

воздействию вибрирующих витков пружины 4 до образования комков размером, меньшим расстояния между ними, но без образования эрозионно-опасных частиц почвы вследствие отсутствия истирающего эффекта.

УДК 631.311.02

РАБОЧИЙ ОРГАН ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

*М.А. Бышик – студент 3 курса БГАТУ
Научный руководитель – к.т.н., доцент В.А. Агейчик*

Задача, которую решает предлагаемое устройство, заключается в защите рабочего органа от поломок на каменистых почвах и снижение энергозатрат на обработку почвы.

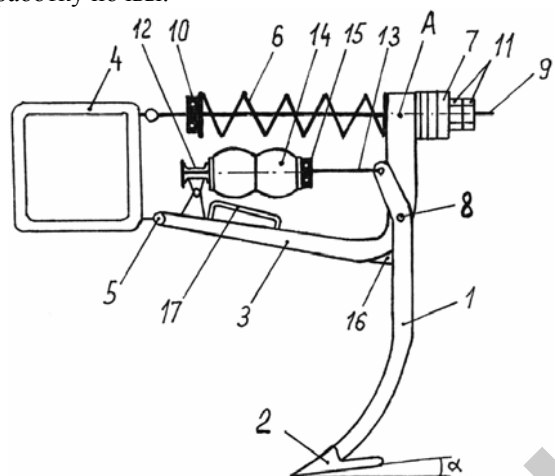


Рисунок 1. Принципиальная схема предлагаемого рабочего органа почвообрабатывающей машины в заглубленном рабочем положении

Рабочий орган состоит из стойки 1 с рыхлящей лапой 2, которая установлена на грядиле 3, передняя часть которого подвешена к раме машины 4 с помощью шарнира 5, а задняя часть закреплена на регулируемом упругом элементе. Упругий элемент состоит из блока, включающего два элемента 6 и 7, которые расположены по обе стороны точки (А) присоединения его к грядилу 3. При этом элемент 7 выполнен в виде демпфера, а стойка 1 прикреплена к грядилу 2 с помощью оси 8, разделяющей ее на верхнюю и нижнюю части. Для регулирования силы предварительного

сжатия упругого элемента и угла α наклона лапы 2 к горизонтальной плоскости поля имеется шарнирно закрепленный к раме машины 4 шток 9 с гайками 10 и 11. Верхний конец стойки 1 наклонен в сторону рамы 4 и соединен шарнирно под упругим элементом 6 с проходящей сквозь сухарик 12 нажимной штангой 13 с установленными на ней амортизаторами 14. Амортизаторы 14 упираются в сухарик 12, шарнирно соединенный с верхней поверхностью грядила 3, и предварительно сжимаются с помощью установленной на нажимной штанге 13 гайки 15, в результате чего нажимная штанга 13 прижимает расположенную ниже оси 8 часть стойки 1 к прикрепленному к нижней поверхности грядила 3 упору 16, причем момент относительно оси 8 силы со стороны амортизаторов 14 при их минимальном предварительном деформировании, прижимающий стойку 1 к упору 16 в рабочем положении, равен максимальному моменту упругого элемента 6 относительно шарнира 5 во время его максимального предельно допустимого сжатия. Под амортизаторами 14 на верхней поверхности грядила 3 установлена опорная площадка 17.

Рабочий орган работает следующим образом: в процессе поступательного движения машины лапа 2 и нижняя часть стойки 1 рабочего органа, установленного на раме машины 4, заглубляются и движутся в почве.

В процессе работы лапа 2 со стойкой 1 удерживаются в рабочем положении с одной стороны силой сжатого гайкой 10 упругого элемента 6, а с другой – демпфером 7, сжатым гайкой 11. Поскольку сопротивление почвы, которое преодолевает во время своего движения лапа 2 со стойкой 1, нестабильно по величине вследствие постоянно меняющихся технологических свойств почвы, то лапа со стойкой приходит в колебательное движение, благодаря чему снижается тяговое сопротивление. Блок упругих элементов способствует уменьшению динамических нагрузок в рабочем органе, так как сопротивление почвы рабочему органу и сила сжатия упругого элемента 7 уравниваются силой предварительного сжатия упругого элемента 6, т.е. не создается дополнительного прижатия грядила.

При наезде на препятствие упругий элемент 6 сжимается, а грядиль 3 со стойкой 1 и лапой 2 поворачивается вокруг шарнира 5 и обходит препятствие. Поскольку упругий элемент 6 предварительно существенно нагружен путем завинчивания гайки 10, а максимальное его сжатие возможно лишь досмыкания витков пружины сжатия, то при встрече с препятствиями большей высоты происходит сжатие амортизаторов 14, отход стойки 1 с лапой 2 от упора 16 и поворот их вокруг оси 8. При этом заглубляющий момент относительно оси 8 со стороны амортизаторов 14 за счет наклона в сторону рамы 4 верхней части стойки 1 сначала несколько увеличивается, а затем резко падает за счет уменьшения плеча силы сжатия амортизаторов 14 относительно оси 8 и уменьшения интенсивности их сжимания. При достижении шарниром присоединения нажимной

штанги 13 к верхней части стойки 1 линии, соединяющей шарнир присоединения к грядилу 3 сухарика 12 и ось 8, деформация амортизаторов 14 достигает максимальной величины, а действующий с их стороны за счет усилия сжатия, направленного вдоль нажимной штанги 13 относительно оси 8, заглубляющий стойку 1 с лапой 2 момент становится равен нулю. Поэтому при приближении к этому равновесному положению нажимной штанги 13 боковые поверхности сжатых амортизаторов 14 входят в соприкосновение с опорной площадкой 17, в результате чего на нажимную штангу 13 начинают действовать заглубляющие стойку 1 с лапой 2 силы от упругой деформации этих боковых поверхностей, перпендикулярные поверхности опорной площадки 17 и нажимной штанге 13, имеющие большое плечо относительно оси 8. В результате этого действующий на стойку 1 с лапой 2 со стороны амортизаторов 14 заглубляющий момент относительно оси 8 остается только положительным даже в случае необходимости дальнейшего выглубления лапы 2, что обеспечивает быстрое возвращение, после прохождения самых высоких препятствий, стойки 1 с лапой 2 в рабочее заглубленное положение.

УДК 539.3/6(07)

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

*Д.С. Шкода – студент 3 курса БГАТУ
Научный руководитель – к.т.н., доцент О.И. Мисуню*

Расчет валов редуктора на сопротивление усталости выполняется в большинстве случаев как проверочный. Исходными данными для его выполнения являются конструкция вала, размеры, технология изготовления (рабочий чертеж), построенные эпюры внутренних силовых факторов. Подобный расчет сводится к определению фактического коэффициента безопасности вала n , т.е. наименьшего коэффициента безопасности, в качестве которого для валов общего машиностроения обычно принимается коэффициент безопасности в опасном сечении по усталостному разрушению.

Поскольку валы редуктора испытывают плоское напряженное состояние (подвергаются изгибу и кручению), то коэффициент безопасности по усталостному разрушению определяется из общепринятой эмпирической формулы Гафа и Полларда

$$n_r = \frac{n_{r\sigma} n_{r\tau}}{\sqrt{n_{r\sigma}^2 + n_{r\tau}^2}}, \quad (1)$$

где $n_{r\sigma}$, $n_{r\tau}$ – коэффициенты безопасности по усталостному разрушению, соответственно, для циклов нормальных и касательных напряжений.

При выполнении расчета вала коэффициент безопасности по усталостному разрушению приходится находить, как минимум, для трех сечений.

Коэффициенты безопасности $n_{r\sigma}$, $n_{r\tau}$ определяются на основе схематизированной диаграммы усталостной прочности Серенсена и Кинасшвили и находятся из выражений

$$n_{r\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma\delta} + \sigma_m \psi_\sigma}, \quad (2)$$

$$n_{r\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau\delta} + \tau_m \psi_\tau}, \quad (3)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала, соответственно, для симметричных циклов нормальных и касательных напряжений;

σ_a , τ_a , σ_m , τ_m – амплитудные и средние напряжения, соответственно, циклов нормальных и касательных напряжений;

$K_{\sigma\delta}$, $K_{\tau\delta}$ – общие коэффициенты снижения предела выносливости при симметричном цикле, соответственно, нормальных и касательных напряжений;

ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла, соответственно, нормальных и касательных напряжений, зависящие от предела прочности материала σ_B и их предлагается определять на практике по формулам

$$\psi_\sigma = 0,211 - 0,000143 \sigma_B; \quad (4)$$

$$\psi_\tau = 1,5 \psi_\sigma. \quad (5)$$

Общий коэффициент снижения предела выносливости при симметричном цикле, соответственно, нормальных и касательных напряжений определяется из выражений