

Grigorov Sergey Mikhailovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Land Reclamation and Integrated Use of Water Resources, Volgograd State Agrarian University (26 Universitetskiy Avenue, Volgograd, 400002, Russia, tel. 8 (8442) 41-81-78, e-mail: gsm.dtn@mail.ru

Nekhaeva Olga Andreevna, Postgraduate student of the Department of Land Reclamation and Integrated Use of Water Resources, Volgograd State Agrarian University (26 Universitetskiy Avenue, Volgograd, 400002, Russia, tel. (8442) 41-81-78), e-mail: olya.zemlyanskaya.96@mail.ru

Kuznetsova Nadezhda Vladimirovna, Doctor of Agricultural Sciences, Professor of the Department "Land Reclamation and Integrated Use of Water Resources", Volgograd State Agrarian University (Volgograd, Prospekt Universitetskiy, 26, 400002, Russia, tel. 8 (8442) 41-81-78, e-mail: nvkuznetsova@mail.ru

DOI: 10.32786/2071-9485-2023-03-43

THE ORETICAL JUSTIFICATION OF PLACING A VIBRATION GENERATOR ON A CULTIVATOR RACK

D. S. Gapich, R. A. Kosulnikov, S. D. Fomin, A. A. Karsakov

*Volgograd State Agrarian University
Volgograd, Russian Federation*

Corresponding author of the E-mail: fsd_58@mail.ru

Received 08.06.2023

Submitted 23.08.2023

Summary

It is analytically proved that in order to ensure the minimum energy costs spent on the operation of the vibration generator, it is necessary to place it at the point corresponding to the intersection of the horizontal line with the center of gravity of the cross section of the cultivator rack.

Abstract

Introduction. One of the main directions of the development of the agro-industrial complex in the field of agricultural production is considered an increase in soil fertility and an increase in the efficiency of the functioning of machine and tractor units (MTU). The quality of products and high yield of cultivated crops is an important task of agricultural production. The transition to innovative designs of tillage machines, allows you to achieve all the necessary indicators: agro technological, energy and environmental. The focus is on the energy saving strategy, the basic principles of designing tillage tools are proposed, which are based on fundamental studies of the physical, mechanical and dynamic characteristics of the soil background. **Object.** The object of research is the technological process of tillage with cultivator MTU. **The subject** of the study is the energy and quality indicators of the technological process of tillage with a cultivator MTU with active working bodies. **The purpose** of the study is to develop a conceptual framework for improving the energy-technological indicators of cultivator MTU with vibration of working sections. **Materials and methods.** The methodological basis of the research was the methods of system analysis, synthesis and theoretical provisions, the laws of soil theory, resistance of materials, theoretical mechanics, theory of oscillations and mathematical statistics. **Results and conclusions.** According to the criterion formulated in the work, such a location of the vibration generator was selected so that a linear dependence remained between the generated (disturbing) force and the movement of the toe of the working organ of the cultivator section, which contributes to a resonant increase in the oscillation amplitudes of the cultivator rack. Thus, in order to ensure the minimum energy costs spent on the operation of the vibration generator, it is necessary to place it at the point corresponding to the intersection of the horizontal line with the center of gravity of the cross section of the cultivator rack.

Key words: *efficiency of functioning of machine-tractor units, active working bodies, qualitative and environmental indicators of vibrating working bodies.*

Citation. Gapich D. S., Kosulnikov R. A., Fomin S. D., Karsakov A. A. Theoretical justification of placing a vibration generator on a cultivator rack *Proc. of the Lower Volga Agro-University Comp.* 2023. 3(71). 424-438 (in Russian). DOI: 10.32786/2071-9485-2023-03-43.

Author's contribution. All the authors of the study were directly involved in the planning, execution and analysis of the results of experimental studies.

Conflict of interest. The authors declare that there is no conflict of interest.

УДК 629.31

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЗМЕЩЕНИЯ ВИБРОГЕНЕРАТОРА
НА СТОЙКЕ КУЛЬТИВАТОРА**

Д. С. Гапич, доктор технических наук, доцент
Р. А. Косульников, доктор технических наук, доцент
С. Д. Фомин, доктор технических наук, доцент
А. А. Карсаков, кандидат технических наук, доцент

*ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ
г. Волгоград, Российская Федерация*

Актуальность. Одними из главных направлений развития агропромышленного комплекса в сфере сельскохозяйственного производства принято считать повышение плодородия почв и рост эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов. Качество продукции и высокая урожайность возделываемых культур – важная задача сельскохозяйственного производства. Переход на инновационные конструкции почвообрабатывающих машин позволяет достичь всех необходимых показателей: агротехнологических, энергетических и экологических. В центре внимания находится стратегия энергосбережения, предлагаются базовые принципы проектирования почвообрабатывающих орудий, в основу которых заложены фундаментальные исследования физико-механических и динамических характеристик почвенного фона. **Объект.** Объект исследования – технологический процесс обработки почвы культиваторным МТА. **Предмет исследования** – энергетические и качественные показатели технологического процесса обработки почвы культиваторным МТА с активными рабочими органами. **Целью** исследования является: разработка концептуальных основ улучшения энерготехнологических показателей культиваторных МТА за счет использования вибрации рабочих секций. **Материалы и методы.** Методологической основой исследований являлись методы системного анализа, синтеза и теоретических положений, законы теории грунтов, сопротивления материалов, теоретической механики, теории колебаний и математической статистики. **Результаты и выводы.** Согласно сформулированному в работе критерию подобрано такое место размещения генератора вибраций, чтобы между генерируемой (возмущающей) силой и перемещением носка рабочего органа секции культиватора оставалась линейная зависимость, что способствует резонансному увеличению амплитуд колебаний культиваторной стойки. Таким образом, для обеспечения минимальных энергетических затрат, затрачиваемых на работу генератора вибраций, размещать его необходимо в точке, соответствующей пересечению горизонтальной линии с центром тяжести поперечного сечения стойки культиватора.

Ключевые слова: *эффективность функционирования машинно-тракторных агрегатов, активные рабочие органы, показатели вибрирующих рабочих органов.*

Цитирование. Гапич Д. С., Косульников Р. А., Фомин С. Д., Карсаков А. А. Теоретическое обоснование размещения виброгенератора на стойке культиватора. *Известия НВ АУК*. 2023. 3(71). 424-438. DOI: 10.32786/2071-9485-2023-03-43.

Авторский вклад. Все авторы проведенного исследования принимали непосредственное участие в планировании, выполнении и анализе результатов экспериментальных исследований.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Введение. Главными направлениями развития агропромышленного комплекса (АПК) в сфере сельскохозяйственного производства принято считать повышение плодородия почв и рост эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов (МТА) [3-5, 12-15, 25]. Качество продукции и высокая урожайность возделываемых культур – значимая задача сельскохозяйственного производства. С каждым годом в отрасли АПК происходит внедрение инновационных технологий обработки почвы с использованием новейшей техники. Переход на инновационные конструкции почвообрабатывающих ма-

шин позволяет достичь всех необходимых показателей: агротехнологических, энергетических и экологических [2, 5, 17-20, 28]. В центре внимания находится стратегия по энергосбережению, предлагаются базовые принципы проектирования почвообрабатывающих орудий, в основу которых заложены фундаментальные исследования физико-механических и динамических характеристик почвенного фона [9-11, 24]. Для достижения высоких показателей энергоэффективности предлагаются почвообрабатывающие орудия с активными рабочими органами, позволяющие приспосабливаться к зональным условиям эксплуатации по критериям энерготехнологичности выполняемого процесса [7, 16, 21, 22, 26]. В основу проектирования и эксплуатации таких орудий заложены математические модели, описывающие физическую картину взаимодействия активных рабочих органов с обрабатываемым материалом [1, 6, 8, 23, 27]. Перспективным направлением в этой области принято считать использование активации рабочих органов за счет динамических особенностей процесса разрушения почвенного пласта клиновидными деформаторами. В этом случае актуальными становятся вопросы эксплуатации таких орудий на почвах с различным структурным составом и генерирующими способностями, вопросы их конструкторского исполнения, обоснования массово-инерционных и конструкционных параметров, целесообразности использования внешних источников вибрации, оценки потребляемой мощности на вибрацию; согласования кинематических характеристик колебаний рабочих секций и скорости движения МТА в целом; качественных и экологических показателей вибрирующих рабочих органов на различных почвенных фонах.

В развитие теоретических основ создания и использования почвообрабатывающих орудий с активными рабочими органами как способа снижения энергетических затрат на обработку почвы большой вклад внесли многие и многие ученые. В их трудах изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований по влиянию упругих связей в местах сочленения рабочей секции и почвообрабатывающего орудия на тяговое сопротивление. Однако остается ряд нерешенных вопросов, препятствующих внедрению активных рабочих секций почвообрабатывающих орудий.

Объект исследования – технологический процесс обработки почвы культиваторным МТА. Предмет исследования – энергетические и качественные показатели технологического процесса обработки почвы культиваторным МТА с активными рабочими органами. Целью исследования является разработка концептуальных основ улучшения энерготехнологических показателей культиваторных машинно-тракторных агрегатов за счет использования вибрации рабочих секций.

Методология и методы исследования. Методологической основой исследований являлись методы системного анализа, синтеза и теоретических положений, законы теории грунтов, сопротивления материалов, теоретической механики, теории колебаний и математической статистики.

Результаты и обсуждение. Известно, что при воздействии гармонической силы на линейную колебательную систему в последней возникают гармонические колебания с частотой возмущающей силы и с амплитудой, определяемой параметрами системы, частотой и величиной возмущающей силы.

В случае консервативной системы при совпадении частот возмущающей силы и собственных колебаний системы в ней генерируется бесконечно возрастающий колебательный процесс, соответствующий наступлению резонанса. В случае консервативной, но нелинейной системы, вследствие возможной неизохронности, при возникновении в ней колебаний, условия резонанса, связанные с изменением амплитуды колебаний, могут изменяться, в этом случае допустимо установление заданной амплитуды вынужденных колебаний при любой частоте воздействия.

Пусть нелинейная консервативная система описывается уравнением:

$$\ddot{x} = f(x) \quad (1)$$

При воздействии на неё гармонической силы $P \cdot \cos(pt)$, уравнение движения будет:

$$\ddot{x} - f(x) = P \cdot \cos(pt) \quad (2)$$

Можно предположить, что вынужденное решение будет иметь тот же период, что и возмущающая сила, и содержать выражение:

$$a \cdot \cos(pt)$$

Примем, что система близка к линейной и данное выражение с частотой, совпадающей с частотой вынуждающей силы, является доминирующей в общем выражении, будем рассматривать решение в виде:

$$x = a \cdot \cos(pt) \quad (3)$$

Тогда уравнение (2) примет вид:

$$-p^2 \cdot a \cdot \cos(pt) - f(a \cdot \cos(pt)) = P \cdot \cos(pt) \quad (4)$$

Так как уравнение (4) должно соответствовать любым значениям аргумента, то можно записать:

$$-f(a) = P + p^2 a$$

Графически решение этого уравнения представлено на рисунке 1.

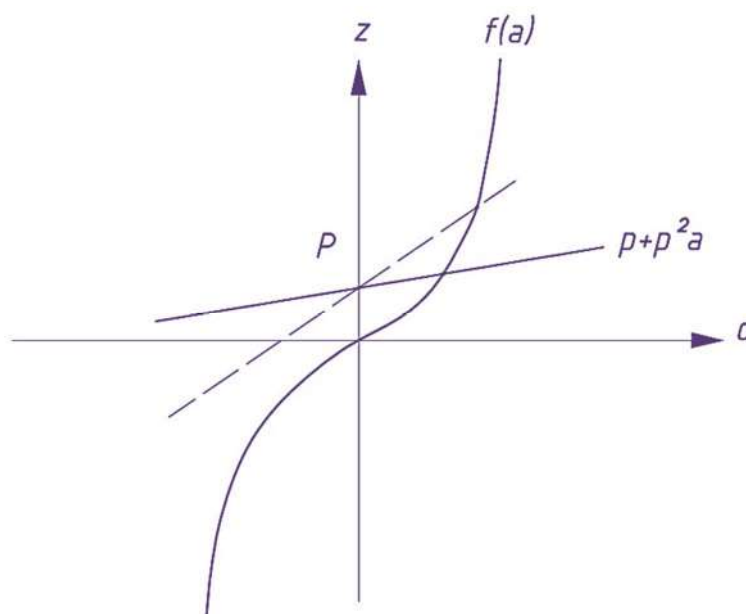


Рисунок 1 – К вопросу определения амплитуды вынужденных колебаний в случае нелинейной системы

Figure 1 – On the issue of determining the amplitude of forced oscillations in the case of a nonlinear system

Построение функции $r = -f(a)$ и прямой $r = P + p^2 a$ даёт искомое решение (a) в точке их пересечения, т.е. амплитуды.

Для различных P и p^2 , т.е. для различных амплитуд и частот можно найти соответствующее значение (a) и построить соответствующие кривые $a(p)$ для различных P .

Для $f(a)$ имеющий характер, показанный на рисунке 1, кривые $a(p)$ имеют вид, представленный на рисунке 2.

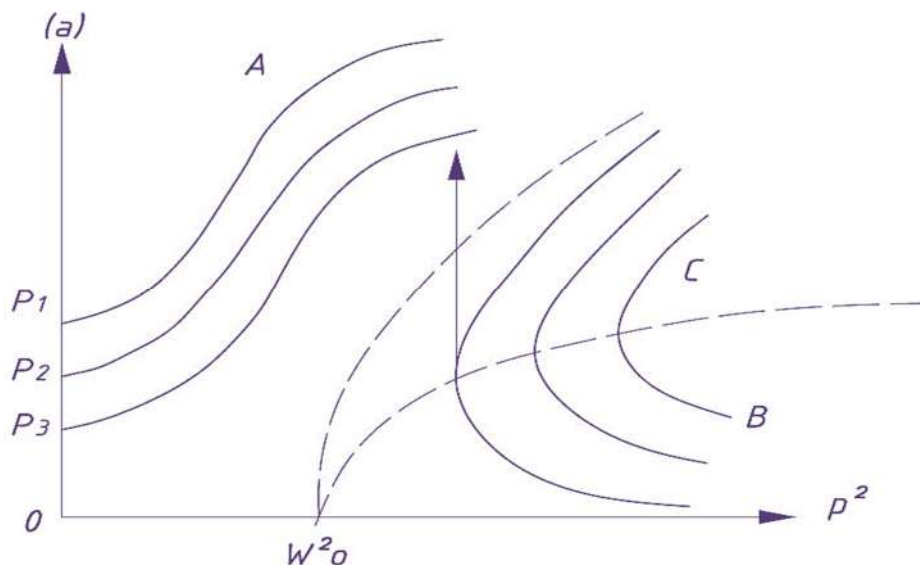


Рисунок 2 – Зависимость амплитуды вынужденных колебаний от частоты воздействия в системе с нелинейной возмущающей силой

Figure 2 – Dependence of the amplitude of forced oscillations on the frequency of exposure in a system with a nonlinear disturbing force

В случае $P = 0$ получим кривую, показанную пунктиром, что соответствует собственной частоте свободных колебаний (ω) системы при различных амплитудах.

Если проанализировать характер протекания резонансных кривых, можно отметить следующее: при частоте возмущающей силы (p), меньше частоты свободных колебаний (ω), в модели будет происходить колебательное движение. При этом амплитуда колебаний будет изменяться в зависимости от значений P и p .

При изменении возмущающей силы (p) возможно увеличение частоты свободных колебаний (ω_0) при $P > \omega_0$. При этом появляются дополнительно два колебательных процесса, имеющих разные амплитуды.

Амплитуда (a) вынужденных колебаний с ростом возмущающей силы (p) так же увеличивается (A), амплитуда одного дополнительного процесса растёт (C), а вторая амплитуда дополнительного процесса снижается (B) с ростом (p).

Т.е. при постоянной амплитуде (P) возмущающей силы частота (p) возмущающей силы изменяется с минимума до любого максимума, что является необходимым решением и приводит к реализации резонансной кривой в (A).

Если же рассматривать поведение амплитуды возмущающей силы при переходе с больших значений частоты силы в сторону ее снижения (p) и роста значения амплитуды (a) при движении по резонансной кривой (B), возможно до точки, касательная к которой будет вертикальна.

Дальнейшее снижение частоты (p) силы переходит повышением амплитуды вынужденного колебания (a), на ветвь кривой возмущающей силы в области (A). Т.е. мы не обнаруживаем условия, при которых система оказалась бы на ветви резонансной кривой в области (C).

Следует отметить ещё одну важную особенность возникновения колебаний в нелинейных системах: отсутствие бесконечно нарастающей амплитуды (a) при совпадении частот (p) с (ω_0), что является следствием не изохронности колебаний в нелинейных системах.

Из этой особенности вытекает критериальное условие, предъявляемое к работе генератора вибраций: возмущение, действующее со стороны активного генератора вибрации, не должно вносить нелинейность к изучаемым свойствам (характеристикам) рассматриваемой механической системы.

Данное условие положено нами в основу теоретического обоснования места размещения генератора вибраций на стойке культиватора.

Рассмотрим схему динамических сил, действующих со стороны генератора вибраций на секцию культиватора.

Согласно сформулированному критерию, необходимо подобрать такое место размещения генератора вибраций, чтобы между генерируемой (возмущающей) силой и перемещением носка рабочего органа секции культиватора оставалась линейная связь. В процессе вращения дисбаланса генератора вибраций смещение носка рабочего органа будет происходить как от вертикальных, так и от горизонтальных составляющих инерционной силы, изменяющейся по гармоническому закону (рисунок 3).

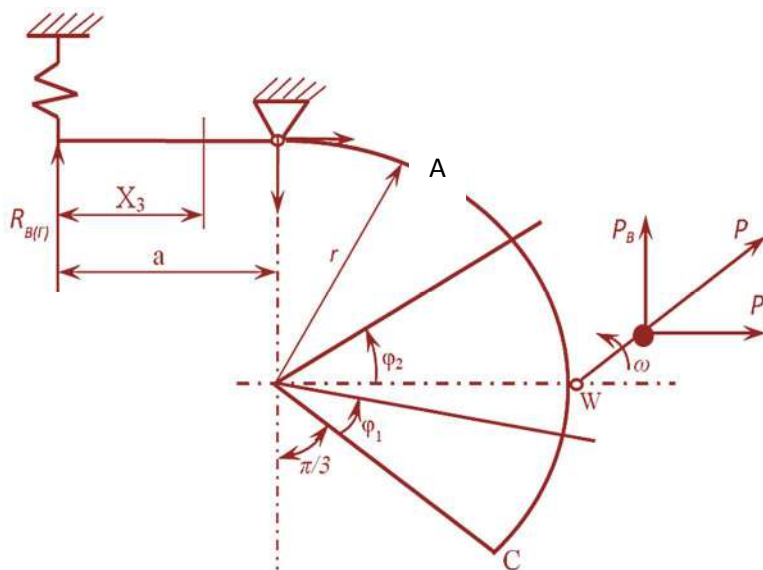


Рисунок 3 – Схема динамических сил, действующих со стороны генератора вибраций на секцию культиватора

Figure 3 – Diagram of dynamic forces acting from the side of the vibration generator on the cultivator section

При вращении груза массой m , радиусом кривошипа r и с угловой скоростью ω возникает сила инерции $P_j = m\omega^2 \cdot r$, которую можно разложить на две составляющие:

$$P_\theta = P_j \cdot \sin \alpha; P_z = P_j \cdot \cos \alpha$$

Под действием каждой из этих сил точка C после рабочего органа перемещается по вертикали и горизонтали. Для определения перемещений используем метод Максвелл-Мора. Для этого изобразим схему, нагруженную единичной силой по вертикали и горизонтали (рисунок 4).

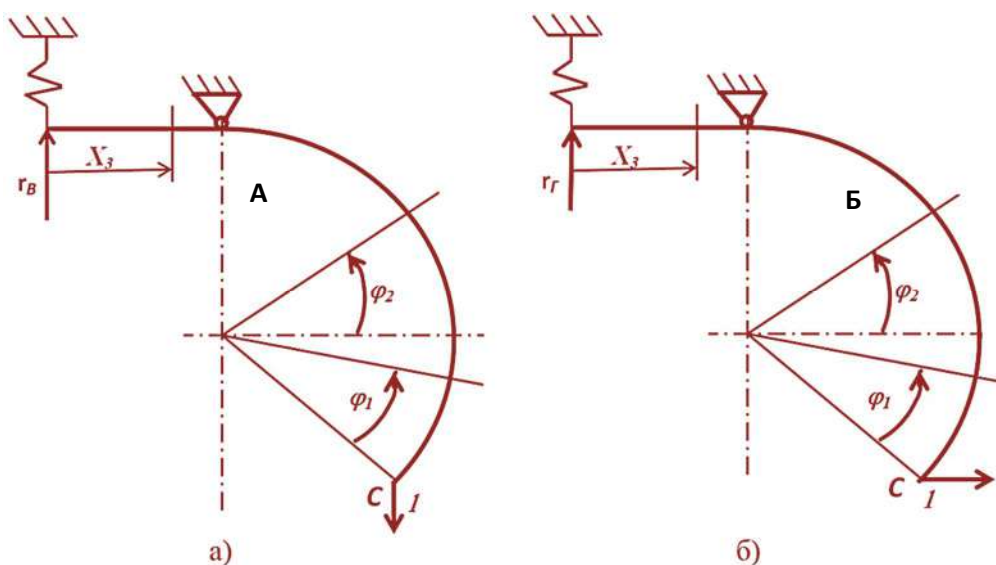


Рисунок 4 – Расчетная схема, нагруженная единичными силами: а) по вертикали; б) по горизонтали
Figure 4 – Calculation diagram loaded with unit forces: a) vertically; b) horizontally

Для этих схем из уравнений статики определяем усилия $R_\theta, R_z, r_\theta, r_z$:

$$\sum M_A = R_z \cdot a - P_z \cdot r = 0; R_z = \frac{P_z \cdot r}{a} = 2,762 \cdot P_z;$$

$$\sum M_A = R_\theta \cdot a - P_\theta \cdot r = 0; R_\theta = \frac{P_\theta \cdot r}{a} = 2,762 \cdot P_\theta.$$

Для схемы нагруженной единичным фактором по горизонтали (рисунок 4 (б)):

$$\sum M_A = r_z \cdot a - I \cdot \left(r + r \cos \frac{\pi}{3} \right) = 0; r_z = 4,14$$

где r_z – реакция; a – расстояние от шарнирного крепления до точки крепления упругого элемента стойки; r – радиус стойки.

Для схемы нагруженной единичным фактором по вертикали (рисунок 4 (а)):

$$\sum M_A = r_\theta \cdot \left(a + I \cdot r \sin \frac{\pi}{3} \right) = 0; r_\theta = -2,39$$

Разбиваем системы на три участка и составляем уравнения моментов по участкам.

$$M^I = 0$$

$$0 \leq \varphi_2 \leq \frac{\pi}{2}$$

$$M^{II}_\epsilon = P_\epsilon (r - r \cos \varphi) = P_\epsilon r (1 - \cos \varphi); \quad M^{II}_\epsilon = P_\epsilon (r \sin \varphi)$$

$$m^{II}_\epsilon = I \left(r \cos \varphi - r \sin \frac{\pi}{3} \right) = r (\cos \varphi - 0,867);$$

$$m^{II}_\epsilon = I \left(r \cos \frac{\pi}{3} + r \sin \varphi \right) = r (0,5 + \sin \varphi);$$

$$0 \leq x_3 \leq a$$

$$M^{III}_\epsilon = R_\epsilon x; \quad M^{III}_\epsilon = R_\epsilon x; \quad m^{III}_\epsilon = r_\epsilon x; \quad m^{III}_\epsilon = r_\epsilon x$$

Тогда вертикальное смещение точки C от действующей силы P_B определится как:

$$\delta_\epsilon^c = \frac{I}{EI_{z1}} \int M_\epsilon m_\epsilon ds = \frac{I}{EI_z} \left(0 + \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_\epsilon r (1 - \cos \varphi) \cdot r (\cos \varphi - 0,866) r d\varphi + \int_0^a R_\epsilon \cdot x \cdot r_\epsilon \cdot x \cdot dx \right) = -0,076 \frac{P_\epsilon}{EI_z}$$

где E -модуль нормальной упругости материала стойки; I_z - осевой момент инерции поперечного сечения стойки.

Горизонтальное смещение точки C от действующей силы P_B :

$$\delta_\epsilon^c = \frac{I}{EI_z} \int M_\epsilon m_\epsilon ds = \frac{I}{EI_z} \left(\int_0^{\frac{\pi}{2}} P_\epsilon r (1 - \cos \varphi) \cdot r (0,5 + \sin \varphi) r d\varphi + \int_0^a (R_\epsilon \cdot x \cdot r_\epsilon \cdot x \cdot dx) \right) = \frac{0,383 P_\epsilon}{EI_z}$$

Вертикальное смещение точки C от горизонтально действующей силы P_Γ :

$$\delta_\epsilon^c = \frac{I}{EI_{z1}} \int M_\epsilon m_\epsilon ds = \frac{I}{EI_z} \left(\int_0^{\frac{\pi}{2}} P_\epsilon r \sin \varphi \cdot r (\cos \varphi - 0,866) r d\varphi + \int_0^a R_\epsilon \cdot x \cdot r_\epsilon \cdot x \cdot dx \right) = -0,0914 \frac{P_\epsilon}{EI_z}$$

Горизонтальное смещение точки C от действующей силы P_Γ :

$$\delta_\epsilon^c = \frac{I}{EI_z} \int M_\epsilon m_\epsilon ds = \frac{I}{EI_z} \left(\int_0^{\frac{\pi}{2}} P_\epsilon r \sin \varphi \cdot r (0,5 + \sin \varphi) r d\varphi + \int_0^a (R_\epsilon \cdot x \cdot r_\epsilon \cdot x \cdot dx) \right) = \frac{0,165 P_\epsilon}{EI_z}$$

Анализ этих уравнений показывает, что линейная зависимость явно проявляется в случае выполнения условия $\varphi = 90^\circ$.

Суммарное перемещение точки С:

$$\text{Горизонтальное: } \delta_{гор} = \frac{0,165P_z + 0,383P_g}{EI_z}$$

$$\text{Вертикальное: } \delta_{вер} = -\frac{0,0914P_z + 0,076P_g}{EI_z}$$

Смещение точки С за счёт деформаций пружин (рисунок 5) Первоначальные координаты точки С (рисунок 5):

$$x_0 = r \sin\left(\frac{\pi}{3}\right); y_0 = 0.$$

При деформации пружин под действием усилия R стойка поворачивается на угол:

$$\gamma = \arctan \frac{\Delta}{a},$$

где Δ – деформация пружин $\Delta = \frac{r}{c}$; $R = R_g + R_z$ – нагрузка на пружины; C – жёсткость пружин. Конец стойки переместится из точки С в точку С₁. Координаты точки С₁:

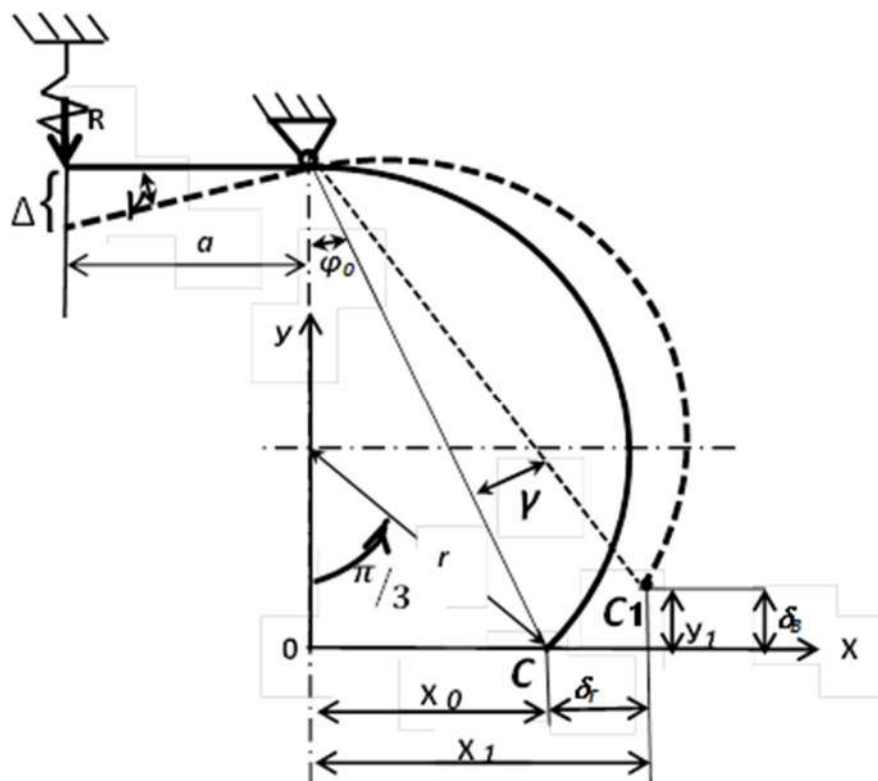


Рисунок 5 – Схема внешних сил, действующих на лапу культиватора при смещении точки С за счёт деформаций пружин

Figure 5 – Diagram of external forces acting on the cultivator foot when point C is displaced due to spring deform

$$x_{c_i} = \frac{\left(r + r \cos \frac{\pi}{3}\right) \sin(y + \varphi_0)}{\cos y}$$

$$y_{c_i} = \frac{r + r \cos \frac{\pi}{3}}{\cos(y + \varphi_0) - \left(r + r \cos \frac{\pi}{3}\right)}$$

Смещение точки C по оси x :

$$\delta_x = x_{c_i} - x_0$$

Полное смещение из-за изгиба стойки и деформации пружины точки C :

$$\Delta_z = \delta_{zop} + \delta_x \text{ и } \Delta_z = \delta_{вер} + \delta_y$$

Смещение точки C по оси Y :

$$\delta_y = y_{c_i}$$

На основании расчетов по выше указанным формулам построен график горизонтального смещения точки C от усилия R , который является линейным, что способствует резонансному увеличению амплитуд колебаний культиваторной стойки (рисунок 6).

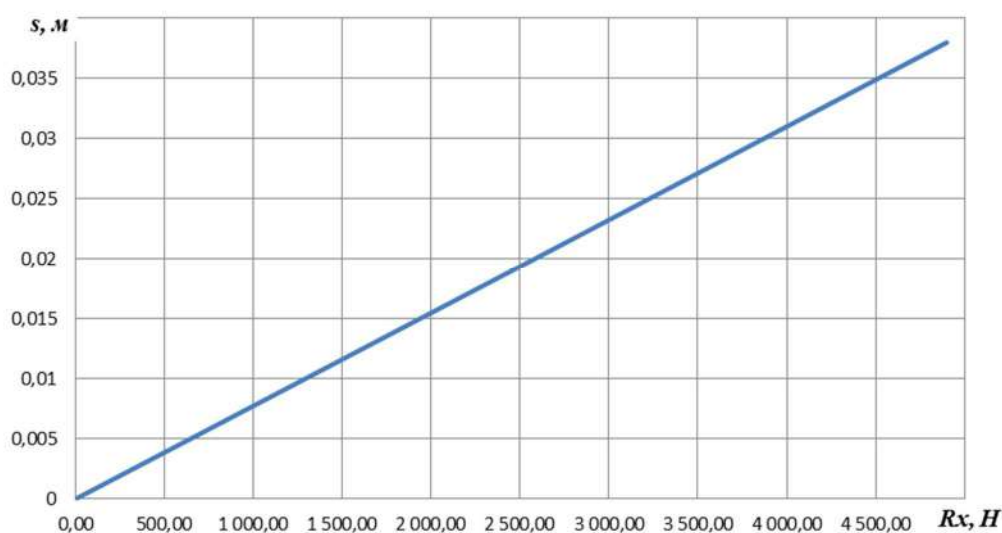


Рисунок 6 – Зависимость горизонтального смещения лапы культиватора с установленным на стойку вибратором от усилия на пружину R

Figure 6 – Dependence of the horizontal displacement of the cultivator foot with the vibrator mounted on the stand on the spring force R

В случае установки вибратора в другом месте на стойке, линейной зависимости не будет, что снижает его эффективность. На рисунке 7 приведены расчеты по представленному алгоритму в случае $\varphi = 60^\circ$, явно прослеживается нелинейная зависимость между генерируемым усилием и перемещением носка рабочего органа.

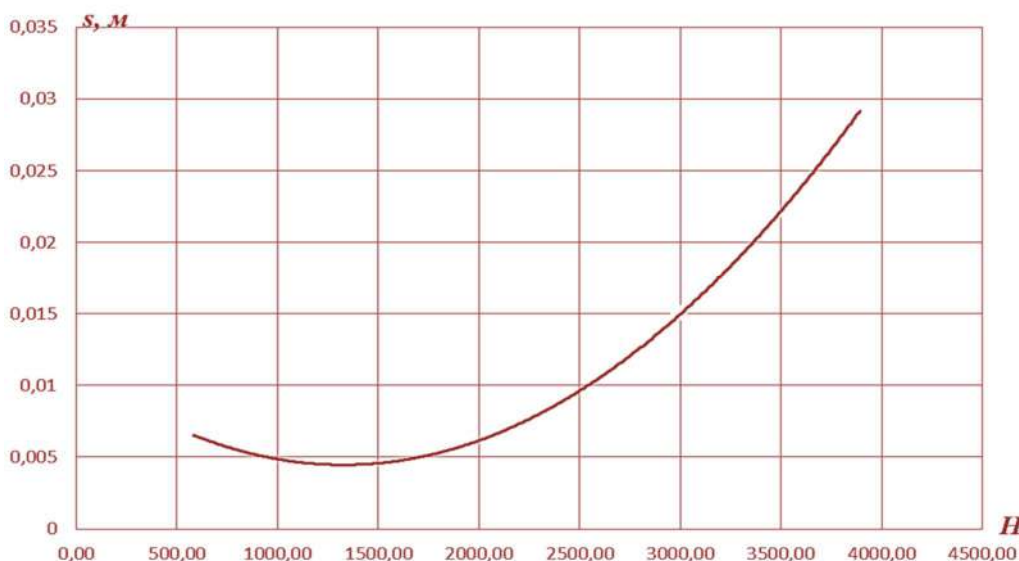


Рисунок 7 – Генерируемое усилие и перемещение носка рабочего органа
Figure 7 – Generated force and movement of the toe of the working body

Заключение. Согласно сформулированному в работе критерию, подобрано такое место размещения генератора вибраций, чтобы между генерируемой (возмущающей) силой и перемещением носка рабочего органа секции культиватора оставалась линейная зависимость, что способствует резонансному увеличению амплитуд колебаний культиваторной стойки. Таким образом, для обеспечения минимальных энергетических затрат, затрачиваемых на работу генератора вибраций, размещать его необходимо в точке, соответствующей пересечению горизонтальной линии с центром тяжести поперечного сечения стойки культиватора.

Conclusions. According to the criterion formulated in the work, such a location of the vibration generator was selected so that a linear dependence remained between the generated (disturbing) force and the movement of the toe of the working organ of the cultivator section, which contributes to a resonant increase in the oscillation amplitudes of the cultivator rack. Thus, in order to ensure the minimum energy costs spent on the operation of the vibration generator, it is necessary to place it at the point corresponding to the intersection of the horizontal line with the center of gravity of the cross section of the cultivator rack.

Библиографический список

1. Айтмуратов М. Т., Наурызбаев А. О. Расчет жесткости пружин при упругом креплении рабочих органов к раме // Парадигма аграрного образования в условиях цифровой экономики: материалы Международной научно-практической конференции. 2019. С. 270-275.
2. Булатов Ф. Р., Михайлов В. М., Устинов Н. Н. Экспериментальная установка для исследования активных рабочих органов почвообрабатывающих машин // Инновационное развитие агропромышленного комплекса для обеспечения продовольственной безопасности Российской Федерации: сборник материалов Международной научно-практической конференции. 2020. С. 26-31.
3. Гапич Д. С., Фомин С. Д., Ширяева Е. В. Динамика движения упруго закрепленного рабочего органа культиваторного МТА // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 10. С. 28-32.
4. Джаббаров Н. И., Эвиев В. А., Очиров Н. Г. Методика расчета энергоэффективности машинно-тракторных агрегатов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2018. № 2 (50). С. 367-374.
5. Джаббаров Н. И., Федькин Д. С. Основы оценки энергоэффективности технологических процессов и технических средств обработки почвы // Молочнохозяйственный вестник. 2014. № 4 (16). С. 76-83.

6. Зоря М. В. Динамика движения рабочего органа для образования борозды в грунте // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2016. № 4. С. 44-47.
7. Использование вынужденных колебаний для снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин / С. Н. Дроздов, И. З. Аширов, А. А. Сорокин, О. Я. Набокина // Известия Омского ГАУ. 2013. № 1. С. 46-48.
8. Мартыненко А. С., Устинов Н. Н. Модель напряженно-деформированного состояния стойки культиватора в виде гибкого трубчатого элемента с обратным соотношением осей // Развитие научной, творческой и инновационной деятельности молодежи: материалы IX Всероссийской научно-практической конференции молодых учёных. 2017. С. 69-73.
9. Метод повышения точности измерения точности тягового сопротивления в навесном устройстве трактора / Р. А. Косульников, А. А. Карсаков, С. Д. Фомин, Е. А. Назаров // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее проф. образование. 2018. № 1 (49). С. 326-333.
10. Настройка секции культиватора на резонансный режим работы / Р. А. Косульников, Д. С. Гапич, Е. А. Назаров, В. А. Моторин, О. А. Денисова // Сельский механизатор. 2021. № 1. С. 8-9.
11. Определение диссипативных характеристик почвенного фона / Р. А. Косульников, Д. С. Гапич, Е. А. Назаров, В. А. Моторин, О. А. Денисова // Сельский механизатор. 2020. № 12. С. 12-13.
12. Повышение энергоэффективности машинно-тракторного агрегата (МТА) / С. Д. Фомин, В. И. Аврамов, А. Е. Новиков, Е. С. Воронцова // Мелиорация в России: потенциал и стратегия развития: международная научно-практическая интернет-конференция, посвященная 50-летию масштабной программы развития мелиорации земель. Волгоград, 2016. С. 180-188.
13. Повышение эксплуатационных показателей МТА при динамическом характере нагружения / Р. А. Косульников, Д. С. Гапич, А. А. Карсаков [и др.] // Сельский механизатор. 2020. № 12. С. 5-7.
14. Проблемные вопросы повышения энергоэффективности МТА с упруго-закреплёнными рабочими органами / Д. С. Гапич, В. А. Эвиев, Р. А. Косульников [и др.] // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее проф. образование. 2018. № 1 (49). С. 312-318.
15. Пындак В. И., Новиков А. Е. Энергоэффективность глубокого чизелевания почвы // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2013. № 4 (32). С. 203-209.
16. Результаты лабораторно-полевых испытаний активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента / Н. Н. Устинов, А. А. Маратканов, А. С. Мартыненко, А. Н. Верещагин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 6 (140). С. 153-157.
17. Устинов Н. Н., Мартыненко А. С., Маратканов А. А. Результаты определения крошения почвы при работе вибрационного культиватора // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2021. № 5 (91). С. 85-88.
18. Устинов Н. Н., Михайлов В. М., Булатов Ф. Р. Экспериментальное исследование s-образного силового элемента стойки почвообрабатывающей машины // АгроЭкоИнфо. 2021. № S7.
19. Устинов Н. Н., Мартыненко А. С., Булатов Ф. Р. Исследование импульсной гидросистемы культиватора с гибкими трубчатыми стойками // Сельский механизатор. 2020. № 12. С. 8-9.
20. Устинов Н. Н., Мартыненко А. С., Колмакова Т. Г. К обоснованию динамических параметров рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2017. № 5 (67). С. 106-108.
21. Устинов Н. Н., Маратканов А. А., Смолин Н. И. Математическая модель активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1. <http://www.scienceeducation.ru/121-17908>.

22. Устинов Н. Н., Маратканов А. А. Экспериментальное определение характеристик активного рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2015. № 4 (126). С. 102-105.
23. 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.
24. Формирование крюковой нагруженности трактора в составе машинно-тракторного агрегата / Р. А. Косулников, А. А. Карсаков, С. Д. Фомин, В. А. Привалов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: наука и высшее профессиональное образование. 2019. № 1 (53). С. 371-377.
25. Энергоэффективность машинно-тракторного агрегата на переходных режимах / С. Д. Фомин, В. И. Аврамов, Д. С. Гапич, Е. С. Воронцова // Известия МГТУ МАМИ. 2017. № 1 (31). С. 2-7.
26. Fenyvesy L., Hudoba Z. Vibrated tillage tools for energy saving // ARPN Journal of Agricultural Machinery Science. 2009. № 5. Vol. 4. Pp. 445–449.
27. Soeharsono, Setiawan Radite P. A. Analytical study of self-excited vibration on single degree of freedom vibratory-tillage // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2010. № 6. Vol. 5. Pp. 61–66.
28. Ustinov N., Maratkanov A., Martynenko A. Experimental study of the parameters of the active tool of a cultivator with a frame in form a flexible tubular element // MATEC Web of Conferences. 2017. P. 08063.

References

1. Aitmuratov M. T., Nauryzbaev A. O. Calculation of spring stiffness with elastic fastening of working bodies to the frame. In the collection // Paradigm of agrarian education in a digital economy: materials of the International Scientific and Practical Conference. 2019. Pp. 270-275.
2. Bulatov F. R., Mikhailov V. M., Ustinov N. N. Experimental installation for the study of active working bodies of tillage machines // Innovative development of the agro-industrial complex to ensure food security of the Russian Federation: a collection of materials of the International Scientific and Practical Conference. 2020. Pp. 26-31.
3. Gapich D. S., Fomin S. D., Shiryayeva E. V. Dynamics of movement of the elastically fixed working body of the cultivator MTA // Tractors and agricultural machines. 2017. № 10. P. 28-32.
4. Dzhabborov N. I., Eviev V. A., Ochirov N. G. Methodology for calculating the energy efficiency of machine-tractor units // Izvestia of the Nizhnevolzhsky Agricultural University Complex: science and higher professional education. 2018. № 2 (50). Pp. 367-374.
5. Dzhabborov N. I., Fedkin D. S. Basics of assessing the energy efficiency of technological processes and technical means of tillage // Dairy economic bulletin. 2014. № 4 (16). P. 76-83.
6. Zorya M. V. Dynamics of movement of the working body for the formation of a furrow in the soil // Agricultural machines and technologies. 2016. № 4. Pp. 44-47.
7. The use of forced oscillations to reduce the traction resistance of tillage machines / S. N. Drozdov, I. Z. Ashirov, A. A. Sorokin, O. Ya. Nabokin // Izvestia Omsky GAU. 2013. № 1. P. 46-48.
8. Martynenko A. S., Ustinov N. N. Model of the stressed-deformed state of the cultivator post in the form of a flexible tubular element with an inverse axis ratio // Development of scientific, creative and innovative activities of youth: materials of the IX All-Russian Scientific and Practical Conference of Young Scientists. 2017. Pp. 69-73.
9. Method of increasing the accuracy of measuring the accuracy of traction resistance in a mounted tractor device / R. A. Kosulnikov, A. A. Karsakov, S. D. Fomin, E. A. Nazarov // Izvestia of the Nizhnevolzhsky Agricultural University Complex: science and higher prof. education. 2018. № 1 (49). Pp. 326-333.
10. Setting the cultivator section to a resonant mode of operation / R. A. Kosulnikov, D. S. Gapich, E. A. Nazarov, V. A. Motorin, O. A. Denisova // Rural machine operator. 2021. № 1. P. 8-9.
11. Determination of dissipative characteristics of the soil background / R. A. Kosulnikov, D. S. Gapich, E. A. Nazarov, V. A. Motorin, O. A. Denisova // Rural machine operator. 2020. № 12. Pp. 12-13.

12. Improving the energy efficiency of the machine and tractor unit (MTA) / S. D. Fomin, V. I. Avramov, A. E. Novikov, E. S. Vorontsova // Reclamation in Russia: potential and development strategy: international scientific and practical Internet conference dedicated to the 50th anniversary of a large-scale program for the development of land reclamation. Volgograd, 2016. Pp. 180-188.
13. Increase in MTA operational indicators with a dynamic loading nature / R. A. Kosulnikov, D. S. Gapich, A. A. Karsakov [at al.] // Rural machine operator. 2020. № 12. Pp. 5-7.
14. Problematic issues of improving the energy efficiency of MTAs with elastically fixed working bodies / D. S. Gapich, V. A. Eviev, R. A. Kosulnikov [at al.] // Izvestia of the Nizhnevolzhsky Agricultural University Complex: science and higher prof. education. 2018. № 1 (49). P. 312-318.
15. Pyndak V. I., Novikov A. E. Energy efficiency of deep soil desiccation // Izvestia of the Nizhnevolzhsky agricultural university complex: science and higher professional education. 2013. № 4 (32). Pp. 203-209.
16. The results of laboratory and field tests of the active working organ of the cultivator with a stand in the form of a flexible tubular element / N. N. Ustinov, A. A. Maratkanov, A. S. Martynenko, A. N. Vereshchagin // Bulletin of the Altai State Agrarian University. 2016. № 6 (140). P. 153-157.
17. Ustinov N. N., Martynenko A. S., Maratkanov A. A. Results of determining soil crumbling during the work of a vibration cultivator // Izvestia of the Orenburg State Agrarian University. 2021. № 5 (91). Pp. 85-88.
18. Ustinov N. N., Mikhailov V. M., Bulatov F. R. Experimental study of the s-shaped power element of the tilling machine rack // AgroEcoInfo. 2021. № S7.
19. Ustinov N. N., Martynenko A. S., Bulatov F. R. Study of the impulse hydraulic system of a cultivator with flexible tubular struts // Rural machine operator. 2020. № 12. Pp. 8-9.
20. Ustinov N. N., Martynenko A. S., Kolmakova T. G. To substantiate the dynamic parameters of the cultivator's working body with a stand in the form of a flexible tubular element // Izvestia of the Orenburg State Agrarian University. 2017. № 5 (67). Pp. 106-108.
21. Ustinov N. N., Maratkanov A. A., Smolin N. I. Mathematical model of the active working organ of a cultivator with a stand in the form of a flexible tubular element // Modern problems of science and education. 2015. № 1. <http://www.scienceeducation.ru/121-17908>.
22. Ustinov N. N., Maratkanov A. A. Experimental determination of the characteristics of the active working organ of a cultivator with a stand in the form of a flexible tubular element // Bulletin of the Altai State Agrarian University. 2015. № 4 (126). Pp. 102-105.
23. Ustinov N. N., Poddubny V. I., Martynenko A. S. Mechanical and mathematical model of the cultivator working body for determining traction resistance under the action of vibration // Achievements in science and technology of the agro-industrial complex. 2017. V. 31. № 3. P. 28-31.
24. Formation of hook loading of a tractor as part of a machine-tractor unit / R. A. Kosulnikov, A. A. Karsakov, S. D. Fomin, V. A. Privalov // Izvestia of the Nizhnevolzhsky Agricultural University Complex: science and higher professional education. 2019. № 1 (53). Pp. 371-377.
25. Energy efficiency of the machine-tractor unit in transient modes / S. D. Fomin, V. I. Avramov, D. S. Gapich, E. S. Vorontsova // Izvestia MSTU MAMI. 2017. № 1 (31). Pp. 2-7.
26. Fenyvesy L., Hudoba Z. Vibrated tillage tools for energy saving // ARPN Journal of Agricultural Machinery Science. 2009. № 5. Vol. 4. Pp. 445-449.
27. Soeharsono, Setiawan Radite P. A. Analytical study of self-excited vibration on single degree of freedom vibratory-tillage // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2010. № 6. Vol. 5. Pp. 61-66.
28. Ustinov N., Maratkanov A., Martynenko A. Experimental study of the parameters of the active tool of a cultivator with a frame in form a flexible tubular element // MATEC Web of Conferences. 2017. P. 08063.

Информация об авторах

Гапич Дмитрий Сергеевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Электроснабжение и энергетические системы», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (РФ, 400002, г. Волгоград, Университетский пр-т, д. 26), e-mail: gds08@mail.ru

Косульников Роман Анатольевич, доктор технических наук, доцент, декан Инженерно-технологического факультета, заведующий кафедрой «Технические системы в АПК», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (РФ, 400002, г. Волгоград, Университетский пр-т, д. 26), e-mail: itf-kosulnikov@yandex.ru

Фомин Сергей Денисович, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Механика», заведующий Центром наукометрического анализа и международных систем индексирования, ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (РФ, 400002, г. Волгоград, Университетский пр-т, д. 26), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7910-9284>, e-mail: fsd_58@mail.ru

Карсаков Анатолий Андреевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией кафедры «Технические системы в АПК», ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ (РФ, 400002, г. Волгоград, Университетский пр-т, д. 26).

Authors Information

Gapich Dmitry Sergeevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Power Supply and Energy Systems", Volgograd State Agrarian University (26 Universitetskiy Ave., Volgograd, 400002, Russian Federation), e-mail: gds08@mail.ru

Kosulnikov Roman Anatolyevich, Head of the Department "Technical Systems in Agriculture", Dean of Engineering and Faculty of Technology, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Volgograd State Agrarian University (Russia, 400002, Volgograd, University Ave., 26), e-mail: itf-kosulnikov@yandex.ru

Fomin Sergey Denisovich, Professor of the Department of Mechanics, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Center for Scientometric Analysis and International Indexing Systems, Volgograd State Agrarian University (Russia, 400002, Volgograd, University Ave., 26), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7910-9284>, e-mail: fsd_58@mail.ru

Karsakov Anatoly Andreevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Head of the laboratory of the Department "Technical systems in agriculture", Volgograd State Agrarian University (Russia, 400002, Volgograd, University Ave., 26).

DOI: 10.32786/2071-9485-2023-03-44

PROSPECTS OF USING THE ETHYLENE INHIBITOR «FITOMAG» WHEN STORING SWEET PEPPERS

V. A. Machulkina, A. V. Gulin, M. V. Mukanov, V. Yu. Dzhabrailova

*VNIIOOB – branch of FGBNU "PAFNTS RAS"
Kamyzyak, Russian Federation*

Corresponding author E-mail: vniioob@mail.ru

Received 05.05.2023

Submitted 09.07.2023

The research was carried out within the framework of the state task on the topic No. FNMW-2022-0013 "To create lines, varieties, hybrids of vegetable, melon and industrial crops with a given set of economically valuable features and to improve the elements of zonal agrotechnologies of their cultivation in irrigated conditions of the Lower Volga region" (Reg. no. 1021060307591-3-4.1.1) budget financing programs for 2022-2024 Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation

Abstract

Introduction. The Astrakhan region is located at important water transport hubs connecting it with the industrial centers of the country – the Caucasus, the Urals, the Central Chernozem zone, the regions of the North and Northwest, occupies one of the leading places in the cultivation of sweet pepper, which is shipped to the industrial centers of the country and used in industrial processing at production sites. **The purpose** of the study is to substantiate the theoretical and practical application of the ethylene inhibitor "Phytomag" during the storage of sweet pepper fruits in naturally formed storage conditions. **The objective** of the study was to evaluate new varieties of sweet pepper selected by the Institute for the duration of storage, natural loss and quality of products using the ethylene inhibitor "Phytomag". **Scientific novelty.** The effect of the ethylene inhibitor "Phytomag" on the natural weight loss, fruit quality and the con-