

Sidorov Aleksander Nikolaevich, Candidate of Agricultural Sciences, Senior Researcher of the Research Institute of the Center for Innovative Agrobiotechnologies in the System of Organic and Precision Farming, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Ave., 26).

Kholod Anatoliy Aleksandrovich, Candidate of Agricultural Sciences, Senior Researcher of the Research Institute of the Center for Innovative Agrobiotechnologies in the System of Organic and Precision Farming, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Ave., 26).

Dadykina Maria Sergeevna, Master's Degree Student, Faculty of Agrobiotechnology, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Ave., 26).

DOI: 10.32786/2071-9485-2024-03-38

DYNAMICS OF THE CULTIVATOR RACK WITH SPRING FUSES

Gapich D. S., Kaplya E. V., Chernousov P. S., Gubaidulin D. S.

Volgograd State Agrarian University
Volgograd, Russian Federation

Corresponding author E-mail: gds-08@mail.ru

Received 15.04.2024

Submitted 20.05.2024

Summary

The elastic structure of the cultivator section generates vibrations due to uneven traction and heterogeneity of the soil. In the article presents the results of a study of forced vibrations of the stand of a modern cultivator as a result of the action of the soil resistance force.

Abstract

The forced vibrations of the stand of a modern cultivator as a result of the action of the soil resistance force are investigated. A graph of the spectral density modulus of the disturbing moment created by the soil resistance force is constructed. The spectral density graph contains two explicit maxima. The frequencies corresponding to these maxima are determined. The numerical solution of the differential equation of vibrations of the cultivator rack with spring fuses is performed. Graphs of the dependence of the rotation angle and angular velocity of the cultivator's paw on time are constructed. Phase trajectories corresponding to experimental samples of disturbing effects on the cultivator's paw are constructed.

Keywords: *cultivators, cultivator rack, cultivator leg, forced oscillations of the rack, soil destruction by working tools, self-oscillations of the working body.*

Citation. Gapich D. S., Kaplya E. V., Chernousov P. S. Dynamics of the cultivator rack with spring fuses. *Proc. of the Lower Volga Agro University Comp.* 2024. 3(75). 330-339 (in Russian). DOI: 10.32786/2071-9485-2024-03-38.

Author's contribution. All authors of this research paper have directly participated in the planning, execution, or analysis of this study. All authors of this paper have read and approved the final version submitted.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

УДК 629.114.2-585

ДИНАМИКА СТОЙКИ КУЛЬТИВАТОРА С ПРУЖИННЫМИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯМИ

Гапич Д. С., доктор технических наук, профессор
Капля Е. В., кандидат физико-математических наук, доцент
Черноусов П. С., аспирант
Губайдулин Д. С., аспирант

ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ
г. Волгоград, Российская Федерация

Актуальность. Исследованы вынужденные колебания стойки современного культиватора в результате действия силы сопротивления почвы. Построен график модуля спектральной плотности возмущающего момента, создаваемого силой сопротивления почвы. График спектральной плотности содержит два явно-выраженных максимума. Определены частоты, соответствующие этим максимумам. Выполнено численное решение дифференциального уравнения колебаний стойки культиватора с пружинными предохранителями. Построены графики зависимости угла поворота и угловой скорости лапы культиватора от времени. Построены фазовые траектории, соответствующие экспериментальным выборкам возмущающих воздействий на лапу культиватора.

Ключевые слова: культиваторы, стойка культиватора, лапа культиватора, вынужденные колебания стойки, разрушение почвы рабочими органами, автоколебания рабочего органа.

Цитирование. Гапич Д. С., Капля Е. В., Черноусов П. С., Гуйбадулин Д. С. Динамика стойки культиватора с пружинными предохранителями. *Известия НВ АУК*. 2024. 3(75). 330-339. DOI:10.32786/2071-9485-2024-03-38.

Авторский вклад. Все авторы настоящего исследования принимали непосредственное участие в планировании, выполнении или анализе данного исследования. Все авторы настоящей статьи ознакомились с представленным окончательным вариантом и одобрили его.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Введение. Культиваторы, снабжённые рабочими органами в форме стрелчатых лап [1-5], остаются наиболее эффективными типами культиваторов. С целью обработки тяжёлых и каменистых почв такие культиваторы всегда оснащаются [3-5] пружинными предохранителями (или предохранительными механизмами), предупреждающими поломки лап с жёсткими стойками.

Коэффициент упругого сопротивления почвы зависит, прежде всего, от коэффициента уплотнения почвы, а коэффициент вязкого сопротивления почвы – от влажности почвы [6]. Коэффициент внутреннего трения почвы нелинейно убывает с ростом линейного ускорения кромки лезвия культиватора. Зависимость коэффициента внутреннего трения от линейного ускорения кромки лезвия культиватора имеет нелинейный вид.

Тяговое сопротивление мелиоративных почвообрабатывающих орудий уменьшается с ростом влажности почвы. Тяговое сопротивление мелиоративных почвообрабатывающих орудий при обработке почвы, имеющей высокую влажность – 70-80%, от ее наименьшей влагоёмкости, на 22-28% меньше, чем при рыхлении переуплотненных и пересушенных почв. Наименьшая влагоёмкость (НВ) – максимально возможное количество капиллярно-подвешенной влаги, которое способна удержать почва в полевых условиях, при промачивании её сверху, после стекания свободной (гравитационной) воды.

Движение рабочего органа культиватора в сухой глинистой почве сопровождается двумя чередующимися процессами: нарастанием механического напряжения и резким его уменьшением в результате разрушения кусков почвы (твёрдой фазы почвы). Искусственный генератор вибрации рабочего органа культиватора может способствовать разрушению кусков почвы. Поиск оптимального сочетания частоты и амплитуды искусственных вынужденных колебаний лапы культиватора – актуальная задача. Поиск оптимальной частоты искусственных вынужденных колебаний лапы культиватора – актуальная задача.

Применяемые орудия для обработки почвы, как правило, содержат пассивные рабочие органы, не обеспечивающие оптимальных качественных и энергетических показателей процесса крошения почвы. Введение в конструкцию почвообрабатывающих рабочих органов дополнительных упругих звеньев, а также различных виброударных элементов [7-12] позволяет обеспечить оптимальные режимы осуществления технологического процесса.

Цель работы: Исследование вынужденных колебаний стойки культиватора Bourgault 8810 со стрелчатыми лапами и пружинными предохранителями. Анализ характеристик вынужденных колебаний стойки культиватора со стрелчатой лапой.

Материалы и методы. Объектом исследований является одиночная секция культиватора Bourgault 8810. Каждая секция этого культиватора состоит из С-образной стойки, двух цилиндрических пружин с варьируемой жёсткостью, шарнира и стрелчатой культиваторной лапы. Конструкция подпружиненной стойки одной секции этого культиватора с лапой показана на рисунке 1. Стрелчатая лапа закреплена на упругой стойке посредством болтового соединения.

С целью экспериментального исследования колебаний стойки культиватора под действием силы сопротивления почвы использован тензорезистивный датчик усилия КФ5П1-10-100-А-12. Этот тензорезистор имеет толщину 0.06 ± 0.020 мм и содержит чувствительный элемент из константовой фольги. Механическое воздействие на тензорезистор вызывает изменение электрического сопротивления чувствительного элемента. Тензорезистивный датчик установлен в области крепления стойки культиватора к шарниру рамы.

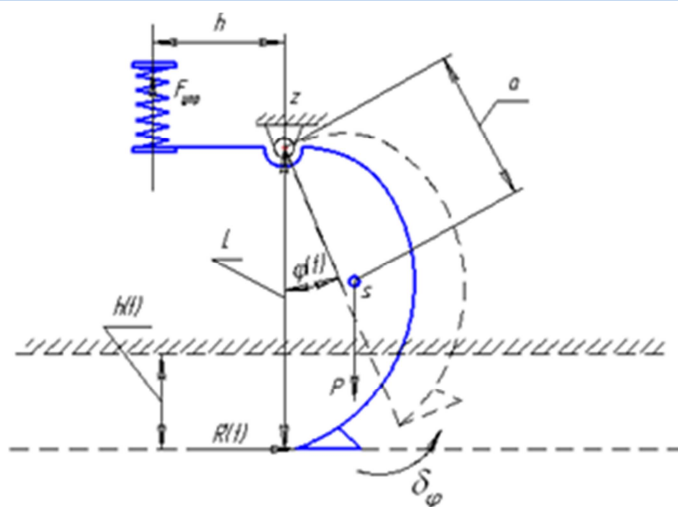


Рисунок 1 – Схема стойки культиватора Bourgault 8810 (вид сбоку):

P – сила тяжести культиваторной стойки, H ; $F_{упр}$ – сила упругости пружины, H ;

$\vec{R}(t)$ – результирующая сила сопротивления почвы, H ;

a – расстояние от шарнира до центра масс, m

Figure 1 – The scheme of the cultivator rack Bourgault 8810 (side view):

P – Gravity of the cultivator rack, N ; $F_{упр}$ – spring elasticity force, N ;

$\vec{R}(t)$ – the resulting soil resistance force, N ;

a – the distance from the hinge to the center of mass, m

В процессе движения культиватора возникают вынужденные колебания лапы культиватора относительно оси подвеса (оси Oz). Колебания стойки культиватора характеризуются малой амплитудой, поэтому процесс колебаний можно описать линейным дифференциальным уравнением второго порядка. Дифференциальное уравнение колебаний стойки культиватора, совершающей вынужденные колебания относительно оси подвеса, имеет вид:

$$\frac{d^2}{dt^2} \varphi(t) + 2 \cdot \xi \cdot \frac{d}{dt} \varphi(t) + k_0^2 \cdot \varphi(t) = \frac{M(t)}{J_z}, \quad (1)$$

где: $\varphi(t)$ – угол поворота стойки культиватора относительно оси подвеса, $рад/с$;

$\xi = \frac{\eta}{2 \cdot m}$ – коэффициент затухания колебаний секции культиватора, $Гц$;

η – коэффициент линейного вязкого сопротивления почвы, $H \cdot c/m = кг/с$;

m – масса рабочего органа, $кг$; k_0 – циклическая (круговая) частота собственных колебаний рабочего органа относительно оси подвеса (собственная частота культиваторной стойки), $рад/с$; $M(t)$ – абсолютная величина возмущающего момента силы сопротивления почвы перед лапой культиватора, $H \cdot м$; $M(t) = R(t) \cdot L$; L – расстояние от режущего конца (носа) лапы культиватора до оси подвеса (оси Oz), $м$; $R(t)$ – результирующая сила сопротивления почвы, равная горизонтальной составляющей тягового сопротивления, H ; J_z – осевой момент инерции культиваторной секции относительно оси подвеса (Oz), $кг \cdot м^2$.

Собственную частоту культиваторной стойки и в общем случае механической упругой системы определяют известной формулой:

$$k_0 = \sqrt{c_{пр}/m}, \quad (2)$$

где $c_{пр}$ – приведенная жесткость системы, Н/м, представляемая формулой:

$$c_{пр} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot \lambda)^2 \cdot (J_z - m \cdot a^2) - m \cdot g \cdot a}{h^2}, \quad (3)$$

где λ – частота вынужденных колебаний, определенная по спектральной плотности горизонтальной составляющей тягового сопротивления рабочего органа; a – расстояние от оси подвеса до центра масс рассматриваемой системы (стойки культиватора с лапой).

Секция культиватора Bourgault 8810 характеризуется следующим набором параметров: $m = 16.5 \text{ кг}$, $J_z = 2.7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\lambda = 14.8 \text{ Гц}$, $a = 0.4 \text{ м}$, $h = 0.18 \text{ м}$, $L = 0.640 \text{ м}$. В этом случае приведенная жесткость системы согласно формуле (3) равна $c_{пр} \approx 14 \cdot 10^3 \text{ кг/с}^2 = 14 \text{ кН/м}$.

Коэффициент вязкого сопротивления почвы имеет величину $80 < \eta < 184 \text{ кг/с}$ в зависимости от типа почвы и её влажности. Указанному интервалу соответствует диапазон значений коэффициента затухания колебаний секции культиватора $2.45 < \xi < 5.6 \text{ Гц}$.

Результаты и обсуждение. Полевой эксперимент проведен в соответствии со стандартными агротехническими требованиями, предъявляемыми к эксплуатации культиватора Bourgault 8810 на территории УНПЦ “Горная поляна” Волгоградского государственного аграрного университета. Известно, что тяговое сопротивление имеет квадратичную зависимость от глубины рыхления, поэтому в ходе эксперимента глубина рыхления была постоянной.

Величина возмущающего момента $M(t)$, создаваемого силой сопротивления почвы, измерена с помощью тензометрического датчика, размещенного в области крепления стойки к шарниру рамы. Момент $M(t)$ измерен в дискретные моменты времени: $t_q = t_0 + q \cdot \Delta t$, где $t_0 = 0$; $\Delta t = 2 \cdot 10^{-3} \text{ с}$; $q = 0, 1, \dots, (N-1)$. Объем экспериментальной выборки $N = 32351$. В результате измерений получена дискретная последовательность $M_q = M(t_q)$. Динамика возмущающего момента показана на рисунке 2.

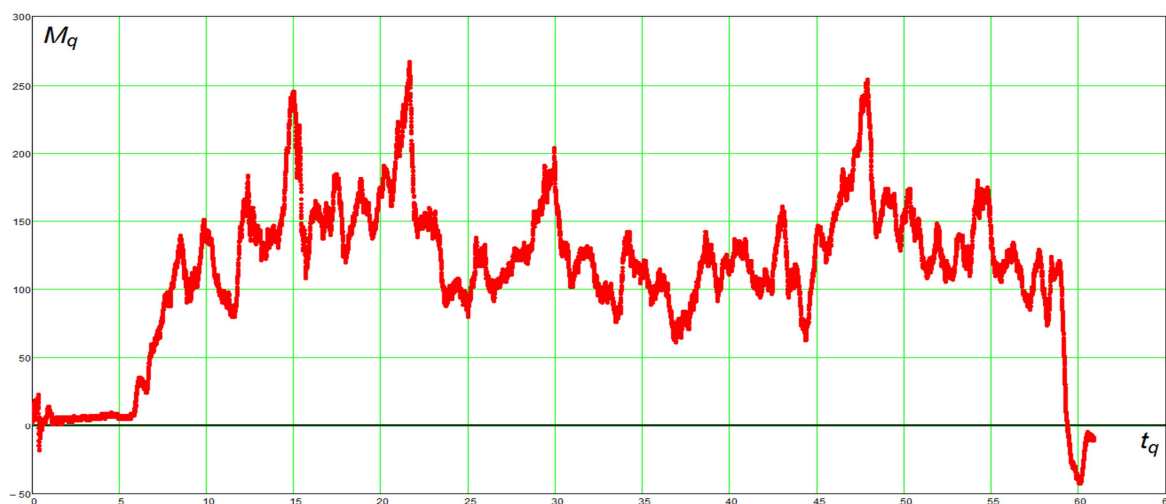


Рисунок 2 – График зависимости возмущающего момента от времени
Figure 2 – Graph of the dependence of the disturbing moment on time

Спектральная плотность возмущающего момента M_q вычислена на основе экспериментальной выборки с помощью известной формулы:

$$S_n = \sum_{q=0}^{N-1} \left[M_q \cdot \exp \left(-j \cdot \frac{2\pi}{N} \cdot n \cdot q \right) \right], \quad (4)$$

где S_n – спектральная плотность возмущающего момента сил, действующих на стойку культиватора со стороны почвы; $n = 0, 1, \dots, (N-1)$; $j \equiv \sqrt{-1}$.

Спектральную плотность представим комплексной функцией циклической частоты ω_n , которая принимает дискретные значения:

$$\omega_n = \frac{2\pi}{N} \cdot n, \quad (5)$$

где $n = 0, 1, \dots, (N-1)$.

Зависимость модуля спектральной плотности $A(\omega_n) = |S(\omega_n)|$ возмущающего момента от циклической частоты показана в виде графика на рисунке 3. Зависимость $A(\omega_n)$ имеет два явно выраженных максимума. Циклические частоты 0.346 рад/с и 0.693 рад/с, обозначенные на рисунке 3, соответствуют 0.055 Гц и 0.110 Гц.

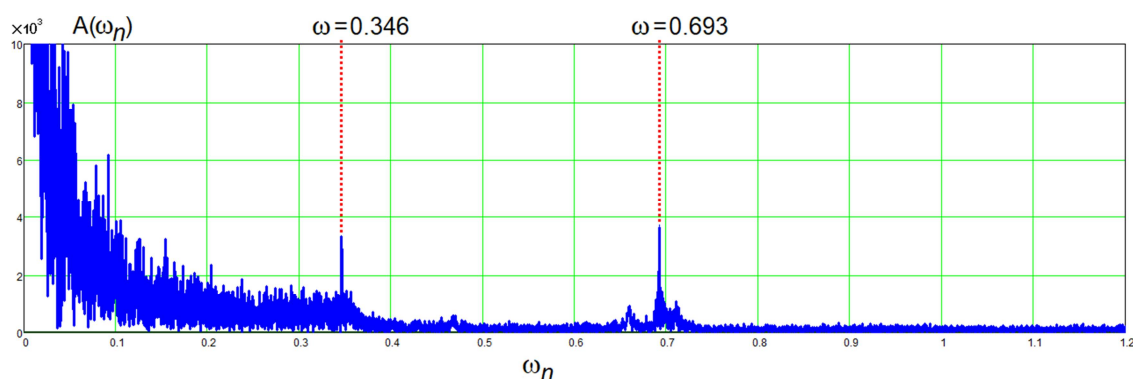


Рисунок 3 – График модуля спектральной плотности возмущающего момента
Figure 3 – Graph of the spectral density modulus of the disturbing moment

Дифференциальное уравнение (1) решим численно, используя метод разностной аппроксимации. Проведём дискретизацию величин. В уравнении (1) непрерывную функцию $\varphi(t)$ заменим дискретной последовательностью, элементы которой $\psi_q \approx \varphi(t_q)$.

Производные первого и второго порядков (угловую скорость и угловое ускорение) можно представить выражениями:

$$\left(\frac{d\varphi}{dt} \right)_q \approx \frac{\psi_q - \psi_{q-1}}{\Delta t}, \quad (6)$$

$$\left(\frac{d^2\varphi}{dt^2} \right)_q \approx \frac{\psi_{q+1} - 2 \cdot \psi_q + \psi_{q-1}}{\Delta t^2}. \quad (7)$$

В результате разностной аппроксимации производных (6) и (7) дифференциальное уравнение (1) приводит к разностной схеме:

$$\frac{\psi_{q+1} - 2 \cdot \psi_q + \psi_{q-1}}{\Delta t^2} + 2 \cdot \xi \cdot \frac{\psi_q - \psi_{q-1}}{\Delta t} + k_0^2 \cdot \psi_q = \frac{M_q}{J_z}. \quad (8)$$

Решив уравнение (8) относительно ψ_{q+1} , получим рекуррентную формулу:

$$\psi_{q+1} = \left(\frac{M_q}{J_z} - k_0^2 \cdot \psi_q \right) \cdot \Delta t^2 - 2 \cdot \xi \cdot (\psi_q - \psi_{q-1}) \cdot \Delta t + 2 \cdot \psi_q - \psi_{q-1}. \quad (9)$$

После раскрытия скобок и перегруппировки слагаемых формула (9) приводит к другому виду:

$$\psi_{q+1} = \psi_q \cdot (2 \cdot (1 - \xi \cdot \Delta t) - k_0^2 \cdot \Delta t^2) + \psi_{q-1} \cdot (2 \cdot \xi \cdot \Delta t - 1) + \frac{M_q}{J_z} \cdot \Delta t^2 \quad (10)$$

Величина ψ_{q+1} определяется значениями ψ_q и ψ_{q-1} рекуррентными зависимостями (9) и (10). Для применения формул (9) и (10) необходимо указать начальные условия: ψ_0 и ψ_1 . Величина $\psi_0 = \varphi(t_0)$ – начальная фаза колебаний. Пусть $\psi_0 = \psi_1 = 0$. Применяя рекуррентную формулу (10), в процессе рекурсии определяем угловое положение стойки в последующие моменты времени. Количество шагов (итераций) примем равным объёму N экспериментальной выборки момента. Результаты расчетов углового положения стойки для выбранных начальных условий представлены на рисунке 4.



Рисунок 4 – График зависимости угла (в градусах) поворота лапы от времени
Figure 4 – Graph of the dependence of the angle (in degrees) of the paw rotation on time

Модуль угловой скорости на каждом шаге определяется производной угла поворота по времени. Эта производная приближённо вычисляется с помощью конечно-разностного отношения:

$$\omega_q = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)_q \approx \frac{\psi_q - \psi_{q-1}}{\Delta t} \quad (11)$$

Процесс изменения угловой скорости лапы показан на рисунке 5.

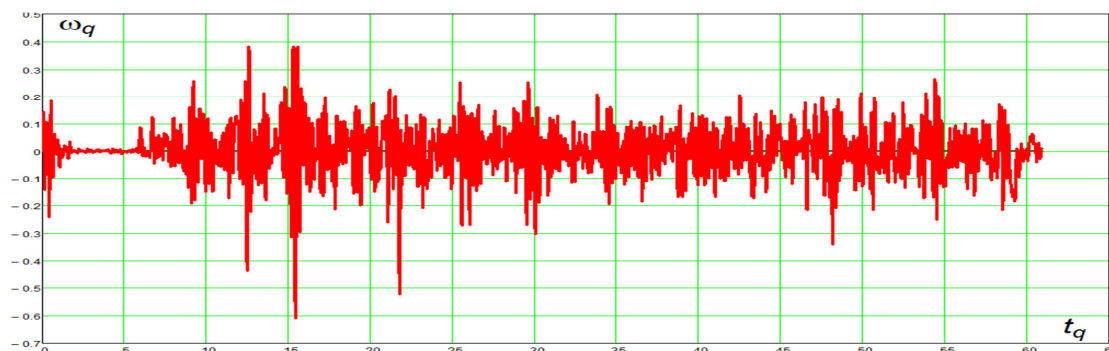


Рисунок 5 – График зависимости угловой скорости лапы (в рад/с) от времени
Figure 5 – Graph of the dependence of the angular velocity of the paw (in rad/s) on time

Модуль горизонтальной составляющей углового ускорения секции культиватора на каждом шаге определяется производной модуля угловой скорости секции по времени. Эту производную приближённо представим в виде конечно-разностного отношения:

$$\varepsilon_q = \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_q \approx \frac{\omega_q - \omega_{q-1}}{\Delta t} \quad (12)$$

Процесс изменения модуля горизонтальной составляющей углового ускорения секции показан на рисунке 6.

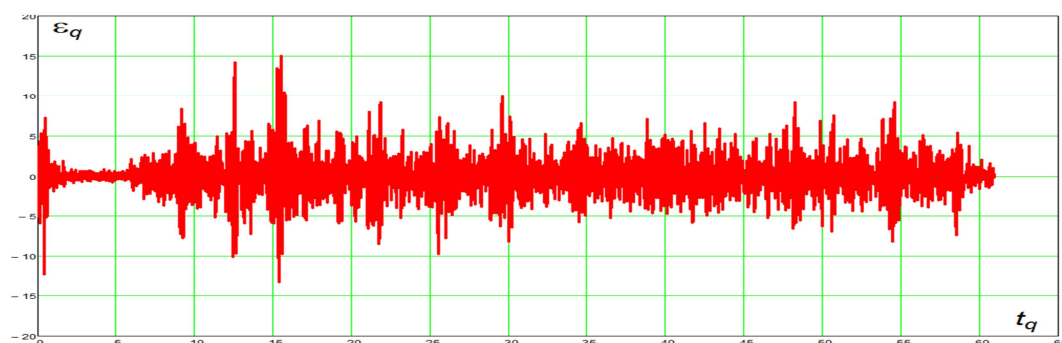


Рисунок 6 – График зависимости углового ускорения от времени
Figure 6 – Graph of the dependence of angular acceleration on time

Фазовые траектории, соответствующие экспериментальным выборкам возмущающих воздействий на лапу культиватора, представлены на рисунке 7 и рисунке 8. Начало обеих фазовых траекторий расположено в начале координат.

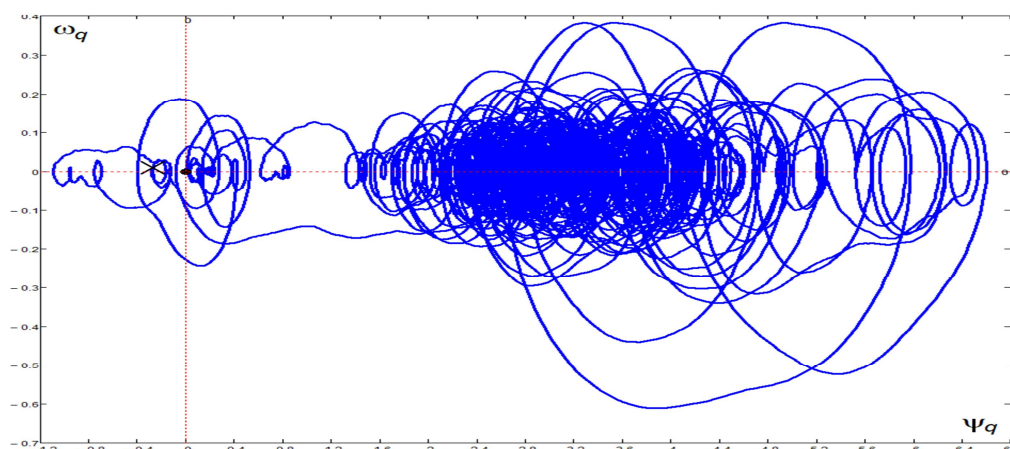


Рисунок 7 – Фазовая траектория в плоскости $\psi \omega$ (угол поворота в радианах – угловая скорость в рад/с)
Figure 7 – The phase trajectory in the plane $\psi \omega$ (the angle of rotation in radians is the angular velocity in rad/s)

Концы фазовых траекторий, отмеченные на рисунках 7 и 8 символом «x», соответствуют полной остановке трактора. Близость концов фазовых траекторий к началу координат, подтверждает корректность численного решения дифференциального уравнения (1) колебаний стойки культиватора. Концы фазовых траекторий не совпадают с началом координат по двум причинам:

1) Имеют место остаточные нагрузки на стойку культиватора со стороны почвы, в которой осталась нижняя часть лапы культиватора. В конце фазовой траектории остаётся деформация секции культиватора. Эта деформация характеризуется угловым смещением лапы культиватора относительно исходного ненапряжённого состояния.

2) В процессе рекуррентных вычислений углового положения стойки с помощью формул (9) или (10) происходит накопление погрешности аппроксимации производных конечными разностями.

Сложная форма фазовых траекторий является следствием неравномерности и непериодичности возмущающих воздействий, что вызвано непостоянством тягового усилия и неоднородностью почвы. Каждая из фазовых траекторий имеет близкорасположенные концы. Расстояние между концами значительно меньше размеров петель фазовых траекторий, что свидетельствует об устойчивости рассмотренной механической системы.

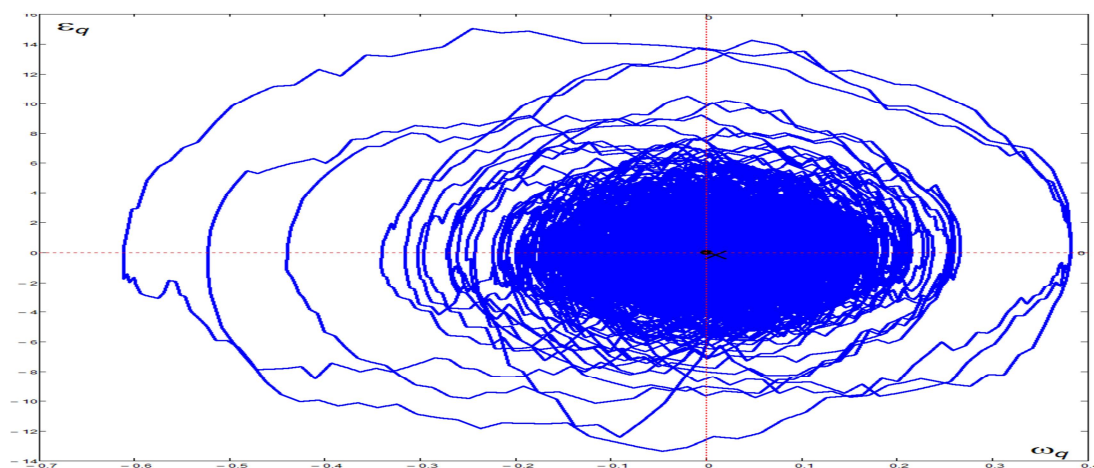


Рисунок 8 – Фазовая траектория в плоскости $\omega_O\varepsilon$ (угловая скорость в рад/с – угловое ускорение в рад/с²)

Figure 8 – The phase trajectory in the plane $\omega_O\varepsilon$ (angular velocity in rad/s – angular acceleration in rad/s²)

Линейное ускорение лезвия лапы культиватора пропорционально угловому ускорению: $a_q = \varepsilon_q \cdot L$. График зависимости линейного ускорения (в м/с²) лезвия лапы культиватора от времени представлен на рисунке 9.

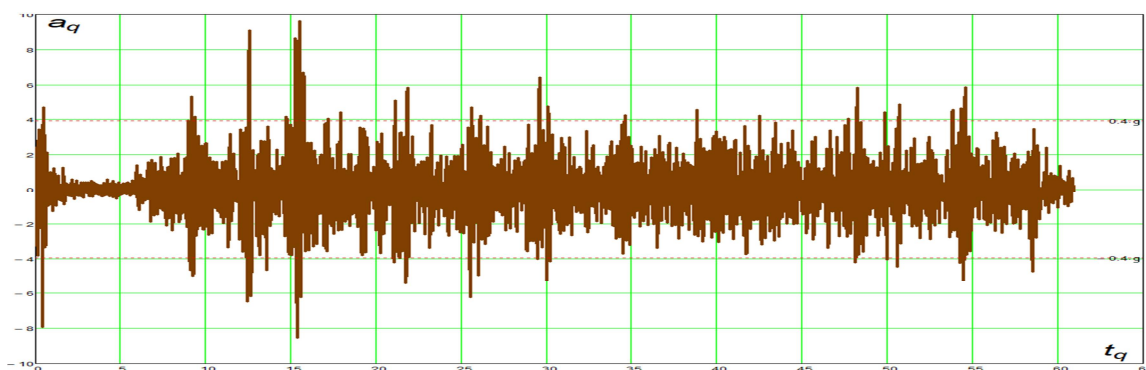


Рисунок 9 – Зависимость линейного ускорения лезвия лапы культиватора от времени

Figure 9 – Dependence of the linear acceleration of the cultivator's paw blade on time

Наибольшая абсолютная величина линейного ускорения не превышает 10^{-2} м/с². Известно [13], что скол самых крепких кусков сухой глинистой почвы происходит, когда линейное ускорение лезвия лапы культиватора достигает величины $0.4 \cdot g \approx 3.924$ м/с². Вычисленные и показанные на рисунке 9 линейные ускорения иногда превышают это пороговое значение ускорения лезвия лапы культиватора. Эффективная культивация тяжёлой сухой почвы затруднена из-за высоких прочностных характеристик почвы.

Выводы. Исследованы вынужденные колебания стойки современного культиватора Bourgault 8810 с пружинными предохранителями. На основе экспериментальной выборки определена спектральная плотность возмущающего момента, создаваемого силой сопротивления почвы. Построен график модуля спектральной плотности, который содержит два явно выраженных максимума, наблюдаемых при циклических частотах 0.346 рад/с и 0.693 рад/с, что соответствует 0.055 Гц и 0.110 Гц. Упругая конструкция секции культиватора генерирует колебания за счёт неравномерности (непостоянства) тягового усилия и неоднородности почвы.

В статье выполнено численное решение дифференциального уравнения колебаний стойки культиватора для угла поворота стойки культиватора относительно оси подвеса. В результате численного дифференцирования определены угловые скорости и ускорения для последовательных моментов времени. Построены графики зависимости угла поворота, угловой скорости и углового ускорения лапы культиватора от времени.

Возмущающее воздействие почвы на лапу культиватора при стандартных агротехнических условиях не способно сгенерировать такие колебания лапы культиватора, при которых линейное ускорение лезвия лапы культиватора достигает величины $0.4 \cdot g$, при которой происходит скол большинства кусков сухой глинистой почвы.

В статье построены фазовые траектории, соответствующие экспериментальным выборкам возмущающих воздействий на лапу культиватора. Близость концов фазовых траекторий к началу координат подтверждает корректность численного решения дифференциального уравнения колебаний стойки культиватора.

Conclusions. Forced oscillations of the rack of a modern cultivator Bourgault 8810 with spring fuses are investigated. On the basis of experimental sampling, the spectral density of the perturbing moment created by the soil resistance force was determined. A graph of the modulus of spectral density is constructed, which contains two pronounced maxima observed at cyclic frequencies of 0.346 rad/s and 0.693 rad/s, which corresponds to 0.055 Hz and 0.110 Hz. The elastic design of the cultivator section generates vibrations due to the unevenness (inconstancy) of the traction force and the heterogeneity of the soil.

In the article, a numerical solution of the differential equation of oscillations of the cultivator rack for the angle of rotation of the cultivator rack relative to the suspension axis is performed. As a result of numerical differentiation, angular velocities and accelerations for successive moments of time are determined. Graphs of the dependence of the angle of rotation, angular velocity and angular acceleration of the cultivator share on time are constructed.

The disturbing effect of the soil on the cultivator foot under standard agrotechnical conditions is not able to generate such oscillations of the cultivator share at which the linear acceleration of the cultivator foot blade reaches the value of $0.4g$ in which most pieces of dry clay soil are chipped.

The article constructs phase trajectories corresponding to experimental samples of perturbing effects on the cultivator's paw. The proximity of the ends of the phase trajectories to the origin confirms the correctness of the numerical solution of the differential equation of oscillations of the cultivator strut.

Библиографический список

1. Камбулов С. И., Бабенко О. С., Божко И. В. Технологический процесс рыхления почвы плоскорезущей лапой и стойкой. Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. 2020. № 4 (40). С. 241-255.
2. Бабицкий Л. Ф., Москалев В. Ю., Белов А. В. и др. Обоснование параметров рабочего органа культиватора с упругим креплением лапы. Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. 2023. № 34 (197). С. 71-80.
3. Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А. Обоснование оптимальных режимов работы культиваторных лап на виброударной подвеске. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2017. № 3 (58). С. 69-73.
4. Kravchenko L., Chayka Y., Zhurba V. Optimization of the parameters of the spring rack of the cultivator. BIO Web of Conferences. 2023. V. 65. 01001.
5. Buryanov A. I., Ignatenko V. I., Ignatenko I. V., Vyalikov I. L. Experimental study of reclining the cultivator's paws on spring racks. MATEC Web Conf. 2018. V. 226. 01029.
6. Тюремнов И. С., Морев А. С., Филатов И. С., Новичихин А. А., Федотова И. Н. К вопросу об определении численных значений коэффициентов упругого и вязкого сопротивления грунта при реологическом моделировании. Экология и научно-технический прогресс. Урбанистика. Пермь: ПНИПУ. 2014. № 1. С. 381-437.
7. Устинов Н. Н., Поддубный В. И., Мартыненко А. С. Механико-математическая модель рабочего органа культиватора для определения тягового сопротивления при действии вибрации. Достижения науки и техники АПК. 2017. Т. 31. № 3. С. 28-31.
8. Анутов Р. М., Котельников В. Я., Козьявин А. А. и др. Автоколебания жестких рабочих органов культиватора. Современные наукоемкие технологии. 2013. № 2. С. 11-13.
9. Анутов Р. М., Котельников В. Я., Козьявин А. А. и др. Автоколебания и снижение резонансных нагрузок самоустанавливающихся рабочих органов культиватора. Современные наукоемкие технологии. 2013. № 1. С. 10-12.
10. Singh H., Mehta M. Modeling, simulation and optimization of agricultural tillage process vibrations using an interactive active control system. E3S Web of Conferences. 2023. Vol. 430. P. 01284.
11. Cardei P., Constantin N., Muraru V., et al. The random vibrations of the active body of the cultivators. Agriculture. 2023. Vol. 13. No 8. P. 1565.
12. Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А., Турин Е. Н. Обоснование конструктивных параметров маятникового ударного механизма рабочих органов стернового культиватора. Таврический вестник аграрной науки. 2022. № 1 (29). С. 8-16.
13. Гапич Д. С., Швабауэр Ю. А., Субботин С. И., Губайдулин Д. С. Снижение тягового сопротивления чизельных орудий. Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее проф. образование. 2023. № 4 (56). С. 398-409.

References

1. Kambulov S. I., Babenko O. S., Bozhko I. V. Technological process of loosening soil with a flat-cutting paw and a post. Scientific Journal of the Russian Research Institute of Land Reclamation Problems. 2020. № 4 (40). Pp. 241-255.

2. Babitsky L. F., Moskalevich V. Yu., Belov A. V., et al. Substantiation of the parameters of the cultivator's working body with elastic attachment of the share. *Proceedings of Agricultural Science of Tavrida*. 2023. № 34 (197). Pp. 71-80.
3. Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A. Substantiation of Optimal Modes of Operation of Cultivator Shares on a Vibroshock Suspension. *Agrarian Science of the Euro-North-East*. 2017. № 3 (58). Pp. 69-73.
4. Kravchenko L., Chayka Y., Zhurba V. Optimization of the parameters of the spring rack of the cultivator. *BIO Web of Conferences*. 2023. V. 65. 01001.
5. Buryanov A. I., Ignatenko V. I., Ignatenko I. V., Vyalikov I. L. Experimental study of reclining the cultivator's paws on spring racks. *MATEC Web Conf*. 2018. V. 226. 01029.
6. Tyuremnov I. S., Morev A. S., Filatov I. S., Novichikhin A. A., Fedotova I. N. On the Issue of Determining the Numerical Values of the Coefficients of Elastic and Viscous Resistance of the Soil in Rheological Modeling. *Ecology and scientific and technological progress. Urbanism*. Perm: PNRPU. 2014. № 1. Pp. 381-437.
7. Ustinov N. N., Poddubny V. I., Martynenko A. S. Mechanical and Mathematical Model of the Cultivator Working Body for Determining the Traction Resistance under the Action of Vibration. *Achievements of science and technology of the agro-industrial complex*. 2017. T. 31. № 3. Pp. 28-31.
8. Anutov R. M., Kotelnikov V. Ya., Kozyavin A. A., et al. Self-oscillations of rigid cultivator working bodies. *Modern high-tech technologies*. 2013. № 2. Pp. 11-13.
9. Anutov R. M., Kotelnikov V. Ya., Kozyavin A. A., et al. Self-oscillations and reduction of resonance loads of self-aligning cultivator working bodies. *Modern high-tech technologies*. 2013. № 1. Pp. 10-12.
10. Singh H., Mehta M. Modeling, simulation and optimization of agricultural tillage process vibrations using an interactive active control system. *E3S Web of Conferences*. 2023. Vol. 430. P. 01284.
11. Cardei P., Constantin N., Muraru V., et al. The random vibrations of the active body of the cultivators. *Agriculture*. 2023. Vol. 13. No 8. P. 1565.
12. Babitsky L. F., Sobolevsky I. V., Kuklin V. A., Turin E. N. Substantiation of Design Parameters of the Pendulum Impact Mechanism of the Working Bodies of a Stubble Cultivator. *Taurida Bulletin of Agrarian Science*. 2022. № 1 (29). Pp. 8-16.
13. Gapich D. S., Schwabauer Y. A., Subbotin S. I., Gubaidulin D. S. Reducing the traction resistance of chisel guns. *Proceedings of the Lower Volga Agro-University Complex: Science and Higher Professional Education*. 2023. № 4 (56). Pp. 398-409.

Информация об авторах

Гапич Дмитрий Сергеевич, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Электроснабжение и энергетические системы», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (Российская Федерация, 400002, г. Волгоград, проспект Университетский, д. 26), e-mail: gds-08@mail.ru

Капля Егор Викторович, доцент, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Электроснабжение и энергетические системы», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (Российская Федерация, 400002, г. Волгоград, проспект Университетский, д. 26), e-mail: ev-kaple@yandex.ru

Черноусов Павел Сергеевич, аспирант, ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ, старший преподаватель кафедры «Электроснабжение и энергетические системы», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (Российская Федерация, 400002, г. Волгоград, проспект Университетский, д. 26).

Губайдулин Данияр Саматович, аспирант кафедры "Электроснабжение и энергетические системы", ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (Российская Федерация, 400002, г. Волгоград, проспект Университетский, д. 26), e-mail: Gds-08@mail.ru

Author's Information

Gapich Dmitry Sergeevich, Professor, Doctor of Engineering Sciences, Head of the Department of Power Supply and Energy Systems, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Avenue, 26), e-mail: gds-08@mail.ru

Kaplya Egor Viktorovich, Associate Professor, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor of the Department of Power Supply and Energy Systems, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Avenue, 26), e-mail: ev-kaple@yandex.ru

Chernousov Pavel Sergeevich, postgraduate student of the Volgograd State Agrarian University, senior lecturer of the Department of Power Supply and Energy Systems of the Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Avenue, 26).

Gubaidulin Daniyar Samatovich, postgraduate student of the Department of Power Supply and Energy Systems, Volgograd State Agrarian University (Russian Federation, 400002, Volgograd, Universitetsky Avenue, 26), e-mail: Gds-08@mail.ru

DOI: 10.32786/2071-9485-2024-03-39

MODULAR AGGREGATION OF POWER CONVERTERS OF MOBILE POWER SYSTEMS**Grigorash O. V., Daus Yu. V., Kvitko A. V., Baryshev P. M.**

*Kuban State Agrarian University named after I. T. Trubilin
Krasnodar, Russian Federation*

Corresponding author E-mail: zirochka3011@gmail.com

Received 01.03.2024

Submitted 19.04.2024

The study was carried out with financial support from the Kuban Science Foundation within the framework of scientific project No. MFI-20.1/27

Summary

To improve the operational and technical characteristics of mobile energy systems based on renewable sources, it is proposed to use modular blocks of electricity converters in their design, the connection of which with each other in various ways will allow changing the power of the system, as well as the structure