

During the formation of wave patterns (external and internal) they are held in the required movement and wave or waves, created by them, begin to move. During local deformation of non-metallic flexible working can be realized as constant movement and shape of the waves and create forms and variable wave motion with the help of management. In contrast to the rigid patterns in this method it is possible to reconstruct the process of formation of wave.

The following methods of wave formation allow forming wave necessary forms, directions, parameters and durations on the non-metallic flexible working bodies of the technological machines for processing of agricultural raw materials. It allows for these machines to the different processes of processing of agricultural materials separately for each and collectively.

The obtained results can be used to develop a new generation of structural classification of agricultural machinery from nonmetallic flexible working bodies that operate on the principles of vibration wave.

The foregoing suggests the following: agricultural machinery non-metallic flexible working is a new class of the theory of machines and mechanisms and their characteristics are to objects mechatronics.

**New directions, development, agricultural machinery, waves, vibro-wave principles**

Одержано 05.11.15

**УДК 621.524**

**А.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, А.И. Алферов, доц., канд. техн. наук**  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина, alfogor@i.ua*

## Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами

Предложена модель автоколебаний, как основу динамической теории расчета обработки почвы вибрационными рабочими органами и приведена методика обеспечения их безотказности.  
**динамический расчет, безотказность, обработка почв**

**О.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, О.І. Алфьоров, доц., канд. техн. наук**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м.Харків, Україна*

**Теоретичні моделі функціонування та забезпечення механічної надійності культиваторів з пружними робочими органами**

Запропоновано модель автоколивань, як основу динамічної теорії розрахунку обробки ґрунту вібраційними робочими органами і наведено методику забезпечення їх безвідмовності.  
**динамічний розрахунок, безвідмовність, обробка ґрунту**

**Постановка проблемы.** В условиях роста потребления материальных и энергетических показателей чрезвычайно важен фактор уменьшения себестоимости выпускаемой сельскохозяйственной продукции. Процесс культивации необходим для получения высоких показателей урожайности сельскохозяйственных культур и является обязательной операцией в технологической цепочке предпосевных мероприятий по возделыванию почвы. Техническая обеспеченность данного процесса имеет широкий

---

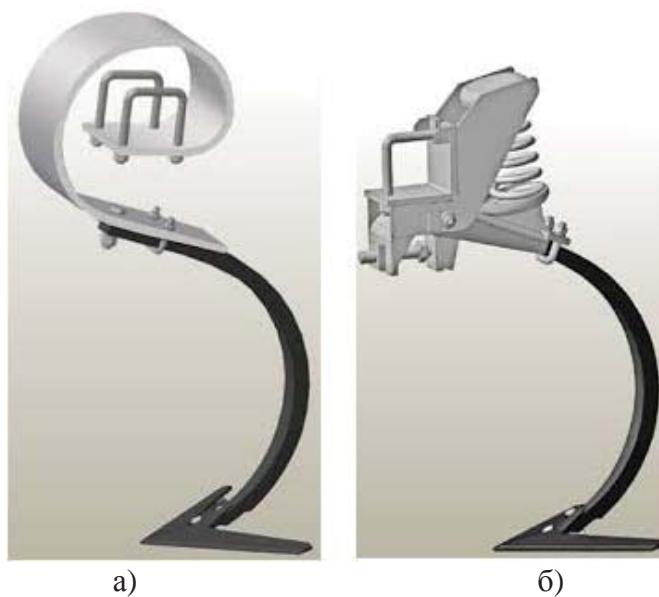
© А.С. Гринченко, А.И. Алферов, 2015

спектр технологических решений. Одним из приоритетных направлений совершенствования оборудования в этой сфере является сокращение энергозатрат за счет использования упругих элементов рабочих органов, что позволяет снизить тяговое сопротивление агрегата до 20% [1,2], среди которых отдельное место занимают культиваторы с рабочими органами на упругой подвеске, такие как S и C - образные упругие стойки лап (рис. 1) и т.д.

Согласно утверждениям, описанным в литературных источниках использование культиваторов таких конструкций имеет также ряд преимуществ, носящих качественный характер относительно возделывания почв (уменьшение гребнистости, повышение показателей рыхления и т.д.) [3]. В пользу актуальности применения таких культиваторов свидетельствует и их широкое представительство на рынке как отечественного производства, так и зарубежного.

Наблюдая характер работы одних из наиболее распространенных рабочих органов культиватора, а именно S - образных упругих стоек лап, вполне уместно предположить, что подавляющее большинство их отказов будет иметь усталостный характер. Однако, учитывая неоднородность почв и засоренность полей инородными телами, внезапные отказы также будут иметь достаточно весомый процент.

Рассматривая работу упругих рабочих органов культиваторов с точки зрения только обеспечения механической надежности и не учитывая необходимость наличия динамической составляющей, в конечном итоге придем к требованию повышения жесткости и исключению особенностей таких конструкций в виде колебаний рабочих органов, чем сведем на "нет" все их технологические и энергетические достоинства.



а) S-образная стойка; б) С-образная стойка

Рисунок 1 – Упругие подвески лап культиваторов

Поэтому вопросы обеспечения механической надежности таких конструкций нельзя решать в отрыве от обоснования требований к их параметрам, обеспечивающим рациональную технологию динамического рыхления.

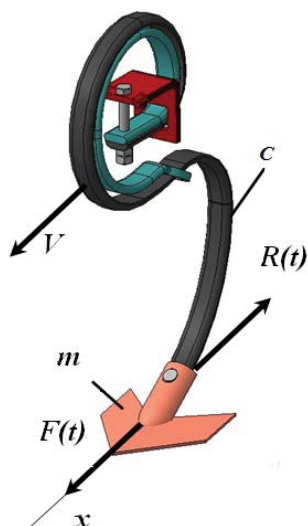
**Анализ исследований.** Несмотря на широкое распространение культиваторов с рабочими органами на упругой подвеске, обобщающей теории по определению и обеспечению динамических характеристик и показателей надежности таких органов до сих пор не разработано. В последнее время в работах таких ученых как А.С Кушнарев,

Д.Г. Войтюк и др. [3] рассмотрения процесса колебаний рабочих органов культиватора как параметрических колебаний, по нашему мне нию, имеют определенные недостатки, ведь параметрические колебания возникают в случае, когда в системе возникают изменения внутренних параметров (жесткости или массы) во времени, а принцип работы стоек лап культиватора можно описать как незатухающие колебания, которые возникают за счет энергии, подводимой к системе от источника, имеющего неколебательный характер.

**Постановка задачи.** Учитывая принципиальную разницу в рассмотрении принципов работы, динамичное рыхление предлагается рассматривать как автоколебательный процесс [4], который обусловлен разницей между силами сопротивления почвы в состоянии покоя и в стадии движения. Эта разница экспериментально может быть оценена разницей в коэффициентах трения. Рассмотрим отдельные стадии упрощенной теоретической модели, связанной с деформацией упругой S-образной стойки лапы культиватора в процессе динамического рыхления и основные направления обеспечения механической надежности рабочего органа.

**Изложение основного материала.** В разрезе автоколебаний работа упругой стойки представляется такой, что состоит из четырех этапов: первый – когда исходное положение агрегата характеризуется нулевой скоростью и отсутствием деформации в стойке; второй – характеризуется началом движения агрегата с углублением лапы в почву, деформирует стойку и максимально отклоняет ее в сторону, противоположную направлению движения агрегата; на третьем этапе стойка возвращается в свое исходное положение (происходит разрушение почвы под действием динамических нагрузок и эта стадия является началом процесса рыхления почвы); окончательное разрыхления почвы происходит на четвертом этапе, когда стойка отклоняется в направлении движения агрегата.

Приведенная на рис. 2 схема одномассовой системы, приближенно соответствует модели автоколебательного процесса рыхления почвы с помощью лапы культиватора с упругой стойкой.



$V$  – скорость движения агрегата;  $c$  – изгибающая жесткость стойки;  $m$  – приведенная масса лапы и почвы, которая участвует в автоколебаниях;  $R(t)$  – сила сопротивления рыхлению

Рисунок 2 – Модель автоколебательной одномассовой системы

В некоторый момент времени  $t$ , отличной от  $0$  положения конечной точки стойки меняется на отрезок " $x-Vt$ " и, соответственно, сила упругости стойки снижается [4] и соответствует выражению (1)

$$F(t) = P_1 - (x - Vt). \quad (1)$$

Согласно принципу Даламбера, если к механической системе кроме действующих на нее сил приложить еще силы инерции  $I = m\ddot{x}$ , то получим уравновешенную систему. Учитывая это, дифференциальное уравнение движения конца стойки будет иметь следующий вид (2):

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}x = \frac{c}{m}Vt = \frac{P_1 - P_2}{2m}(1 - \cos \omega t), \quad (2)$$

$P_1$  – сила сопротивления рыхлению до начала движения лапы;

$P_2$  – сила сопротивления в стадии относительного перемещения лапы при рыхлении.

Решение этого уравнения, удовлетворяющее начальным условиям, при которых перемещения и скорость движения точки крепления лапы к стойке будут равны нулю ( $x(0) = 0$ ,  $\dot{x}(0) = 0$ ), имеет вид (3)

$$x(t) = Vt - \frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_2}{c}(\varphi - 1)(1 - \cos kt), \quad (3)$$

где  $k$  – собственная частота колебаний одномассовой системы, что позволяет определить ряд динамических характеристик [5], таких как относительное перемещение (4) и скорость (5) точки крепления лапы к стойке.

$$x_{\text{отн}}(t) = -\frac{V}{k} \sin kt + \frac{P_2}{c}(\varphi - 1)(1 - \cos kt), \quad (4)$$

$$\dot{x}_{\text{отн}}(t) = -V \cos kt + \frac{k(P_1 - P_2)}{c} \sin kt. \quad (5)$$

Такой подход позволил выявить влияние скорости движения агрегата, собственной частоты колебаний и соотношения  $\varphi$  на относительное перемещение и скорость точки крепления лапы к стойке. После изменения скорости движения агрегата с 1,5 м/с до 2,5 м/с наблюдаем увеличение относительного перемещения точки крепления лапы к стойке на 38% (с 0,064 м до 0,102 м). То же происходит со скоростью – она растет с 1,01 м/с до 3 м/с. Но на частоту изменение скорости движения агрегата никак не влияет.

При изменении собственной частоты колебаний с 20 рад/с до 34 рад/с происходит уменьшение значения относительного перемещения с 0,109 м до 0,0679 м. При этом относительная скорость точки крепления лапы к стойке остается неизменной и равна 2 м/с. Также уменьшается период, а следовательно возрастает частота колебаний с 3 до 5 Гц.

Изменение параметра  $\varphi$  с 1,05 до 1,2 приводит к увеличению относительного перемещения из значения 0,077 м до 0,089 м. На относительную скорость и частоту параметр  $\varphi$  никакого влияния не несет.

Имея основные динамические характеристики рыхление почвы целесообразно ввести обобщающий показатель – коэффициент динамики рыхления (6)

$$K_{\partial} = \frac{x(t)}{Vt} = 1 + \frac{2\Delta_2(\varphi-1)\sqrt{gc}}{V\sqrt{Q_T} \arccos\left(\frac{1-\beta^2}{1+\beta^2}\right)}, \quad (6)$$

где  $\beta = \frac{\sqrt{cg}\Delta_2(\varphi-1)}{V\sqrt{Q_T}}$ ;  $\Delta_2 = \frac{P_2}{c}$ ;  $Q_T = mg$ ,  $g$  – ускорение свободного падения.

Коэффициент динамики рыхления, выступая в качестве критерия подобия, должен иметь связь с силами тягового сопротивления агрегата и дает возможность дальнейшего развития теории расчета основных параметров рабочих органов и режима работы почвообрабатывающих машин и орудий. Используя приведенную теорию также легко определить максимальное упругое перемещение лапы (7) и частоту колебаний лапы (8):

$$x_{max} = \frac{P_1}{c} = \Delta_2\varphi; \quad (7)$$

$$\frac{1}{T} = \frac{p}{\theta + 2\beta}. \quad (8)$$

Исходя из условий, приведенных выше, при скорости движения агрегата  $V = 2$  м/с, коэффициента динамики рыхление имеем значение  $K_{\partial} = 2,01$ , максимальное упругое перемещение лапы  $x_{дин} = 29$  мм, и частоту автоколебаний  $\frac{1}{T} = 34,5$ Гц.

Теоретические основы определения характеристик динамического рыхление позволяют обосновано заняться вопросами обеспечения показателей надежности. В начальный период эксплуатации культиваторов как мобильных машин, наиболее опасным видом механических отказов являются внезапные разрушения, которые происходят при превышении величиной экстремальных нагрузок несущей способности элементов. Экстремальные нагрузки случайные по величине и сроку службы агрегата могут многократно влиять на его элементы. Статическая несущая способность элементов обычно практически не меняется во времени, но имеет значительное случайное рассеивание.

Рассматривая культиватор, как систему элементов с последовательной структурой, то есть когда отказ любого из элементов приводит к отказу системы, будем считать, что все элементы нагружаются совместно. Общую нагрузку следует понимать, как вариант, при котором экстремальное нагружение на любой  $i$ -й элемент можно определить, исходя из соотношений:  $P_{ni} = \alpha_i P_n$ , где  $\alpha_i$  постоянный коэффициент, а  $P_{ni}$  – общий для всей системы случайный параметр нагрузки. При одновременном нагружении экстремальные нагрузки одновременно действуют на элементы, которые являются подобными случайными величинами, имеющие одинаковые коэффициенты вариации. Под несущей способностью элемента понимается такая величина нагрузки, при воздействии которой на элемент начинается разрушение или появляются недопустимые остаточные деформации. Практика показывает, что несущая способность элементов имеет случайное рассеивание с коэффициентом вариации до 0,1. Если задана функция распределения общего параметра нагружения  $F(P_n)$  и случайные экстремальные нагрузки, которые могут приводить к внезапным отказам, статистически независимы по величине, то вероятность безотказной работы последовательной системы, состоящей из  $n$  элементов, может быть определена из выражения:

$$R_c(t) = -\int_0^{\infty} [F(P)]^{m(t)} d\left(\prod_{i=1}^n (1 - G_i(P))\right), \quad (9)$$

где  $G_i(P_{ni})$  – функции распределения несущей способности элементов системы;  
 $m(t)$  – среднее число экстремальных нагрузений, последовательно действующих на систему за наработку  $t$ .

В [5] показано, что если экстремальные нагрузения и несущие способности элементов системы имеют распределение Вейбулла с функциями распределения

$$F(P_H) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_H}{a_H}\right)^b\right];$$

$$G_i(P_{ni}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\alpha_i P_{ni}}{a_{ni}}\right)^b\right]; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (10)$$

то, исходя из (9), после интегрирования получим стохастическую модель надежности системы при внезапных отказах в виде

$$R_c(t) = \frac{\Gamma(1 + \Omega)\Gamma(1 + m(t))}{\Gamma(1 + \Omega + m(t))}, \quad (11)$$

где  $\Omega = \frac{\chi}{K_{\min}^b}$ ;  $\chi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{K_{\min}}{K_i}\right)^b$ ;  $K_i = \frac{\bar{P}_{ni}}{\alpha_i \bar{P}_H}$  – коэффициенты запаса по средних

значениях несущей способности –  $\bar{P}_{ni}$  и экстремальных нагрузок –  $\bar{P}_H$  на элементы;  $K_{\min}$  – коэффициент запаса в наиболее нагруженных элементах системы. Величину  $\chi$ , которая находится в пределах  $1 \leq \chi \leq n$ , можно трактовать, как условное число элементов в системе, приведенное к наиболее нагруженному. Параметр формы  $b$  распределений (10) определяется величиной коэффициента вариации  $v$  экстремальных нагрузок и несущей способности элементов. В инженерных расчетах можно приближенно определять [6] по формуле:

$$b = \frac{1,126}{V} + \frac{0,011}{V^2} - 0,137. \quad (12)$$

Из результатов, приведенных в [5], следует, что при целых значениях количества экстремальных нагрузок, используя (11) можно получить выражение для вероятности безотказной работы системы в зависимости от числа нагрузок в виде:

$$R_c(m) = \prod_{j=1}^m \frac{j K_{\min}^b}{j K_{\min}^b + \chi}. \quad (13)$$

Анализ структуры этой формулы показывает, что каждому следующему нагружению в произведении (13) соответствует вероятностный по содержанию множитель, который больше, чем предыдущие. В этом заключается принципиальное отличие модели (13) от до сих пор рекомендованных моделей механической надежности, при построении которых предполагается, что вероятности безотказной работы при каждой последовательной нагрузке не меняются и тогда  $R_c(m) = (R_c(1))^m$ . Такое предположение, занижая вероятность безотказной работы системы, вносит погрешность, связанную с неучетом устойчивости несущей способности во многократно нагружаемых элементах, а также явления "отсеивания" наиболее "слабых" элементов при первичных и последующих нагрузках. Принимая в качестве примера расчет культиватора КПП-630/46, что имеет 46 S-образных стоек изготовленных из стали 65Г с нижней границей предела текучести  $\sigma_0 = 450$  МПа, средним экстремальным нагружением  $\bar{\sigma}_H = 650$  МПа, задаваясь коэффициентом запаса по экстремальным нагрузкам в интервале 1,4-2,6 получим следующий результат (табл. 1).

Таблица 1 – Значения вероятностей безотказной работы культиваторов с различным количеством рабочих органов

	Вероятность безотказной работы				
	$m_{II}=0$	$m_{II}=1$	$m_{II}=2$	$m_{II}=5$	$m_{II}=10$
$K=1,4$	0,56451	0,72165	0,79545	0,88607	0,93447
$K=1,6$	0,86783	0,92924	0,95169	0,97525	0,98634
$K=1,8$	0,96487	0,98212	0,98801	0,99397	0,99670
$K=2,0$	0,98998	0,99496	0,99664	0,99832	0,99908
$K=2,2$	0,99683	0,99841	0,99894	0,99947	0,99971
$K=2,4$	0,99890	0,99945	0,99963	0,99982	0,99990
$K=2,6$	0,99958	0,99979	0,99986	0,99993	0,99996

Такой подход безусловно требует дополнительных затрат на оборудование и персонал, но в то же время дает возможность перед введением в эксплуатацию выбраковать некачественные стойки, чем существенно повлиять на конкурентоспособность изделий, роль которой нельзя переоценить при завоевании рынков сбыта. Достаточно отметить, что только десятикратное предварительное экстремальное нагружение позволяет получить повышение надежности в несколько раз. Экономический эффект такого подхода также достигается при корректировке баланса между качеством используемых материалов и его количеством за счет выбора коэффициента запаса, правильный подбор которого может привести к уменьшению металлоемкости конструкции или к использованию менее качественных материалов с сохранением достаточного уровня надежности.

**Выводы.** Динамические характеристики рабочих органов должны определяться на основе модели автоколебаний. Это позволяет связать такие характеристики как частоту колебаний, относительное перемещение и относительную скорость объекта колебаний с эксплуатационными и конструктивными параметрами, такими как скорость движения агрегата, размеры и жесткость упругого элемента, массой рабочего органа.

Определяемые таким образом динамические характеристики почвообрабатывающих агрегатов с рабочими органами на упругой подвеске позволяют прогнозировать и механическую надежность. Определяемые по предлагаемой методике максимальные упругие перемещения достаточно легко рассчитать и действующие напряжения, что в свою очередь позволяет задавать корректные величины коэффициентов запаса на стадии проектирования и с достаточной достоверностью прогнозировать вероятность безотказной работы по внезапным отказам. Определение частоты колебаний дает возможность развития теории прогнозирования и обеспечения показателей надежности почвообрабатывающих машин рассматриваемого класса и по постепенным отказам, обусловленным накоплением усталостных повреждений.

## Список літератури

1. Карпуша П.П. О влиянии конструкции упругого элемента подвески рабочего органа на эффективность работы [Текст] / П. П. Карпуша // Сб. науч. тр. УСХА. К., 1977. – Вып. 192. – С. 15–18.
2. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328с.
3. Войтюк Д.Г. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів [Текст] / Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук // Міжвідомчий науковий збірник. – Глеваха, 2013. – Вип. 98. – Т.1. – С. 376 – 384.

4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – с.
5. Алфьоров О.І. Динаміка руху та надійність робочих органів ґрунтообробних агрегатів на пружній підвісці [Текст] / О.І. Алфьоров // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві: Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 158. – С. 271-278.

**Oleksandr Grynchenko, prof, DSc., Olekseyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci.**

*Kharkov national technical University of agriculture by P. Vasilenko*

**Theoretical models of functioning and providing technical reliability cultivators with elastic working bodies**

The process is compulsory cultivation operation at tillage. Considering the work of the working bodies of elastic cultivators only to ensure mechanical reliability and excluding dynamic components come to demand increase stiffness and eliminating vibrations working bodies.

The present approach allowed to identify the impact speed of the unit, the natural frequency fluctuations in the relative movement and speed of the paw point of attachment to the rack. Introduced factor dynamics loosening. Laid down in Article theoretical basis of dynamic characterization loosening can reasonably do for maintaining reliability.

Dynamic characteristics of workers should be determined based on the model oscillation, it can reasonably predict the mechanical reliability

**dynamic calculation, reliability, tillage**

Получено 06.11.15

**УДК 631.3:62-192**

**А.В. Невзоров, доц., канд. техн. наук, Ю.А. Ковальчук, доц., канд. техн. наук,**

**В.В. Дидур, доц., канд. техн. наук**

*Уманський національний університет садівництва, м.Умань, Україна, rtoarv@meta.ua*

## **Влияние надежности сельхозтехники на вероятность выполнения технологических процес сов**

Разработана методика определения соответствия комплексов сельскохозяйственных машин производственной технологии. Решение принимается по результатам вычисления вероятности того, что выполнение сельскохозяйственных работ будет большим, чем минимально допустимое значение, и сравнения этой вероятности с пороговым значением.

**сельскохозяйственная техника, технологические процессы, отказы, вероятность безотказной работы**

**А.В. Невзоров, доц., канд. техн. наук, Ю.А. Ковальчук, доц., канд. техн. наук, В.В. Дідур, доц., канд. техн. наук**

*Уманський національний університет садівництва, г.Умань, Україна*

**Вплив надійності сільгосптехніки на імовірність виконання технологічних процесів**

Розроблено методику визначення відповідності комплексів сільськогосподарських машин виробничій технології. Рішення приймається за результатами обчислення ймовірності того, що виконання сільськогосподарських робіт буде більшим, ніж мінімально допустиме значення, і порівняння цієї ймовірності з пороговим значенням.

**сільськогосподарська техніка, технологічні процеси, відмови, імовірність безвідмовної роботи**