

растянутости ленты льна. Амплитуда колебаний подбивающей планки должна быть такой, чтобы в процессе выравнивания стебли льна не теряли устойчивости

Заключение

В результате проведенного анализа выявлено, что большинство существующих устройств для выравнивания стеблей в ленте сложные по конструкции, громоздкие, создают шум и вибрацию и не обеспечивают требуемое качество выполнения технологического процесса, что значительно снижает выход длинного волокна.

Как наиболее перспективное предполагается устройство для выравнивания стеблей в ленте, в котором в качестве подбивающего механизма использован комлеподбиватель с несколькими подбивающими планками совершающими параллельно-круговые движения.

Литература

1. Конохов В.Ю. Классификация и виды устройств для выравнивания стеблей льна-долгунца в ленте // Тракторы и сельскохозяйственные машины, №3. – 2007. – С. 37-39.

УДК 631.3.07:631.356.4

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПРИВОДОВ, РАБОТАЮЩИХ В АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОМ РЕЖИМЕ

Н. Л. Ракова¹, к.т.н., доцент, **А. С. Воробей**², к.т.н.,
Ж. И. Пантелева¹

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,

²РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь

Введение

В настоящее время интенсивно развиваются элементы теории нелинейных колебаний, связанные с взаимодействием колебательных систем с источником энергии [1, 2]. Как показывают исследования [3, 4], условия возникновения автоколебаний в приводе с колеблющимся рабочим органом определяются характеристикой дви-

гателя и зависимостью силы сопротивления, действующей на рабочий орган, от его скорости.

Основная часть

Важной задачей при конструировании приводов колеблющихся рабочих органов, работающих в автоколебательном режиме, является расчет параметров упругих элементов. Методику расчета которого рассмотрим на примере выбора параметров упругих элементов активного грохота картофелекопателя, агрегируемого с энергетическим средством. Конструкция подвески (упругого элемента) представляет собой балку, выполненную в виде трапеции постоянной толщины, с величиной пролета l (рисунок 1).

По условиям эксплуатации эта балка закреплена одним концом и свободная сторона нагружена силой P .

Сечение балки, определяемое координатой x , является прямоугольником с переменной шириной $2v(x)$ и постоянной высотой h .

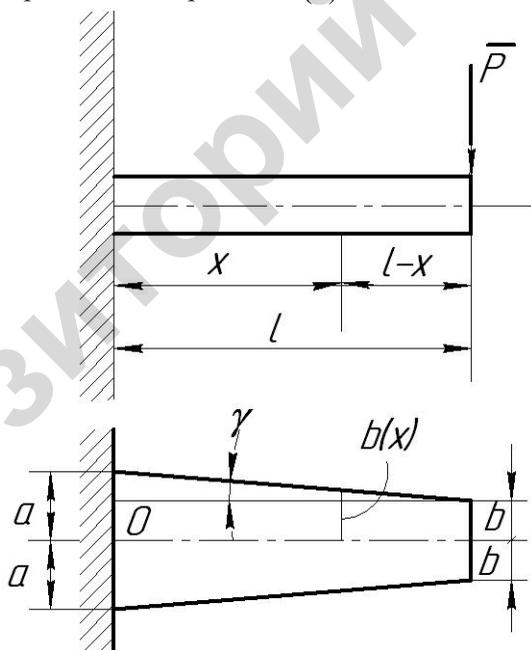


Рисунок 1 – Расчетная схема упругого элемента

Выражение момента инерции $J(x)$ сечения x балки имеет вид:

$$J_x = J_0 \left[1 - \frac{x}{l} \left(1 - \frac{e}{a} \right) \right], \quad (1)$$

где $J_0 = \frac{ah^3}{6}$.

Жесткость упругой балки равна

$$c_y = \frac{P}{y(l)}, \quad (2)$$

где $y(l)$ – прогиб балки на свободном конце под действием силы P .

Для определения $y(l)$ запишем дифференциальное уравнение изогнутой оси балки

$$EJ_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x), \quad (3)$$

где J_x - переменный момент инерции, определяемый выражением (1); $M(x) = P(l - x)$ - изгибающий момент в сечениях.

Начало координат (см. рисунок 1) выбираем на защемленном конце балки. После интегрирования уравнения (3) и нахождения постоянных интегрирования из условий: $y = 0, \frac{dy}{dx} = 0$ при $x = 0$ -

получим выражение прогибов балки

$$y = \frac{Pl^3}{EJ_0} \left\{ \frac{\zeta^2}{2\alpha} - \frac{1-\alpha}{\alpha^2} \left[\frac{1}{\alpha} (1-\alpha\zeta) \ln(1-\alpha\zeta) + \zeta \right] \right\},$$

где $\zeta = \frac{x}{l}, \alpha = 1 - \frac{e}{a}$.

Прогиб балки в сечении $x = l (\zeta = 1)$

$$y(l) = \frac{Pl^3}{EJ_0} \left\{ \frac{1}{2\alpha} - \frac{1-\alpha}{\alpha^2} \left[\frac{1-\alpha}{\alpha} \ln(1-\alpha) + 1 \right] \right\}. \quad (4)$$

Жесткость упругого элемента после подстановки (4) в (2)

$$c_y = \frac{EJ_0}{l^3} \frac{1}{\left\{ \frac{1}{2\alpha} - \frac{1-\alpha}{\alpha^2} \left[\frac{1-\alpha}{\alpha} \ln(1-\alpha) + 1 \right] \right\}}. \quad (5)$$

В зависимости от конструкции привод колеблющегося рабочего органа может содержать один или несколько упругих элементов. Для определения их суммарной жесткости необходимо вначале вычислить массы колеблющихся элементов привода. На стадии проектирования эта процедура может быть выполнена после подбора геометрических параметров элементов привода из конструктивных и прочностных соображений. Суммарная жесткость C_{Σ} упругих элементов определится из условия равенства собственной частоты p колебательной системы (рисунок 2) частоте колебаний рабочего органа ω_{po}

$$\tilde{n}_{\Sigma} = m\omega_{po}^2 = m \frac{4\pi^2}{T^2}, \quad (6)$$

где m – масса такой модели представляет собой массу рабочего органа и приведенные к ней массы других колеблющихся звеньев привода; T – период колебаний рабочего органа, равный времени цикла выполнения технологического процесса; ω_{po} – частота колебаний рабочего органа, $\omega_{кр} = \frac{2\pi}{T}$ – частота вращения кривошипа, равная частоте колебаний рабочего органа ($\omega_{po} = \omega_{кр}$).

Выбор числа упругих элементов и их конструктивное воплощение производится при проектировании привода.

Следует отметить, что при конструировании привода его передаточное отношение U выбирается из условия согласования угловой скорости вращения двигателя $\omega_{НОМ}$ и частоты колебаний рабочего органа привода ω_{po}

$$\omega_{НОМ} = U\omega_{po}. \quad (7)$$

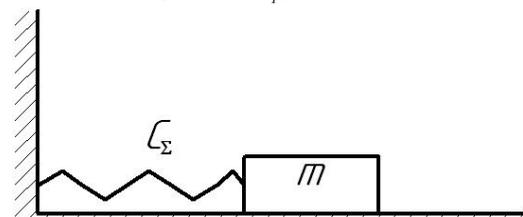


Рисунок 2 – Одномассовая колебательная система

Значение искомой суммарной жесткости упругих элементов находится из выражения (6). Выбрав из конструктивных соображений число i упругих элементов, уравнение, связывающее параметры упругих элементов, будет с учетом (6), (5), следующим

$$\frac{EJ_0}{l^3} \frac{i}{\left\{ \frac{1}{2\alpha} - \frac{1-\alpha}{\alpha^2} \left[\frac{1-\alpha}{\alpha} \ln(1-\alpha) + 1 \right] \right\}} = m \frac{4\pi^2}{T^2}. \quad (8)$$

Второе уравнение, необходимое для определения параметров балки, следует из условия прочности

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (9)$$

где σ_{\max} - максимальное напряжение изгиба упругого элемента, возникающее в месте его заделки; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

Заключение

Предложенный метод расчета параметров упругих элементов при конструировании приводов колеблющихся рабочих органов, работающих в автоколебательном режиме, позволяет использовать одномассовую модель привода и выбрать жесткостные параметры упругого элемента из равенства собственной частоты ее колебаний и частоты вращения вала двигателя.

Литература

1. Бойко Л.И., Гоман А.М., Ракова Н.Л. Динамическое взаимодействие колеблющегося рабочего органа машины с источником энергии ограниченной мощности // Весці Академіі Навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1998. – № 3. – С. 28-36.
2. Вибрации в технике: Справочник. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. Т. 2. М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
3. Колчин Н.И. Механика машин. – М.-Л.:Машгиз,1963. – Т.2.- 535с.
4. Бойко Л.И., Гоман А.М., Ракова Н.Л. К построению автоколебательной системы в приводах рабочих орагнов машин // Весці Академіі Навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1999. – № 1. – С. 24-29.