

ТЕХНИКА



УДК 534.111:63

**И.Я. Федоренко,
С.А. Сорокин**

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОЙ ЧАСТИ ВИБРАЦИОННОГО ДОЗАТОРА

В технологии выработки комбикормов одним из главных звеньев является процесс дозирования, к которому предъявляются жесткие требования по неравномерности выдаваемого потока сыпучего материала. Проектирование систем дозирования на базе вибрационной технологии позволяет добиться существенных результатов по достижению высокого качества многокомпонентных смесей.

Одним из управляющих процессов дозирования параметров, который учитывается при проектировании вибрационных агрегатов, является амплитуда колебаний, генерируемая посредством вибровозбудителей различной конструкции.

Наибольшее распространение в кормоприготовительной и перерабатывающей промышленности получили вибраторы, принцип действия которых основан на вращении дебалансов определенной массы.

Основными выходными параметрами вибраторов является амплитуда и частота колебаний возмущающего усилия. В ряде случаев необходимо получать четко направленное поступательное колебание с воз-

можностью регулирования амплитуды либо частоты, как, например, в вибрационных дозаторах конструкции, представленной на рисунке 1. Вибрационный дозатор содержит подвижную часть 1, подвешенную к наддозаторному бункеру 2 на четырех упругих тросовых подвесах 3, которой сообщается переменное возмущающее усилие от вибровозбудителя 4. При работе дозатора подвижная часть совершает колебательное возвратно-поступательное движение под действием сил сопротивления воздуха и межслоевого трения сыпучего материала.

В вибрационных дозаторах стабильная амплитудно-частотная характеристика во многом определяет качество работы, выраженное равномерностью выдаваемого потока сыпучего материала [1]. Следовательно, при проектировании вибрационных машин и их экспериментальных исследованиях необходима расчетная модель для получения законов движения, адекватно описывающих реальную колебательную систему [2, 3].

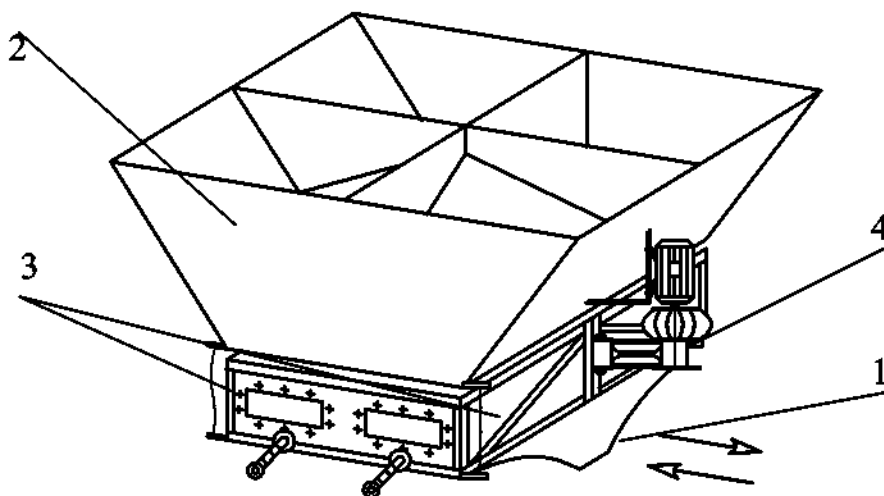


Рис. 1. Схема многокомпонентного вибрационного дозатора

На базе вибрационного дозатора, разработанного Алтайским ГАУ [4], создана расчетная схема (рис. 2), в которой вибрационный дозатор представлен схематизированно в виде системы с сосредоточенными параметрами. На схеме упругие элементы изображены в виде пружин и демпферов, соединенных параллельно. Пружины характеризуются жесткостью C_{x_i} , C_{y_i} и создают восстанавливающую силу, пропорциональную их деформации x , y . Демпфер вязкого трения моделирует гистерезисные потери в упругой системе, пропорциональные скоростям деформации \dot{x} , \dot{y} и зависящие от коэффициента вязких сопротивлений K_{x_i} и K_{y_i} . Такая модель с высокой точностью воспроизводит характеристики реальной упругой колебательной системы в рассматриваемом амплитудном диапазоне. При этом сила, создаваемая упругими элементами при поступательном движении в горизонтальном и вертикальном направлении, равна $K_{x_i}\dot{x} + C_{y_i}x$, $K_{y_i}\dot{y} + C_{y_i}y$. Суммарная сила при угловых перемещениях, создаваемая упругими элементами, равна $K_{\theta}\dot{\theta} + C_{\theta}2\xi$, $K_{\theta 2}\dot{\theta} + C_{\theta 2}\theta$.

Возбуждение колебательного движения рабочего органа 2 осуществляется дебалансным вибратором посредством шатуна малой массы 3. Суммарная масса и эксцентриситет (расстояние от общего центра тяжести дебалансов до их оси вращения) неуравновешенных частей соответственно равны m и r ; угловая скорость вращения вала ω . При работе вибратора дебаланс создает вращающуюся возмущающую силу $/\text{пгй}/$.

Колебательная система 2 ограничена тремя степенями свободы с возможностью

поступательного перемещения по оси x и углового смещения ξ , θ вокруг осей y , z .

Запишем дифференциальные уравнения поступательных и угловых перемещений колебательной системы (рис. 2) с учетом смещения линии приложения возмущающего усилия от оси, проходящей через центр масс грузонесущего органа 2 на расстояния a и b соответственно по осям y , z . Это смещение возникает вследствие неравномерной загрузки секций дозатора сыпучим материалом различной объемной массы. Обозначим учитываемое отклонение моментом инерции относительно смещенных осей $(J\xi + M_2a^2)$, $(J_{\theta} + M_2b^2)$.

Найдем решения неоднородных линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами, принимая допущение работы дозатора в установившемся режиме без учета начального углового положения δ дебаланса вибрационного возбудителя. Представим решения уравнений движения колебательной системы (рис. 2) в таблице.

Уравнения 1 и 2 (табл.), объединенные в систему и решенные относительно аргумента $(\omega t - \varepsilon)$, определяют закон движения блока дебаланса маятникового вибрационного возбудителя в виде неканонического уравнения эллипса.

Уравнения 1, 3, и 4 характеризуют движение дозатора в горизонтальной плоскости и вращательное — относительно двух осей.

Наиболее важными применительно к технологическому процессу являются уравнения 1 и 4, определяющие амплитуду поступательного и вращательного движения в горизонтальной плоскости рабочих органов дозатора с учетом вязкоупругих свойств колебательной системы, а также динамических параметров вибрационного возбудителя.

$$\begin{aligned}
 (M_1 + m) \cdot \ddot{x} + k_{x1} \cdot \dot{x} + c_{x1} \cdot x + M_2 \cdot \ddot{x} + k_{x2} \cdot \dot{x} + c_{x2} \cdot x &= mr\omega^2 \cos(\omega t + \delta) \\
 (M_1 + m) \cdot \ddot{y} + k_{y1} \cdot \dot{y} + c_{y1} \cdot y &= mr\omega^2 \sin(\omega t + \delta) \\
 (J_\xi + M_2 a^2) \cdot \ddot{\xi} + k_{\xi 2} \cdot \dot{\xi} + c_{\xi 2} \cdot \xi &= mr\omega^2 \left(a + \frac{hr}{l}\right) \sin(\omega t + \delta) \\
 (J_\theta + M_2 \rho^2) \cdot \ddot{\theta} + k_{\theta 2} \cdot \dot{\theta} + c_{\theta 2} \cdot \theta &= mr\omega^2 \rho \cos(\omega t + \delta)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

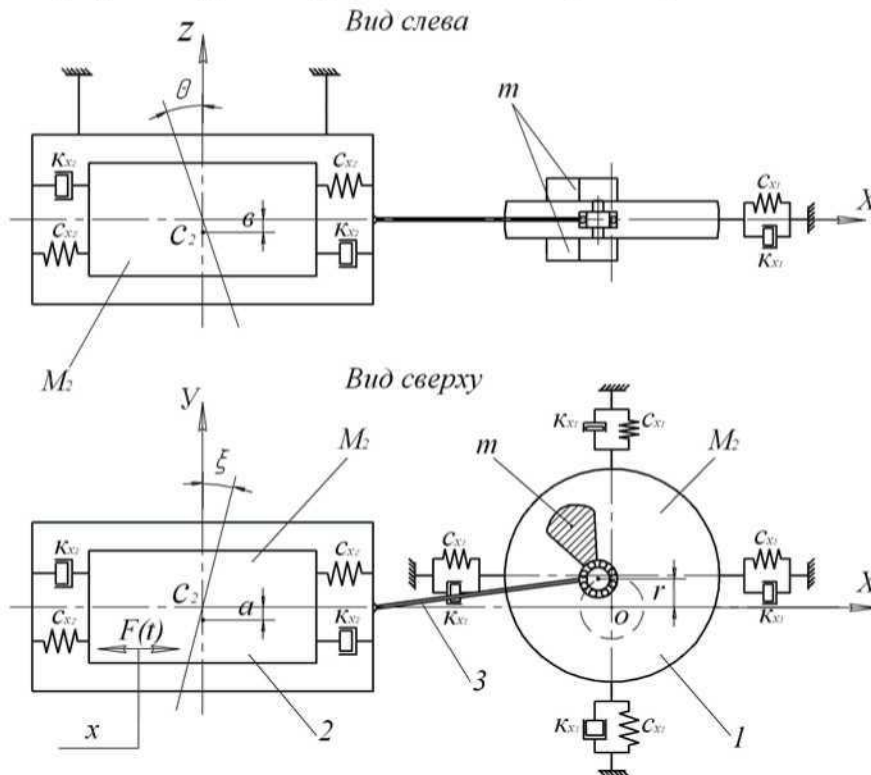


Рис. 2. Схема дозатора с силовым возбуждением вибрации

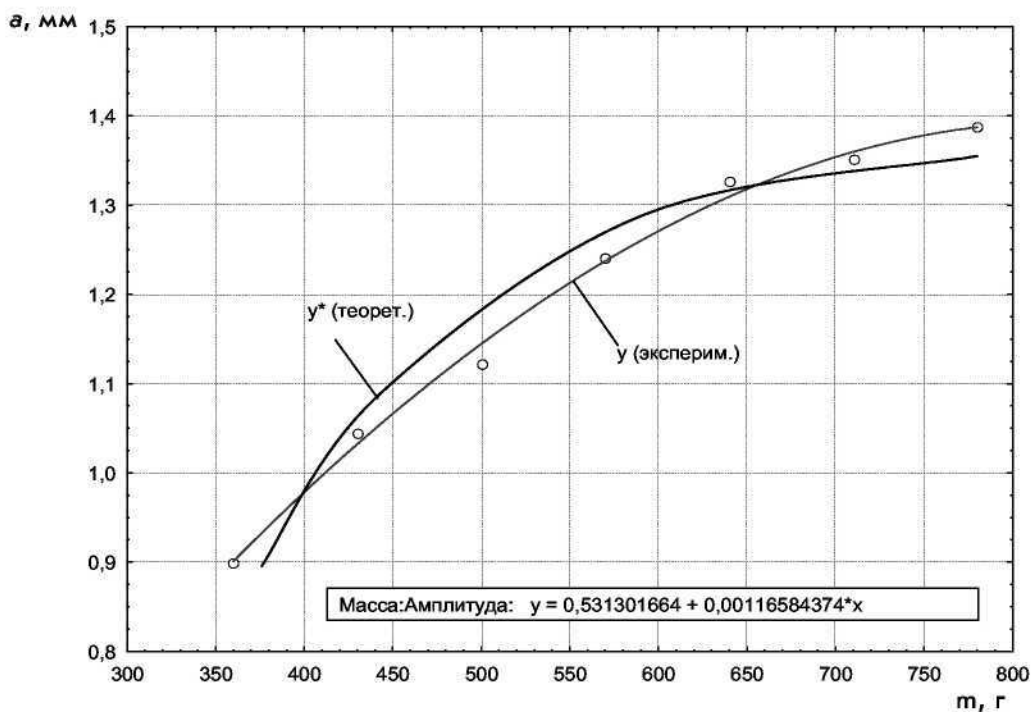


Рис. 3. Графическая зависимость значений амплитуды колебаний дозатора от массы дебаланса маятникового вибровозбудителя

Уравнения сложного движения колебательной системы «вибрационный возбудитель-дозатор»

№	Вид перемещения	Уравнение движения
1	Поступательное, вдоль оси X	$x = \frac{q}{\sqrt{(p_x^2 - \omega^2) + 4n_x^2 \omega^2}} \cos(\omega t - \varepsilon)$
2	Поступательное, вдоль оси Y (блок дебаланса)	$y = \frac{q}{4(p_y^2 - \omega^2) + 4n_y^2 \omega^2} \sin(\omega t - \varepsilon)$
3	Вращательное, относительно оси Y	$\ddot{\theta} = \frac{q_{\theta}^*}{\cdot [PI - \omega^2] + 4n^2 \omega^2} \cos(\omega t - \varepsilon)$
4	Вращательное, относительно оси Z	$\zeta = \frac{q_{\zeta}^* (a + \frac{K\Gamma}{\dots})}{\sqrt{(p_{\zeta}^2 - \omega^2) + 4n^2 \omega^2}} \sin(\omega t - \varepsilon)$

Здесь p_i^2 — собственная частота колебаний системы на упругих элементах;

$2n$ — приведенный коэффициент вязких сопротивлений упругой системы перемещениям;

q — отношение возмущающей силы к общей массе колебательной системы;

q_i — отношение возмущающей силы к моменту инерции колебательной системы относительно смещенной оси.

Применительно к рассматриваемой колебательной системе произведенный расчет значений амплитуды колебаний в зависимости от массы дебаланса маятникового вибропривода показал (рис. 3) удовлетворительную согласованность с экспериментальными данными, выраженную коэффициентом корреляции $r = 0,87$.

Из графика следует, что зависимость амплитуды колебаний пропорциональна массе дебаланса при условии постоянных параметров загрузки дозатора и круговой частоты вращения дебалансов. Данное условие на практике обеспечивается в первом случае устанавливаемыми отражающими козырьками, определяющими постоянное давление дозируемого материала на рабочие органы дозатора, второе — запасом мощности электродвигателя. Получив зависимость амплитуды колебаний рабочих органов дозатора от возбуждающей силы, можно решать ряд задач, связанных с определением производительности и качества процесса дозирования как при проведении

экспериментальных исследований, так и на производстве.

В процессе исследований в области вибрационного дозирования на кафедре «Механизация животноводства» установлено, что истечение зернистого материала в дозаторах вибрационного типа протекает наиболее равномерно при наличии только поступательных колебаний в отсутствие каких-либо других. Благодаря полученной расчетной модели, становится возможным проводить необходимый анализ колебательной системы и вносить полезные изменения в конструкцию агрегатов для получения заданных амплитудно-частотных характеристик.

Библиографический список

1. Васильев С.Н. Производство и использование комбикормов в коллективных и фермерских хозяйствах: учебное пособие / С.Н. Васильев, А.А. Эленшлегер, С.В. Золотарев, А.М. Булгаков / под общ. ред. И.Я. Федоренко. Барнаул, 2003.
2. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов. М.: Наука, 1981.
3. Гончаревич И.Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И.Ф. Гончаревич, Н.Б. Урьев, М.А. Талейсник. М.: Пищевая промышленность, 1977.
4. Федоренко И.Я. Вибрационная техника с.-х. и перерабатывающих предприятий: учебное пособие / И.Я. Федоренко, П.И. Леонтьев, В.И. Лобанов. Барнаул, 1995. Ч. 1.

