 – фон – стерня; 2 – фон – пар

при колебательном характере движения. Значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве.

Результаты, полученные по математической модели, хорошо согласуются с экспериментальными данными, что подтверждается графическими зависимостями отклонения глубины обработки рабочего органа от среднего значения в функции жесткости упругого элемента в креплении (рис. 6).



**Рис. 6. Отклонение глубины обработки от среднего значения в зависимости от жесткости упругих элементов в креплении рабочих органов культиватора:**  
1 – фон – стерня; 2 – фон – пар

## Выводы

Использование режима автоколебаний рабочих органов может существенно влиять на устойчивость хода рабочего органа в вертикальной плоскости, особенно это сказывается на почвах со слабыми диссипативными свойствами.

Степень проявления диссипативных свойств почвы оценивается отношением двойного коэффициента затухания исследуемой почвенной среды к частоте колебаний горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа –  $2\varepsilon/\lambda$ . К почвам со слабыми диссипативными свойствами, относятся почвы, для которых указанное отношение меньше 0,5.

Значительные амплитуды колебания рабочего органа в горизонтальной плоскости могут приводить к повышенному истиранию почвенного фона рабочим органом и, как следствие, к повышению количества эродирующих частиц в почве и развитию ветровой эрозии.

## Литература

1. Гапич Д.С., Фомин С.Д., Денисова О.А. Энергетические и качественные показатели работы культиваторного МТА в режиме автоколебаний рабочих органов // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т. 1. № 4 (26). С. 17–20.
2. Гапич Д.С., Денисова О.А. Экологические особенности использования резонансных режимов работы рабочих органов культиваторного машинно-тракторного агрегата // Научное обозрение. 2015. № 10-1. С. 40–44.
3. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Назаров Е.А. Устойчивость движения рабочего органа культиватора BOURGAULT 8810 в зависимости от жесткости упругих элементов в его креплении // Научное обозрение. 2011. № 6. С. 103–108.
4. Кузнецов Н.Г., Гапич Д.С., Назаров Е.А. Оптимизация жесткости упругого элемента в креплении рабочего органа культиватора BOURGAULT 8810 // Научное обозрение. 2010. № 6. С. 89–93.
5. Гапич Д.С., Ширияева Е.В., Денисова О.А. Фурье-анализ экспериментальных осциллограмм тягового сопротивления рабочего органа культиваторного МТА // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2015. № 3 (39). С. 151–154.

## References

1. Gapich D.S., Fomin S.D., Denisova O.A. Energy and quality indicators of cultivator machine-tractor aggregates operation in the mode of auto-oscillations of working bodies. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2015. Vol. 1. No 4 (26), pp. 17–20.
2. Gapich D.S., Denisova O.A. Ecological features of the use of resonant operating modes of the working bodies of the cultivator machine and tractor unit. *Nauchnoe obozrenie*. 2015. No 10-1, pp. 40–44.
3. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. Stability of the movement of the working body of the cultivator BOURGAULT 8810, depending on the rigidity of the elastic elements in its bracing. *Nauchnoe obozrenie*. 2011. No 6, pp. 103–108.
4. Kuznetsov N.G., Gapich D.S., Nazarov E.A. Optimization of the rigidity of the elastic element in the mounting of the working body of the cultivator BOURGAULT 8810. *Nauchnoe obozrenie*. 2010. No 6, pp. 89–93.
5. Gapich D.S., Shiryayeva E.V., Denisova O.A. Fourier analysis of experimental oscillograms of the traction resistance of the cultivator machine-tractor unit. *Izvestiya Nizhnevolzhskogo agrouniversitetskogo kompleksa: Nauka i vysshee professional'noe obrazovanie [Izvestiya of the Nizhnevolzhsk Agro-University Complex: Science and Higher Vocational Education]*. 2015. No 3 (39), pp. 151–154.