

ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗИНОВЫХ АМОРТИЗАТОРОВ В ПОДВЕСКЕ СОШНИКОВ

М.А. ТКАЧУК, И.Т. СЕГЕН

Научный руководитель - доцент, к.т.н. В.А. АГЕЙЧИК

Применение резиновых амортизаторов является перспективным направлением развития техники. По сравнению с металлическими изделиями, они обладают рядом преимуществ, заключающихся в более широком диапазоне развиваемых усилий, технологичности и их демпфирующих свойствах.

К недостаткам резиновых амортизаторов следует отнести их более высокую стоимость и некоторое уменьшение их упругих свойств с течением времени.

Качественное выполнение технологических процессов почвообрабатывающих и посевных машин в значительной степени зависит от упругих элементов механизмов подвески и их рабочих органов.

Установлено [1], что качество заделки семян можно существенно улучшить повышением жесткости и демпфирующих свойств механизма подвески сошников. Для решения этой задачи примем жесткость серийного механизма навесок для обоих сошников равной 0,5 кН/м. Максимальную высоту препятствий примем равной 0,3 м, что соответствует среднему диаметру мелких камней.

В соответствии с установленной приведенной жесткостью 0,5 кН/м, определим эквивалентную жесткость пружины для различных расстояний $l_{ш}$ между точками подвеса и соединения поводка с нажимной штангой (расстояние до оси подвеса поводка) согласно [1]. Результаты расчетов представлены графически на рисунках 1 и 2.

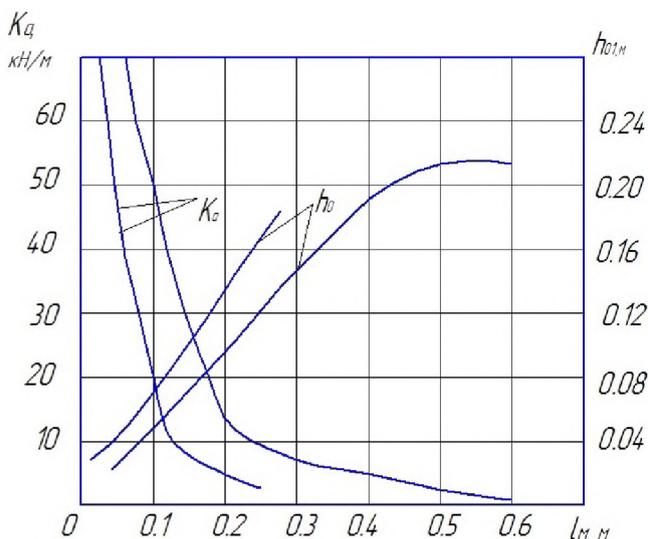


Рисунок 1 – Зависимость жесткости K_a и осадки пружины h_o в зависимости от расстояния до оси подвеса поводка $l_{ш}$ для механизма навески сошников сеялки СЗ-3,6; x - значения для механизма навески сошников сеялки СЗ-3,6

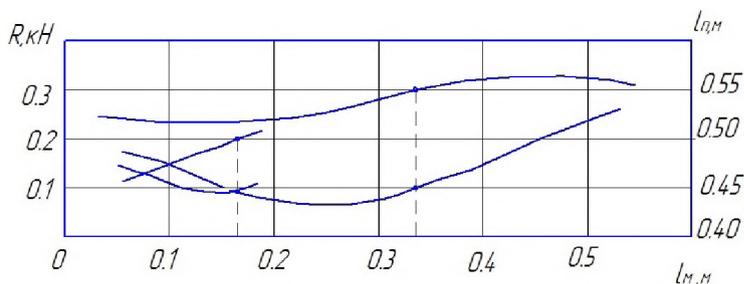


Рисунок 2 - Изменение максимально возможной длины пружины L_n и максимального усилия R , прижимающего сошник к препятствию, в зависимости от расстояния до оси подвеса поводка $l_{ш}$; x - значения для механизма навески сошников сеялки СЗ-3,6

Исходя из необходимого хода сжатия пружины h_o , определяем число витков:

$$n_{min} = h_o / f_3. \quad (1)$$

где f_3 – наибольший прогиб одного витка пружины, м.

Зная максимальную возможную длину пружины L_n , которая может быть поставлена на механизм навески и ее шаг, находим максимально возможное число витков:

$$n_{max} = L_n / t_{np}, \quad (2)$$

где t_{np} -шаг пружины, м.

При условии, что:

$$h_0 / f_3 = L_n + / t_{np}. \quad (3)$$

пружина может быть поставлена на механизм навески, причем условие равенства соответствует максимально возможной жесткости для данного диаметра прутка.

Расчеты по формулам (1-3) пружин, обеспечивающих максимальную жесткость, показывают, что дальнейшее повышение жесткости механизма навески сошников нельзя осуществлять при помощи цилиндрических витковых пружин, так как при этом будет нарушено допустимое стандартом отношение среднего диаметра пружин к диаметру их прутков.

Увеличение с этой целью длины устанавливаемой пружины неэффективно. Так увеличение ее в два раза позволит повысить жесткость механизма навески на 36% для пружины с диаметром прутка 5 мм и на 32% для диаметра прутка 8 мм, причем масса пружины возрастает соответственно на 0,47 и 0,96 кг. Путем постановки усиленной пружины сжатия на механизм навески сошников сеялки СЗ-3,6 жесткость можно повысить не более чем в 2,5 раза, причем масса пружины возрастает на 2,54 кг. При помощи пружины №256 жесткость механизма навески можно повысить в два раза, а масса возрастет при этом на 1,08 кг.

Дальнейшее увеличение жесткости механизма навески возможно путем постановки амортизаторов, изготовленных из одной или нескольких резиновых бочкообразных деталей установленных на нажимной штанге аналогично металлической пружине. Зная допустимые напряжения и деформации для резиновых элементов [2], а также коэффициент жесткости и осадку амортизатора (рисунок 1), в первом приближении его параметры можно рассчитать следующим образом.

Максимальное усилие сжатия:

$$F_o = K_a \Delta_d H_o + F_n, \quad (4)$$

где K_a - коэффициент жесткости амортизатора, Н/м;

Δ_d - допускаемая относительная деформация амортизатора, м;

H_o - высота амортизатора, м;

F_n - предварительное усилие сжатия, Н.

Площадь сечения амортизатора:

$$S = F_o / [\sigma_{ycl}]; \quad (5)$$

$$S = \pi D^2 / 4 - S_o. \quad (6)$$

Откуда

$$D \geq \sqrt{\frac{K_a \Delta_d H_o + S_o [\sigma_{ycl}] + F_n}{\pi [\sigma_{ycl}]}} \quad (7)$$

где D - наружный радиус амортизатора, м;

$[\sigma_{ycl}]$ - допустимое условное напряжение от деформации сжатия амортизатора, Па;

S_o - площадь отверстия в амортизаторе для нажимной штанги, м²;

Более точно, при условии выполнения неравенства (7) значение диаметра амортизатора нужно рассчитывать по формулам:

$$D = \frac{8h_{01}^2}{(2-n)^2} \left(1 + \frac{(1-h_{01})K_y}{\pi h_{01} E_y (1+n)} - 1 \right); \quad n = \frac{d}{D}; \quad E_y \approx 6G_o (1 + \Phi_0^2), \quad (8)$$

где d - диаметр отверстия для нажимной штанги, м;

G_o - модуль сдвига резины, Н/м²;

h_{01} - высота одной детали, м;

$\Phi = (D-d)/4h_{01}$ - фактор формы детали амортизатора.

Между фактором формы детали, твердостью резины и ее модулем сдвига существует прямая зависимость [3]. Зная высоту одной детали амортизатора h_{01} можно вычислить число таких деталей в нем:

$$n_d = H_0/h_{01}. \quad (9)$$

Очевидно, что указанные зависимости справедливы при $\Delta_d H_0 \leq h_0$ и $H_0 \leq L_n$, где значения h_0 и L_n принимаем согласно рисункам 3 и 4.

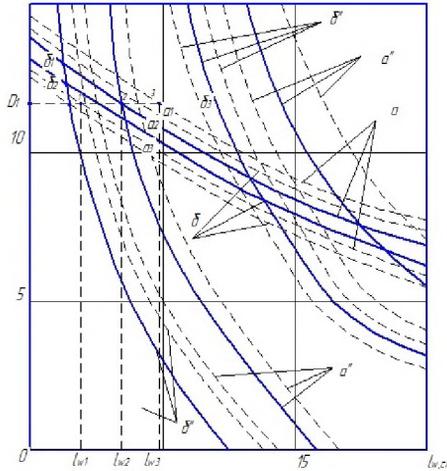


Рисунок 3 - Совместное решение уравнений (7) и (8). Приведенная жесткость механизма навески сошника (— — —) - 2,75 кН/м, (---) - 2,2 кН/м и (—) - 1,65 кН/м; а - твердость 30 ед. по ТМ-2; б - твердость 70 ед. по ТМ-2; а и б - граничные условия по формуле (7), а' и б' - решение по формулам (8).

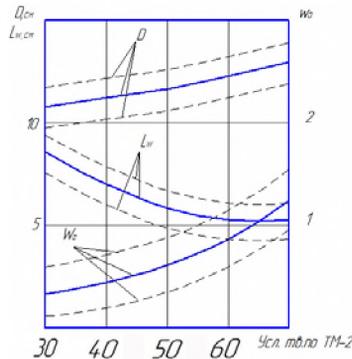


Рисунок 4 - Влияние твердости резины (по ТМ-2) на минимально допустимый диаметр амортизатора D (объем амортизатора W_a) и максимально допустимое расстояние между точками подвеса и соединения поводка с нажимной штангой L_w (согласно рисунку 3)

В качестве примера на рисунке 3 показаны результаты расчета амортизатора при факторе формы $\Phi=0,25$ и диаметре нажимной штаги $d=17$ мм. Штриховые линии соответствуют трехкратному увеличению жесткости механизма, навески сошников сеялки СЗ-3,6 при предварительном усилии сжатия амортизатора $F_n=0$; сплошные - четырехкратному повышению жесткости при $F_n=0$; или трехкратному увеличению при $F_n=775$ Н. Штрихпунктирные линии обозначают пятикратное увеличение жесткости серийного механизма навески при $F_n=0$ или четырехкратному увеличению его жесткости при $F_n=775$ Н, а также трехкратное увеличение жесткости при $F_n=1650$ Н.

На рисунке 4 представлены результаты расчетов при помощи равенства (7) амортизаторов для резин твердостью 30 единиц (а) и 70 единиц (б) по шкале ТМ-2. Для тех же резин графики (а') и (б') рассчитаны по зависимости (8). Точки пересечения этих кривых определяют минимальные значения диаметра амортизатора D и максимальные значения расстояния до оси подвеса поводка $l_{ш}$, при которых допускается постановка резиновых амортизаторов указанной твердости. На рисунке 3 стрелками показано, как путем увеличения значения $l_{ш}$ от $l_{ш1}$ до $l_{ш2}$ и $l_{ш3}$ можно повысить приведенную жесткость механизма навески сошников при помощи одного амортизатора с наружным диаметром D_1 .

Путем увеличения числа деталей амортизатора можно добиться постановки его на большем расстоянии до оси подвеса $l_{ш}$ на диаметр резинового амортизатора D при числе его деталей равной трем. Объем амортизаторов возрастает при этом лишь на 10-20%.

Проведенные расчеты также показывают, что с увеличением твердости резиновых амортизаторов их объем при заданной приведенной жесткости механизма навески сошников возрастает. С рассматриваемых позиции более рационально использовать при проектировании резиновых амортизаторов мягкие резины.

Вывод. Существует принципиальная возможность получения необходимой приведенной жесткости механизма навески сошников при заданных условиях работы сеялки. На основании предложенной методики расчета упругих резиновых элементов механизма навески, можно выбрать обеспечивающие его параметры наиболее рациональные конструктивные решения.

1. Пологих Д.В, Обоснование типа и параметров механизма навески и заглубления сошников зерновых сеялок. Кандидатская диссертация. М.,1978г.

2. Горелик В.М. Применение резины в современном машиностроении. - К ин. Резина - конструкционный материал современного машиностроения. «Химия», М., 1987г.

3. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. «Машиностроение», М., 1966г.

УДК 539.422.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛИ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКИ ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ НАПРЯЖЕНИЯХ

А.А. АГИЕВИЧ, Е.С. АПЕНКИН

Научный руководитель – доцент, к.т.н. Д.Н. КОЛОСКО

При действии нагрузок циклически изменяющихся во времени в стали накапливаются повреждения, ведущие к разрушению конструкции. Под влиянием нагрузок циклически изменяющихся во времени происходит накопление пластических деформаций, которые ведут к исчерпанию запаса пластичности, росту усталостной трещины и разрушению стали.

Для расчетов деталей на долговечность и прочность строится усталостная кривая, которая показывает зависимость нормальных напряжений σ от числа циклов до разрушения N . Впервые такая диаграмма была построена немецким инженером Вёлером. И хотя сам инженер не пользовался этой диаграммой, ее назвали его именем, тем самым обозначив его вклад (рисунок 1). Диаграмма строится по результатам лабораторных испытаний серии образцов. Для построения одной кривой испытываются не менее 10 образцов, каждая точка на диаграмме соответствует испытанию до разрушения одного образца. Образец испытывается при циклической нагрузке с постоянной величиной максимального напряжения. На графике по экспериментальным точкам проводится усредняющая кривая. При некотором значении σ долговечность (число циклов до разрушения) стремится в бесконечность [1].

На практике усталостную кривую строят в логарифмических координатах $\lg\sigma - \lg N$, в которых кривая аппроксимируется двумя отрезками прямой линии. Наклонной прямой, соответствующей так