

7. Методика лабораторных исследований крошения почвы лемешковым копачом сахарной свеклы / Панченко А.Н., Волик Б.А., Шрамко К.В. // Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків: Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 1997. – С. 31-33.

УДК 678.074:539.3

Дырда В.И., Бондаренко Л.Н., Овчаренко Ю.Н.,
Терещенко Н.В.

К ВОПРОСУ ТЕОРИИ АМОРТИЗАТОРОВ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Розглянута теорія амортизаторів в яких гасіння коливань відбувається за рахунок втрат на тертя кочення. Показано, що характер затухання коливань при таких амортизаторах близький до затухань при гідроамортизаторах.

TO QUESTION THE THEORY SHOCK ABSORBER OF FRICTION OF THE SWING

The considered theory shock absorber, in which extinguishing the fluctuations occurs to account of the losses on friction of the swing. It is shown that nature of the fading the fluctuations under such shock absorber close to fading at hydra shock absorber.

На практике чаще всего применяют гидравлические амортизаторы. Считается, что они наиболее удачно определяют темп затухания колебаний.

Однако, гидроамортизаторы имеют два существенных недостатка: первый – сложность в изготовлении и эксплуатации и второй – трудность регулировки темпа затуханий с изменением, например, амплитуд или скорости колебательного процесса.

Одной из причин ограниченного применения амортизаторов трения качения является несовершенство инженерных методик их расчета.

Силы сопротивления трению качения при свободных колебаниях относятся к силам неупругого сопротивления, в частности, к силам сопротивления при сухом трении [1, 3] и их общим свойством является связь со знаком скорости. Они всегда направлены против движения, т.е. в любое мгновение их знак противоположен знаку скорости. Положительными считаются силы, действующие против положительного направления оси y .

Из большого разнообразия возможных рассмотрим две характерные схемы амортизаторов трения качения (рис. 1, рис. 2), которые позволят проследить математическую сторону задачи.

Пусть масса m подвешена на пружине жесткостью C_1 , а колебания после начального возмущения гасятся при помощи двух цилиндров длиной B и радиусом R_1 , которые прижаты к направляющей силами P .

Согласно теории контактных напряжений [2] максимальная величина силы прижатия

$$P = B \cdot R_1 \cdot \sigma^2 / 0,418^2 E. \quad (1)$$

Сопротивление качению двух цилиндров [2]

$$W = 9,4 \cdot B \cdot R_1 \cdot \sigma^3 / E^2. \quad (2)$$

Запишем дифференциальное уравнение свободных колебаний, возникающих после начального возмущения массы m

$$m\ddot{y} + C_1\dot{y} \pm W = 0. \quad (3)$$

Рассмотрим первый интервал движения для начальных условий: $t = 0$; $y = A_0$; $\dot{y}' = 0$. В этом интервале скорость будет отрицательной, поэтому в (3) нужно принимать знак минус.

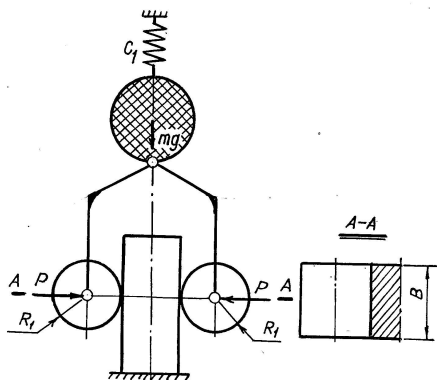


Рис. 1 – Схема амортизатора трения качения

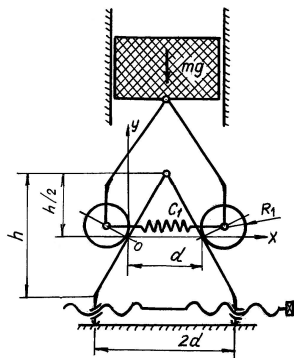


Рис. 2 – Схема амортизатора трения качения

Обозначим: $p^2 = C_1 / m$; $a = W / C_1$. Тогда

$$y'' + p^2 y - ap^2 = 0. \quad (4)$$

Решение этого уравнения при принятых начальных условиях имеет вид

$$y = (A_0 - a) \cos pt + a. \quad (5)$$

Когда аргумент pt станет равным π , скорость y' обратится в нуль и масса m достигнет своего крайнего нижнего положения. Это отклонение согласно (5) составляет

$$A_1 = (A_0 - a) \cos \pi + a = -A_0 + 2a,$$

что по абсолютной величине меньше начального отклонения на величину $2a$. Если $|A_1| > W / C_1$ (или $|A_1| > a$), то сила упругости больше силы трения качения и масса m начнет двигаться в сторону положительных значений y . В этом случае уравнение движения имеет вид

$$y'' + p^2 y + ap^2 = 0. \quad (6)$$

При начальных условиях: $t = 0$; $y = A_1$; $\dot{y}' = 0$, решение (6) выглядит так

$$y = (A_1 + a) \cos pt - a.$$

По аналогии с вышесказанным получим для следующего отклонения

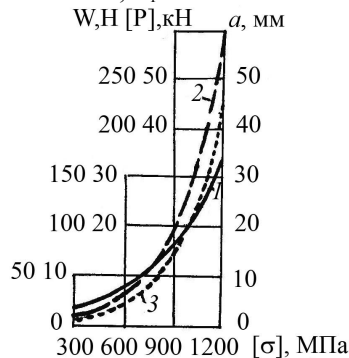
$$A_2 = A_0 - 4a.$$

Таким образом, за один период колебаний амплитуда уменьшается на величину $4a$. Численные значения амплитуд образуют арифметическую прогрессию, огибающей которой есть прямая линия.

Колебания будут происходить до тех пор, пока $C_1 |A_i| > W$ или $|A_i| > a$. Если же отклонение A_i станет меньше, чем a , движение массы прекращается, поскольку сила трения качения W превзойдет силу упругости пружины $C_1 y$.

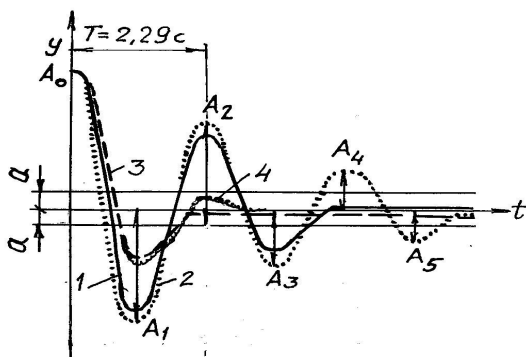
На рис. 3 представлены зависимости силы трения качения W , максимально-допустимой силы прижатия $[P]$ и величины $a = W/C_1$ от допускаемых контактных напряжений, определенные по приведенным формулам согласно принятым исходным данным:

$C_1 = 6000$ Н/м; $m = 800$ кг; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma] = 300 \dots 1200$ МПа; $A_0 = 0,15$ м; $B = 50$ мм; $R_1 = 20$ мм.



1 — допустимой силы прижатия $[P]$; 2 — сопротивление качению двух цилиндров W ; 3 — полуширины зоны застоя a

Рис. 3 — Зависимость от величины допускаемых контактных напряжений



1 — при $[\sigma] = 800$ МПа ($[P] = 17,4$ кН); 2 — $[\sigma] = 800$ МПа, $P = [P]/2$; 3 — $[\sigma] = 1100$ МПа ($[P] = 33$ кН); 4 — при вязком сопротивлении

Рис. 4 — Вид кривых колебаний

На рис. 4 приведен характер кривых колебаний в зависимости от величины прижатия цилиндров к направляющей. Кривая 4 характеризует колебание груза при вязком сопротивлении согласно уравнению [1]

$$y'' + 2ny' + p^2 y = 0, \quad (7)$$

где $n = k/2m$;

k — коэффициент пропорциональности;

начальные условия — $y = y_0 = 0,15$ м, $V_0 = 0$.

Рассмотрим амортизатор, схема которого показана на рис. 2. Отличием такого гасителя колебаний от конструкции, рассмотренной выше (рис. 1) является перенос пружины жесткостью C_1 к цилиндрам (роликам). Очевидна простота изменения положения статического равновесия и величины сопротивления трению качения за счет, например, винта.

Жесткость пружины C_1 выбрана такой, чтобы груз удерживался в положении статического равновесия, определяемом ординатой $y = 0$, за счет сопротив-

ления качению роликов по клину. Радиус роликов R_1 найдем исходя из величины максимальных контактных напряжений ($y = -h/2$).

Вертикальная составляющая сопротивления качению двух роликов [1, 3]

$$W(y) = \frac{0,687C_1d^3(h-z_y)}{R_1(d^2+h^2)} \sqrt{\frac{C_1R_1(h-z_y)}{BEh\sqrt{d^2+h^2}}}. \quad (8)$$

Жесткость пружины C_1 в (8) необходимо принять следующей

$$C_1 = \frac{1,28mg(d^2+h^2)}{d^2h} \sqrt[3]{\frac{BEhR_1}{mg\sqrt{d^2+h^2}}}, \quad (9)$$

а максимальную величину радиуса роликов R_1 находим из выражения

$$R_1 = 0,3 \frac{mgE^2}{Bh\sigma^3} \sqrt{d^2+h^2}. \quad (10)$$

Нормальное давление ролика на клин будет

$$P = \frac{c_1d^2}{h\sqrt{d^2+h^2}}(h-2y). \quad (11)$$

Подставив (9) и (10) в (8), получим

$$W(y) = \frac{2,8mg(h/2-y)\sqrt{h/2-y}}{h\sqrt{h}}; \quad -\frac{h}{2} \leq y \leq \frac{h}{2}.$$

Дифференциальное уравнение колебания массы m в представленной системе получается подстановкой в (3) значения сопротивления качению двух роликов $W(y)$ из (12).

Сравнивая кривые колебаний 3 и 4 на рис. 3, можно сделать следующий вывод: трением качения можно добиться примерно такого же характера затухающих колебаний, как и при вязком сопротивлении. Это, при более простой конструкции и простоте регулировки как в ручном, так и в автоматическом режиме, позволяет амортизаторам трения качения составить достойную конкуренцию гидроамортизаторам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С. и др. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
3. Бондаренко Л.М. Аналітично-експериментальні визначення коефіцієнта тертя кочення // Будівництво України. – 2001. – № 5. – С. 47-48.