

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 631.316.27

Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДПРУЖИНЕННОЙ КУЛЬТИВАТОРНОЙ ЛАПЫ

Аннотация. В статье описывается теоретическое обоснование параметров подпружиненной культиваторной лапы. Приведены выражения, которые дают возможность определять амплитудно-частотную характеристику подпружиненного рабочего органа при обработке почвы. Предложена конструктивная схема рабочего органа культиватора с упругой S-образной стойкой и дополнительной пружиной, для которых составлены уравнение движения и приведены их решения. Полученные теоретические зависимости позволяют определять амплитуду и частоту колебаний подпружиненной культиваторной лапы. Получены зависимость по определению жесткости пружины

Ключевые слова: обработка почвы, культиваторная лапа, упругая подпружиненная стойка, уравнение движения, амплитуда, частота.

Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДПРУЖИНЕНОЇ КУЛЬТИВАТОРНОЇ ЛАПИ

Анотація. У статті описується теоретичне обґрунтування параметрів підпружиненої культиваторної лапи. Наведено вирази, які дають можливість визначати амплітудно-частотну характеристику підпружиненого робочого органу при обробці ґрунту. Запропоновано конструктивну схему робочого органу культиватора з пружною S-подібною стійкою та додатковою пружиною, для яких складено рівняння руху й наведено їх розв'язання. Отримані теоретичні залежності дозволяють визначати амплітуду і частоту коливань підпружиненої культиваторної лапи.

Ключові слова: обробка ґрунту, культиваторна лапа, пружний підпружинений стояк, рівняння руху, амплітуда, частота.

Babytskyy L. F., Kuklin V. A.

THEORETICAL BASIS OF SPRING LOADED CULTIVATOR TOOTH PARAMETERS

Summary. The paper describes the theoretical basis of spring-loaded cultivator tooth parameters. The expressions that give the possibility to determine the frequency response of a spring-loaded working organ in cultivation are offered. The article proposes constructive scheme of working body of cultivator with elastic S-shaped bar and additional spring for which the equation of motion is written and its solution is presented. The theoretical dependences allow determining the amplitude and frequency of vibrations of a spring-loaded cultivator tooth. The dependence on the definition of the spring in the process cultivator legs and oscillation frequency, which is equal to the frequency of soil cultivation, is also revealed in the paper. Differential equation of motion under the action of teeth periodically varying resistance force proportional to the displacement of the soil and the elastic forces of the springs and struts are compiled. Derived expressions allow determining the frequency response of a spring-loaded working organ in cultivation.

Key words: soil tiling, resilient spring-loaded rack, the equation of motion, amplitude, frequency.

Постановка проблемы. Обработка почвы – самый энергоемкий процесс в современном сельскохозяйственном производстве [1]. Постоянный рост цен на топливо и сложная экономическая ситуация в стране вынуждают искать новые пути снижения затрат при возделывании сельскохозяйственных культур. Совершенствование конструкций применяемых почвообрабатывающих агрегатов может идти по пути использования вибрационного воздействия на почву за счет применения подпружиненных рабочих органов.

Анализ литературы. Установлено, что при вибрировании рабочего органа в почве тяговое сопротивление орудия снижается на 20–60% в зависимости от параметров вибрации (частоты, амплитуды) и поступательной скорости движения. При этом, по данным исследователей, общие энергозатраты уменьшаются в среднем на 30% [2].

Доктором технических наук О. В. Верняевым выполнены теоретические и экспериментальные исследования влияния вынужденных

колебаний лап культиватора на энергетические и качественные показатели обработки почвы [3]. Однако использование вынужденных колебаний требует дополнительных энергозатрат на принудительный привод.

Применение почвообрабатывающих машин с упругой подвеской рабочих органов без принудительного привода глубоко рассмотрено в работах Г. А. Рябцева [4]. Им обоснованы параметры упругой подвески рабочих органов на основе изучения основных фаз деформации и разрушения почвы.

Цель статьи – теоретическое обоснование параметров подпружиненной культиваторной лапы.

Изложение основного материала. В предложенной конструкции (рис. 1) культиваторная лапа крепится на упругой S-образной стойке, которая дополнительно подпружинена.

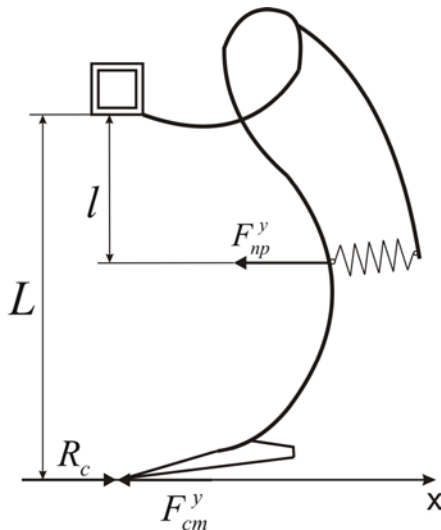


Рис. 1. Схема сил, действующих на лапу.

Составим дифференциальное уравнение движения лапы под действием периодически изменяющейся силы сопротивления почвы R_c и пропорциональных перемещению сил упругости пружины $F_{пр}^y$ и стойки $F_{ст}^y$.

$$m\ddot{x} = R_c - \frac{l}{L} F_{пр}^y - F_{ст}^y. \quad (1)$$

При незначительной величине амплитуды колебаний стойки можно принять $F_{ст}^y = c_{ст} \cdot x$. Силу сопротивления почвы принимаем изменяющейся по синусоидальному закону $R_{max} \cdot \sin \omega t$.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= R_{max} \cdot \sin \omega t - \frac{l}{L} \cdot c_{пр} \cdot x - c_{ст} \cdot x = \\ &= R_{max} \cdot \sin \omega t - \left[\frac{l}{L} \cdot c_{пр} + c_{ст} \right] \cdot x, \end{aligned} \quad (2)$$

где $c_{пр}$ – коэффициент жесткости пружины; $c_{ст}$ – коэффициент жесткости упругой стойки; x – перемещение носка лапы.

Разделим левую и правую части уравнения на m и введём следующие обозначения:

$$\frac{R_{max}}{m} = R_0 \text{ и } \left[\frac{l}{L} \cdot c_{пр} + c_{ст} \right] = \frac{c_{общ}}{m} = A, \quad (3)$$

Тогда уравнение примет вид:

$$\ddot{x} + Ax = R_0 \cdot \sin \omega t. \quad (4)$$

Из теории дифференциальных уравнений известно, что общее решение уравнения вида (3) можно представить в виде суммы двух решений [5]:

$$x = x_1 + x_2, \quad (5)$$

где x_1 – общее решение линейного однородного дифференциального уравнения;

x_2 – частное решение линейного неоднородного дифференциального уравнения.

Общее решение уравнения (4) будет иметь вид [5]:

$$x = C_1 \cos(\sqrt{A} \cdot t) + C_2 \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \sin \omega t}{A - \omega^2}, \quad (6)$$

где C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

В начальный момент времени $t = 0$ перемещение $x = 0$. Подставляя эти значения в уравнение (6), получим:

$$0 = C_1 \cos 0 + C_2 \sin 0 + \frac{R_0 \cdot \sin 0}{A - \omega^2},$$

откуда $C_1 = 0$.

В момент времени равный половине периода колебаний $t = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{\omega}$ перемещение x равно приведенной к носку лапы максимальной величине сжатия d пружины: $x = d \cdot \frac{L}{l}$.

Подставляя эти значения в уравнение (6) и учитывая, что $C_1 = 0$, получим выражение для расчета постоянной интегрирования C_2 :

$$\begin{aligned} d \cdot \frac{L}{l} &= 0 \cdot \cos\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + C_2 \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + \frac{R_0 \cdot \sin\left(\omega \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)}{A - \omega^2}, \\ C_2 &= \frac{d \cdot L}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)}. \end{aligned}$$

Подставляя выражения для C_1 и C_2 в уравнение (6), получим:

$$x = \frac{d \cdot L}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \sin(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \sin \omega t}{A - \omega^2}. \quad (7)$$

Дифференцированием выражения (7) найдем закон изменения скорости движения:

$$\dot{x} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \cos(\sqrt{A} \cdot t) + \frac{R_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t}{A - \omega^2}. \quad (8)$$

В момент удара $t = \frac{\pi}{\omega}$, тогда

$$V_{уд} = \dot{x}\left(\frac{\pi}{\omega}\right) = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l \cdot \sin\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right)} \cos\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) + \frac{R_0 \cdot \omega \cdot \cos \pi}{A - \omega^2} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l} \operatorname{ctg}\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) - \frac{R_0 \cdot \omega}{A - \omega^2} \quad (9)$$

Ударный импульс равен:

$$P_{уд} = m \cdot V_{уд}. \quad (10)$$

На основании закона сохранения импульса запишем:

$$F_{сп}^{уд} \cdot t = m \cdot V_{уд}. \quad (11)$$

Считая, что при взаимодействии сила удара линейно возрастает до максимального значения

Выполнив преобразования с учетом введенных обозначений (3), получим выражение для расчета величины сжатия пружины d :

$$d = \left(\frac{F_{ск} \cdot t}{2 \cdot m} + \frac{R_{\max} \cdot \omega}{c_{\text{общ}} - m \cdot \omega^2} \right) \cdot \frac{l}{L \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{общ}}}{m}}} \cdot \operatorname{tg}\left(\sqrt{\frac{c_{\text{общ}}}{m}} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right). \quad (12)$$

Амплитуда колебаний равна:

$$A = \frac{L}{l} \cdot \left[\left(\frac{F_{ск} \cdot t}{2 \cdot m} + \frac{R_{\max} \cdot \omega}{c_{\text{общ}} - m \cdot \omega^2} \right) \cdot \frac{l}{L \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{общ}}}{m}}} \cdot \operatorname{tg}\left(\sqrt{\frac{c_{\text{общ}}}{m}} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) \right]. \quad (13)$$

В процессе работы культиваторной лапы частота колебаний будет равна частоте скалывания почвы:

$$f = \frac{V}{l_{ск}}, \quad (14)$$

где V – скорость поступательного движения культиваторной лапы;

$l_{ск}$ – длина участка скалывания почвы.

Приведенные выражения дают возможность определять амплитудно-частотную характеристику подпружиненного рабочего органа при обработке почвы.

Выводы. Для предложенной конструктивной схемы рабочего органа культиватора с упругой S-образной стойкой и дополнительной пружиной составлено уравнение движения и дано его решение. Полученные теоретические зависимости позволяют определять амплитуду и частоту колебаний подпружиненной культиваторной лапы.

$F_{ск}$, при котором происходит скалывание блока

почвы, можно принять $F_{сп}^{уд} = \frac{F_{ск}}{2}$.

Выразим скорость удара из выражения (11) и подставим в уравнение (9):

$$\frac{F_{ск} \cdot t}{2m} = \frac{d \cdot L \cdot \sqrt{A}}{l} \operatorname{ctg}\left(\sqrt{A} \cdot \frac{\pi}{\omega}\right) - \frac{R_0 \cdot \omega}{A - \omega^2}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління / Л. В. Погорілий // Техніка АПК. – 2003. – № 11. – С. 4–7.
2. Калюжный Г. Д. Исследование работы вибрационного корпуса плуга / Г. Д. Калюжный, М. М. Гойхман // Механизация и электрификация сельскохозяйственного сельского хозяйства. – 1964. – № 5. – С. 45–46.
3. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов / О. В. Верняев. – М. : Машиностроение, 1983. – 79 с.
4. Рябцев Г. А. Технологические основы применения почвообрабатывающих машин с упругой подвеской рабочих органов : автореф. дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.20.01 / Г. А. Рябцев. – Воронеж, 1973. – 57 с.
5. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – [10-е изд., стер.]. – М. : Наука, 1972. – 872 с.