

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА И ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ИНЕРЦИОННОГО ВИБРОПРИВОДА ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

А.Г. Возмилов*, Р.Б. Яруллин **
*г. Челябинск, ЧГАА, **г. Уфа, УГАЭС

THE DEFINITION OF THE LAW AND PARAMETERS OF REGULATION INERTIAL VIBRO DRIVE OF A VIBRO GRAIN CLEANER

A.G. Vozmilov*, R.B. Yarullin**
*Chelyabinsk, Chelyabinsk State Agroengineering University
**Ufa, Ufa State Academy of Economy and Service

Рассмотрены вопросы регулирования амплитуды от частоты колебаний рабочего органа вибромашин по установленному гиперболическому закону путем изменения параметров саморегулируемого вибратора.

Ключевые слова: виброзерноочистительная машина, частота и амплитуда колебаний, инерционный саморегулируемый вибратор, радиус центра масс.

The issues of the regulation of amplitude from frequency of fluctuations of working body of the vibro machines under the established hyperbolic law by change of parameters of the self-adjustable vibrator are considered.

Keywords: vibro grain cleaner, frequency and amplitude of fluctuations, inertial self-adjusting vibrator, radius of the center of weights.

Около 57 % исследований виброобработки материалов и сред в АПК приходится на вибросепарацию семян, при этом в вибромашинах (ВМ) наибольшее применение нашли инерционные вибраторы, доля которых в виброзерноочистительных машинах (ВЗМ) составляет 85 %.

Согласно технологическим требованиям к сепарации семян различных сельскохозяйственных культур, для семян каждой культуры необходимо обеспечить изменение амплитуды колебаний рабочего органа (РО) A от частоты ω_2 внутри рабочей зоны по гиперболическому закону [1]:

$$A = V/\omega_2, \quad (1)$$

где V – скоростной фактор, имеющий свое значение для каждого типа ВЗМ.

Наиболее эффективным для сепарации и транспортировки семян являются винтовые колебания рабочего органа ВМ. С этой точки зрения перспективной машиной считается многорешетчатая ВЗМ (МВЗМ) с саморегулируемым двухвальным вибратором [2]. Двухвальный вибратор имеет 8 дебалансов, установленных консольно, с углом первоначальной установки α относительно горизонтальной оси, попарно противоположно друг другу. При этом один из дебалансов неподвижен, а второй поджат фасонной пружиной с жесткостью $K(\rho)$.

В этом случае амплитуда колебаний РО с массой m_* и моментом инерции J_z относительно вер-

тикальной оси, с определенным радиусом R решета имеет следующий вид:

$$A = \frac{4(m_1 r_1 - m_2 \rho)}{m_*} \sqrt{\sin^2 \alpha + m_*^2 a^2 R^2 J_z^{-2} \cos^2 \alpha}, \quad (2)$$

где m_1 и r_1 – масса и радиус центра масс неподвижных дебалансов; m_2 и ρ – масса и радиус центра масс выдвигающихся дебалансов; a – расстояние от вертикальной оси до плоскости вращения дебалансов.

Решая совместно (1) и (2), можно получить закон изменения радиуса центра массы m_2 подвижного дебаланса:

$$\rho = \frac{m_1 r_1}{m_2} - \frac{V m_*}{4 m_2 \sqrt{\sin^2 \alpha + (m_* a R J_z^{-1} \cos \alpha)^2}} \frac{1}{\omega_2}. \quad (3)$$

Подставляя (2) и (3) в уравнение равенства упругой силы пружины и центробежных сил дебалансов $F_y = P_{II}$ или $K(\rho)[\rho + (\varepsilon - r_0)] = m_2 \rho$ и выразив их через ω_2 , получим характеристику жесткости, противодействующей выдвигению подвижного дебаланса, фасонной пружины саморегулируемого вибратора:

$$K(\rho) = \frac{m_2 m_*^2 J_z^2 V^2}{16(J_z^2 \sin^2 \alpha + m_*^2 a^2 R^2 \cos^2 \alpha)} \times \frac{\rho}{[\rho + (\varepsilon - r_0)](m_1 r_1 - m_2 \rho)^2}, \quad (4)$$

где ϵ – предварительная деформация фасонной пружины; r_0 – радиус центра масс подвижного дебаланса в состоянии покоя.

Как известно, главной характеристикой упругих элементов служит функциональная зависимость между приложенной силой F и деформацией. Учитывая, что $F = K\Delta\ell$ и $\Delta\ell = \epsilon + \rho - r_0$, упругая сила определяется из выражения:

$$F = \frac{m_2 m_*^2 J_z^2 V^2}{16(J_z^2 \sin^2 \alpha + m_*^2 a^2 R^2 \cos^2 \alpha)} \cdot \frac{\rho}{(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2} \quad (5)$$

Аналогично можно определить параметры саморегулируемого вибратора для любого типа ВМ. Расчеты по полученным выражениям были проведены для МВЗМ с параметрами (рис. 1):

$$m_* = 372 \text{ кг}; J_z = 48,68 \text{ кгм}^2; m_1 = 2,8 \text{ кг}; m_2 = 2,2 \text{ кг};$$

$$r_0 = 0,005 \text{ м}; r_1 = 0,11047 \text{ м}; V = 0,268 \text{ м/с}; \alpha = 68^\circ;$$

$$R = 0,475 \text{ м}; a = 0,175 \text{ м}; \epsilon = 0,005 \text{ м}.$$

На основании анализа влияния конструктивно-кинематических параметров МВЗМ на характеристики саморегулируемого вибратора была разработана методика расчета данного вибратора.

Скоростной фактор, диапазоны регулирования по частоте и амплитуде колебания РО определяются исходя из рациональных режимов работы ВМ для соответствующей отрасли [1].

По граничным значениям диапазона изменения амплитуды колебаний, исходя из известных конструктивных параметров ВМ, рассчитываются эквивалентные значения статических моментов масс дебалансов вибратора для крайних положений дебаланса по выражению:

$$(mr)_{\text{ЭКВ}}^{\text{макс}} = A_{\text{макс}} m_* \frac{1}{c} = \frac{m_* V}{c \omega_2^{\text{макс}}}, \text{ кгм}, \quad (6)$$

где $A_{\text{макс}}^{\text{мин}}$ – граничные значения диапазона регулирования амплитуды колебаний РО, м; c – безразмерный коэффициент, учитывающий конструктивно-кинематическую особенность ВМ, определяемый для ВЗМ по работе [2]. Для МВЗМ он равен $c = \sqrt{\sin^2 \alpha + m_*^2 a^2 R^2 J_z^{-2} \cos^2 \alpha}$; $\omega_2^{\text{макс}}^{\text{мин}}$ – граничные значения диапазона регулирования угловой частоты колебаний РО, рад/с.

Далее определяются параметры дебалансов. При этом из конструктивных соображений необходимо выполнение условия $\rho_{\text{макс}} \leq r_1$, а значения r_0, r_1, m_1 и m_2 принимаются по возможности минимальными.

Радиус центра массы r_1 неподвижного дебаланса m_1 равен

$$r_1 = [(mr)_{\text{ЭКВ}}^{\text{макс}} + m_2 r_0] / 4m_1, \text{ м}. \quad (7)$$

Максимальный радиус ρ подвижного дебаланса m_2 равен

$$\rho_{\text{макс}} = \frac{m_1 r_1 - (mr)_{\text{ЭКВ}}^{\text{мин}}}{4m_2} \leq r_1, \text{ м}. \quad (8)$$

После определения основных параметров дебалансов рассчитывается характеристика упругой силы F нелинейной пружины саморегулируемого вибратора МВЗМ по выражению (5).

Для технологической простоты изготовления нелинейной пружины предлагается путем кусочно-линейной аппроксимации характеристики упругой силы заменить фасонную пружину несколькими линейными пружинами, установленными с определенными первоначальными зазорами $\Delta_{\text{ж}}$, которые вытекают в результате аппроксимации (рис. 2).

Параметры фасонной пружины также можно рассчитать по программе КОМПАС 3DV7 (приложение КОМПАС-Spring).

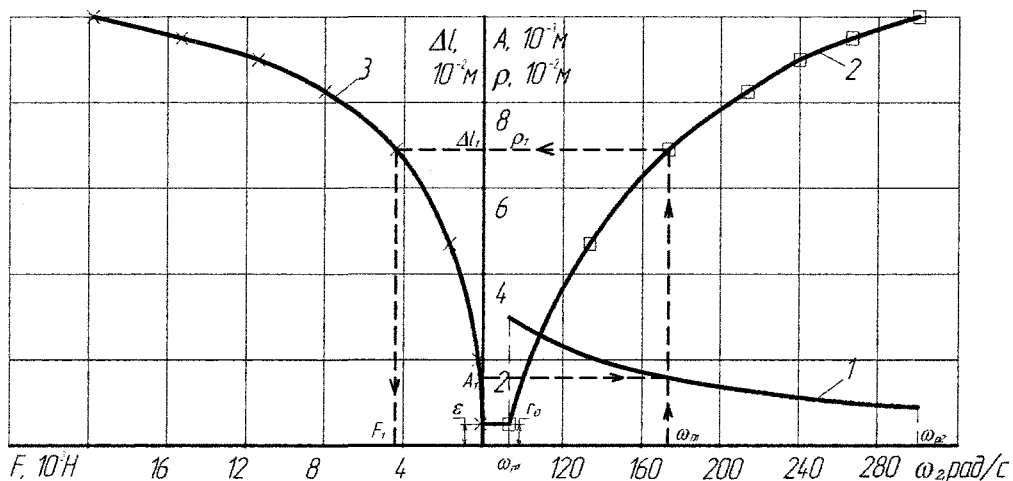


Рис. 1. Амплитудно-частотная и силовая характеристики саморегулируемого вибратора многорешетной виброзерноочистительной машины: 1 – зависимость амплитуды колебаний рабочего органа $A=f(\omega_2)$; 2 – зависимость радиуса центра масс подвижного дебаланса $\rho=f(\omega_2)$; 3 – зависимость упругой силы фасонной пружины $F=f(\Delta\ell)$

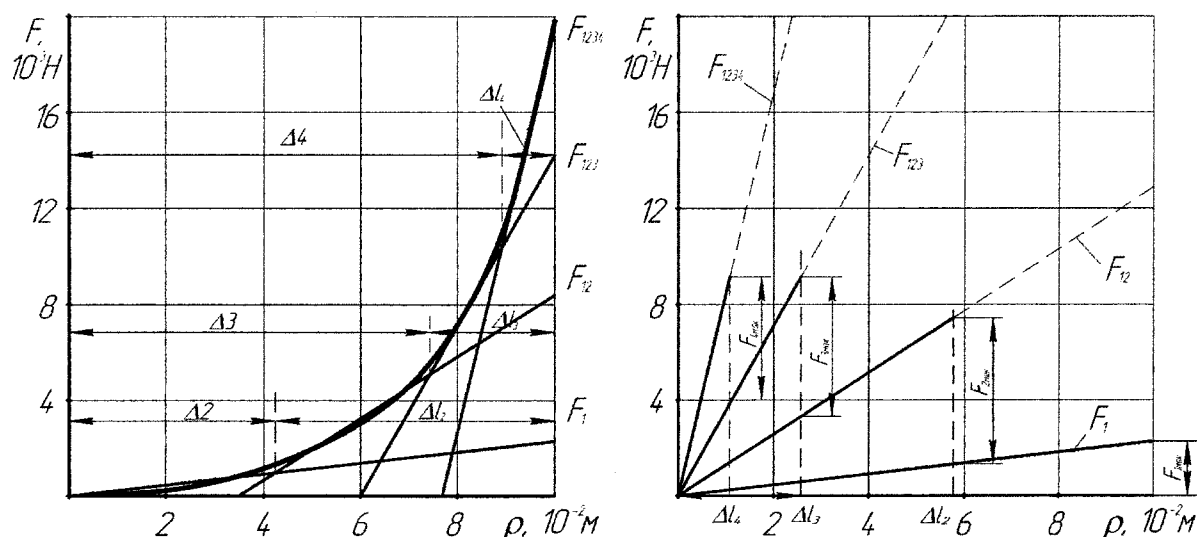


Рис. 2. Кусочно-линейная аппроксимация характеристики упругой силы фасонной пружины четырьмя линейными пружинами F_1, F_2, F_3, F_4

Выводы

1. Определен закон и параметры регулирования кинематического режима инерционного вибропривода зерноочистительной машины.
2. Разработана методика расчета основных параметров инерционного саморегулируемого вибратора.

Литература

1. Возмилов, А.Г. Вибрационные технологии в процессах АПК / А.Г. Возмилов, Р.Б. Яруллин // Механизация и электрификация сельского хоз-ва. – 2007. – № 12. – С. 31–34.
2. Заика, П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин / П.М. Заика. – М.: Машиностроение, 1974. – 278 с.

Поступила в редакцию 23.09.2010 г.

Возмилов Александр Григорьевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Применение электрической энергии в сельском хозяйстве», Челябинская государственная агроинженерная академия, г. Челябинск. Научные интересы – электронно-ионная технология в АПК. 454080, г. Челябинск, пр.им. В.И. Ленина, 75.

Vozmilov Alexander Grigorievich is Professor of the Application of Electric Energy in Agriculture Department of Chelyabinsk State Agroengineering University. Dr.Sc. (Engineering), Professor. 454080, Chelyabinsk, Lenina Prospect, 75.

Яруллин Ринат Бариевич. Кандидат технических наук, профессор кафедры «Машины, аппараты, приборы и технологии сервиса», Уфимская государственная академия экономики и сервиса, г. Уфа. Научные интересы – электропривод в технологических процессах АПК. 450078, г. Уфа, ул. Чернышевского, 145.

Yarullin Rinat Barievich is Professor of the Machines, Mechanisms, Devices and Technologies of Service of Ufa State Academy of Economy and Service, Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor. 450078, Ufa, 145 Chernyshevsky street.