

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГРЯДИЛЕЙ КУЛЬТИВАТОРОВ С S-ОБРАЗНЫМИ СТОЙКАМИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Е.В. Сливинский, д.т.н., профессор, С.Ю. Радин, к.т.н., доцент
*ФГБОУ ВО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»,
г. Елец, РФ*

В настоящее время в практике сельскохозяйственного производства широко применяются различные как по устройству, так и по назначению культиваторы, предназначенные для обработки междурядий и сплошной обработке почвы. Так, например, культиватор (рис. 1) широкозахватный для сплошной обработки почвы КШУ-12(-01,-02) предназначен для сплошной предпосевной и паровой обработки почвы. Такой культиватор агрегатируется с тракторами тягового класса 3 (Т-150; Т-150К; ДТ-75С) при этом этот культиватор заменяет агрегат, составленный из трех культиваторов КПС-4.



Рисунок 1 – Культиватор широкозахватный для сплошной обработки почвы КШУ-12.

Известно, что восстановление естественной структуры почвы, нарушенной обработкой почвы машинами с дисковыми рабочими органами, с активными рабочими органами может эффективно быть выполнено, например, культиваторами модели КШУ-12, которые способствуют необходимому условию по восстановлению и сохранению плодородия. Восстановление структуры почвы происходит при обработке почвообрабатывающими машинами рабочим органом, которым является лапа, закрепленная на пружинной стойке особой конструкции, создающей при работе микровибрацию. При обработке такими лапами разрушение комьев и пластов почвы происходит по естественным границам микрофракций, без образования пыли. Эффективность обработки почвы культиватором КШУ-12 (-01; -02) определяется конструкцией, позволяющей точно соблюдать глубину обработки и копировать рельеф местности, при высокой производительности. Поэтому такие культиваторы, выпускаемые отечественной промышленностью с 1995 г., успешно применяются в Ставропольском, Краснодарском краях, Ростовской, Воронежской, Липецкой, Курской, Белгородской, Орловской, Пензенской, Саратовской, Самарской и Волгоградской областях. Рабочие органы культиватора - стрельчатые лапы шириной захвата 330 мм, которые крепятся на мощных изогнутых упругих стойках, установленных на унифицированных подвесках с пружинными предохранительными механизмами. Предохранительный механизм исключает поломку рабочих органов (лапы со стойкой) при наезде на препятствие. Конструкция лапы со стойкой, пружинная подвеска создают при работе культиватора микроколебания, способствующие крошению комьев по естественным границам фракций. S-образная конструкция подвески выбрана в результате компьютерного моделирования всех возможных вариантов как повышающая надежность и долговечность конструкции. Микроколебания лапы и стойки уменьшают сопротивление и необходимую силу тяги, что весьма важно при обработке тяжелых и слежалых почв. Однако практика эксплуатации таких культиваторов показала, что помимо микроколебаний лап и стоек присутствуют и другие формы их колебаний (гармоники) способствующие росту амплитуд и возникновению резонансных зон, которые вызывают нарушение процесса микроколебаний, а, следовательно, приводят к снижению качества крошения комьев.

В ЕГУ им. И.А. Бунина на кафедре технологических процессов в машиностроении и агроинженерии на протяжении ряда лет проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транс-

портных, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин, а также стандартного промышленного и нестандартного оборудования используемого в Чернозёмном регионе Российской Федерации» и одним из её разделов является направление, связанное с совершенствованием конструкции различных по конструкции культиваторов, широко используемых в агропромышленном комплексе страны.

Рассмотрим разработанную нами перспективную конструкцию грядиля (RU2535388) представленную на рис.2, где показан общий вид *S*-образной пружинной подвески культиватора с лапой в перспективе с вырывом её части.

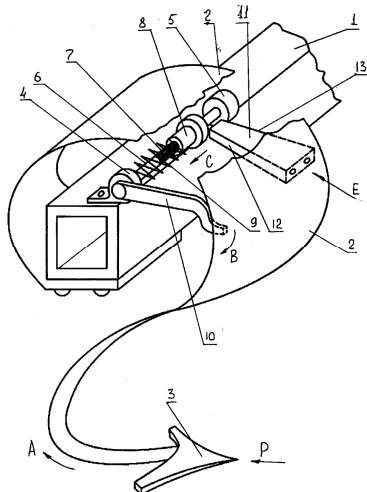


Рисунок 2 – Общий вид *S*-образной пружинной подвески культиватора по патенту RU2535388.

Культиватор состоит из рамы 1, на которой жёстко закреплена одним своим концом *S*-образная пружинная подвеска 2 с лапой 3. На раме 1 жёстко закреплены опоры 4 и 5. В опоре 4 с возможностью угловых поворотов размещён упругий стержень 6 с нарезанными на нём шлицами 7, а его другой конец жёстко закреплён в опоре 5. На шлицах 7 подвижно расположена втулка 8 подпружиненная винтовой пружиной сжатия 9 относительно опоры 4. На упругом стержне 6 жёстко закреплён рычаг 10, контактирующий своим концом с *S*-образной пружинной подвеской 2. На *S*-образной пружинной подвеске 2 жёстко закреплён упор 11 имеющий конусную поверхность 12 и плоскую поверхность 13, который размещён между втулкой 8 и опорой 5.

Работает культиватор следующим образом при обработке почвы рабочим органом (лапа 3) на него действует нагрузка P , возникающая от преодоления последним почвы, в которую он и заглублен. Для упрощения задачи считаем, что такая нагрузка является постоянной, т.е. $P = const$ и не вызывает упругой деформации *S*-образной пружинной подвески 2, при этом лапа 3 находится на заданном углублении в почве и движется совместно с рамой 1

культиватора достаточно устойчиво. Предположим теперь, что это нагрузка увеличилась в связи с тем, что культиватор стал обрабатывать почву с плотностью намного большей, чем в первом случае и настолько, что она вызвала угловую упругую деформацию *S*-образной пружинной подвески 2 по стрелке *A* причем, такая угловая деформация, связанная с перемещением лапы 3 в левую часть рис.2, что тем самым исключает заданный технологический процесс резания почвы переходящий в процесс её отвала. Однако в предложенном техническом решении этого не случится, так как произойдёт демпфирование такой нагрузки, что и ограничит деформацию *S*-образной пружинной подвески 2 следующим образом. Понятно, что под действием упругой деформации *S*-образной пружинной подвески 2 по стрелке *A* произойдёт некоторый угловой поворот рычага 10 по стрелке *B*, а так как он связан жёстко с упругим стержнем 6, то и он получит подобное движение создав одновременно добавочное сопротивление закрутки за счёт уменьшения его рабочей длины создаваемое положением втулкой 8 по стрелке *C*. Такое поступательное движение втулки 8 по шлицам 7 создаст упор 11, который также за счёт перемещения *S*-образной пружинной подвески 2 по стрелке *A* получит движение по стрелке *E* войдя в пространство между втулкой 8 и опорой 5, и своей конусной поверхностью 12 обеспечит её движение по стрелке *C* сжимая при этом винтовую пружину сжатия 9. После исчезновения упругой деформации *S*-образной пружинной подвески 2 по стрелке *A* под действием сжатой винтовой пружины сжатия 9 втулка 8 возвратится в исходное положение двигаясь в направлении противоположном стрелки *C*, за счёт того, что и упор 11 получит движение в направлении обратном стрелке *E* совместно с *S*-образной пружинной подвеской 2. Далее описанный процесс будет повторяться неоднократно при всех режимах движения культиватора.

Приведем пример численного расчета геометрических параметров упругого стержня 6 (см. рис.2) следующим образом. Исходя из того, что к грядилю может быть приложена динамическая нагрузка в диапазоне от 500 до 1400 *H*, то к рычагу 10 также будет приложена подобная нагрузка. А так как её максимальное значение составляет 1400 *H*, то величина крутящего момента, возникающего на упругом стержне, определится по зависимости:

$$M_{кр} = Pl = 1400 \cdot 150 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где, l – длина рычага упругого стержня равная 150 мм.

Вычислим теперь диаметр упругого стержня по известной зависимости, считая, что в качестве материала для него является сталь марки 65С2ВА по ГОСТ 14959 – 79 с $\sigma_B = 1862 \text{ МПа}$:

$$d_{yc} = \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 931}} = 10,47 \text{ мм}$$

$$\text{где: } [\tau] = 0,5 \sigma_B = 0,5 \cdot 1862 = 931 \text{ МПа};$$

Исходя из конструктивных соображений, окончательно примем по ГОСТ 2590-88, ТУ 14-136-347-2001 в качестве материала для упругого стержня прутки круглого сечения диаметр 14 мм.

Определим угол закручивания упругого стержня при его динамическом нагружении по известной формуле :

$$\phi_c = \frac{32M_{кр}l}{G\pi \cdot d^4} = 10 \frac{M_{кр}l}{G \cdot d^4} = 10 \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 250}{8 \cdot 10^4 \cdot 14^4} = 0,17 \text{ рад} = 10^0$$

где, l_l – длина упругого стержня равная 250 мм.

В этом случае перемещение втулки 8 на шлицах 7 (см. рис.2) составит:

$$\Delta_d = 2 \cdot l_1 \sin \frac{\phi}{2} = 2 \cdot 250 \cdot \sin \frac{10^0}{2} = 500 \cdot 0,1745 = 87,25 \text{ мм}.$$

Проверим упругий стержень по условию прочности на кручение по зависимости:

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 14^3} = 389,9 \text{ МПа} \leq 931 \text{ МПа},$$

следовательно, прочность упругого стержня будет обеспечена.

Определим жесткость упругого стержня при действии на него динамической нагрузки по зависимости:

$$K_d = \frac{P}{\Delta_d} = \frac{1400}{87,25} = 16,1 \text{ Н / мм}.$$

Видно, что увеличение жесткости торсиона позволит создать силу сопротивления вышеуказанной P тем самым демпфировать колебания S -образной пружинной подвески в этом диапазоне его нагружения. Для перемещения втулки 8 по стрелке C необходимо чтобы усилие создаваемое пружиной сжатия $C_{ПР}$ было выше сил

трения возникающих зоне сопряжения шлицов упругого стержня со шлицами втулки. В первом приближении считаем, что окружное усилие на каждом из шлицев упругого стержня и втулки 8 можно определить как $P_{ш} = \frac{2M_{кр}}{d} = 2 \frac{2,1 \cdot 10^5}{14} = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н}$. Примем коэффициент трения в шлицах при их смазке равный $f=0,03$ и тогда сила трения в них определится по формуле $F_{тр} = P_{ш} f = 1400 \cdot 0,03 = 42 \text{ Н}$. Используя данные работы [4], выберем пружину сжатия с наружным диаметром 16 мм, диаметром проволоки 1,6 мм, с рабочей нагрузкой 45 Н выполненной из прутка по ГОСТ 2590-88, материал сталь 62С с $[\tau] = 720 \text{ МПа}$.

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам сельскохозяйственного машиностроения для дальнейшего изучения и доработки предложенных устройств с целью возможного внедрения их в практику.

Список использованных источников

1. Попов Е.П. Нелинейные задачи статики тонких стержней. Л-М.: Гостехиздат - 1948.- 170с.
2. Рублёвский Н.Т. Численный метод исследования изгиба гибких деталей. Киев. Наукова думка, 1975. - 142с.
3. Цукерник Л.М. Приближённый расчёт плоских пружин. М.: Машиностроение. - 1976. - 296с.
4. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. - 396с.
5. Исследование напряженного состояния основных элементов грядилей культиваторов-растениепитателей моделей КРТ-4 и КРХ с целью разработки рекомендаций по повышению их надежности и долговечности. А.Д. Глущенко, Е.В. Сливинский и др. Отчет ТашиИТ, ВНИТЦ №79077843 инв. № Б 809369, М., 1980. - 195с.
6. Доработка конструкции и испытания модернизированных грядилей хлопковых культиваторов с целью подготовки к передаче на гос. испытания. А.Д. Глущенко, Е.В. Сливинский и др. Отчет ТашиИТ, ВНИТЦ №80038801 инв. № Б908656, М., 1981. -165с.
7. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – 6-е изд. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989, - 527с.