

УДК 551.621

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО ДОЗАТОРА И ЦЕНТРОБЕЖНОГО
МЕХАНИЧЕСКОГО ДАТЧИКА РАСХОДА**

Оналбаев ЕржанУзакбаевич

onalbayev@gmail.com

Казахстан, Нур-Султан, ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, магистрант 1 курса специальности

В статье будут представлены результаты исследования теоретических зависимостей, описывающих процесс взаимодействия дозируемой массы с роликом заслонки ленточного дозатора (рис. 1).

В одной из работ исследователей была предложена формула статической характеристики ленточного дозатора [1]:

$$g = k \cdot b \cdot \left(h_k - \frac{d_{\text{экв}}}{2,3} \right) \cdot g_{\text{л}}, \quad (1)$$

где k - коэффициент пропорциональности; b - ширина ленты, м; h_k - степень открытия заслонки; $d_{\text{экв}}$ - эквивалентный диаметр частицы материала, м; $g_{\text{л}}$ - скорость движения ленты, м/с.

Выражение (1) имеет недостаток, так как оно рассчитано для дозирования хорошо сыпучих сухих материалов таких как зерно, мелкие гравий и т.п. В нашем случае, в частности, для определения расхода измельченных кормов, имеющих достаточно высокое внутреннее сопротивление частиц и влажность, данное выражение неприемлемо. Более того, дозируемый корм при прохождении зоны регулирования между опирающейся на опорном валике лентой и роликом заслонки (рис. 1), в силу его упругих свойств деформируется. Поэтому необходимо учитывать влияние этого фактора на статическую характеристику дозатора.

Задачу представляем как контактную задачу вдавливания жесткого цилиндра по образующей на перемещаемый упругий материал [1, 2]:

При перемещении дозируемого материала лентой, они проходя зону регулирования (цилиндра) вдавливаются на величину Δh_k . Поскольку ширина, формируемая в процессе вдавливания площадки контакта значительно меньше ее длины (рис. 1), то она определяется по формуле:

$$a = 2 \sqrt{\frac{P_{\text{в}} R_{\text{ц}} (1 - \mu)^2}{\pi E}}, \quad (2)$$

где $P_{\text{в}}$ - нагрузка на единицу длины образующего цилиндра, Н/м; $R_{\text{ц}}$ - радиус цилиндра, м; μ - коэффициент Пуассона; E - модуль Юнга дозируемого (подаваемого) материала, Н/м².

Фактическая высота слоя корма на ленте

$$h_k = H_k - \Delta h_k,$$

тогда, с учетом (2)

$$h_k = H_k - R_{\text{ц}} + \sqrt{R_{\text{ц}}^2 - 4 \frac{P_{\text{в}} R_{\text{ц}} (1 - \mu^2)}{\pi E}}, \quad (3)$$

где H_k - высота слоя материала до вдавливания при средней плотности, м; Δh_k - деформация материала, м.

С другой стороны, в зоне контакта материала с роликом и лентой скорости соответствующих им контактирующих точек окажутся разными. Ролик вращается за счет силы сцепления с материалом (т.к. ведущее звено, это - лента). Поэтому относительно материала и перемещаемой ленты ролик является ведомым. В связи с этим происходит как бы запаздывание верхнего слоя подаваемого материала, контактирующего непосредственно с лентой, по сравнению с нижним слоем. Это можно охарактеризовать коэффициентом неравномерности распределения внутреннего сопротивления

$$k_n = \frac{g_l - g_p}{g_l}, \quad (4)$$

где g_l и g_p - соответственно скорости ленты и ролика заслонки.

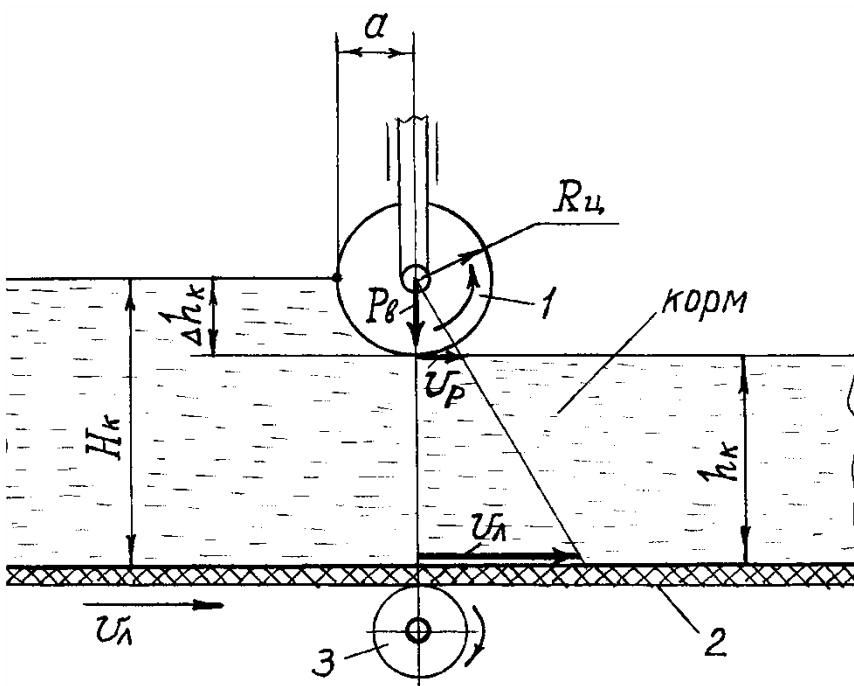


Рис. 1. Процесс взаимодействия ролика заслонки с дозируемым материалом на ленте дозатора

Учитывая уравнения (1) - (4) запишем теоретическую зависимость для определения статической характеристики исследуемого дозатора

$$q = \gamma_c k_n b \left(H_k - R_u + \sqrt{R_u^2 - 4 \frac{P_u R_u (1 - \mu^2)}{\pi E}} \right) \cdot g_l, \quad (5)$$

где q - секундная подача корма, кг/с; γ_c - объемная масса подаваемого корма, кг/м³.

Из (5) видно, что в качестве управляющих воздействии при регулировании подачи материала можно использовать изменение степени открытия заслонки или скорость движения ленты. В нашем случае (рис. 1) целесообразно будет, чтобы регулятор реагировал на отклонение деформации Δh_k .

Рассмотрим равновесие между рычажным механизмом с упругими связями и центробежным механизмом датчика Уатта ленточного дозатора (рис. 2а, фрагмент I).

Равновесие коромысла относительно точки O_1 можно записать в виде [3]

$$\sum M_{O_1} = 0 \quad (6)$$

где M_{O_1} - моменты сил относительно точки системы O_1 .

Уравнение (6) относительно левого и правого плеч коромысла можно записать в виде

$$\sum M'_{O_1} = \sum M''_{O_1} \quad (7)$$

Сумма моментов сил относительно правого плеча

$$\sum M''_O = \left(-F'_y - F''_y - P_\epsilon b \frac{l_1}{l_2} - \frac{G''_k}{2} \right) l_p, \quad (8)$$

где F'_y и F''_y - силы упругости пружин; G''_k - сила тяжести правого плеча коромысла.

Причем, результирующая сила упругости будет определяться

$$F_y = F'_y + F''_y = c_{np} \frac{l_p}{(L_p - l_p)} l_{AB} (1 - \cos \alpha) \quad (9)$$

где c_{np} - приведенная жесткость, определяемая из $c_{np} = \frac{c' \cdot c''}{c' + c''}$; Н/м; L_p и l_p - плечи коромысла, м; l_{AB} и α - конструктивные размеры рычажного механизма центробежного регулятора, м и град.

Сумма моментов сил относительно левого плеча коромысла

$$\sum M'_{O_1} = \left[G_M + \frac{G'_k}{2} + (2G_\epsilon \sin \alpha + 2\Phi_\epsilon \cos \alpha) \frac{l_{AC}}{l_{AB}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta \sin(\alpha + \psi)} \right] \times (L_p - l_p), \quad (10)$$

где G_M , G'_k и G_ϵ - соответственно силы тяжести муфты, центробежного механизма, левого плеча коромысла и центробежных грузов; Φ_ϵ - центробежная сила инерции грузов; l_{AC} , β , ψ - конструктивные параметры рычажного механизма центробежного механизма.

Чтобы удовлетворялось условие (6) должно быть выполнено равенство

$$\sum M'_{O_1} + \sum M''_{O_1} = 0 \quad (11)$$

Подставив (8) и (10) в (11), после необходимого преобразования получим формулу для определения равновесную силу инерции центробежного механизма Уатта:

$$\Phi_{up} = \left(\Gamma \frac{l_p}{(L_p - l_p)} - G_M \right) \frac{1}{2\mathcal{D} \cos \alpha} - G_\epsilon \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

где Γ - главная результирующая сила сопротивления (возмущения), определяемая из (8) без учета плеча l_p ; $\mathcal{D}$ - обозначение, равное

$$\mathcal{D} = \frac{l_{AC}}{l_{AB}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \psi \sin(\alpha + \psi)} \quad (13)$$

Так как $\psi = F(\alpha)$ и $\Phi_{up} = f(\alpha)$, а также используя равенство $x = e_2 + l_{AC} \sin \alpha$ можно построить характеристику центробежного механизма датчика в виде графика функции $\Phi_{up} = f(x)$ (рис. 2б, фрагмент I).

Теоретическая зависимость функции $\Phi_{up} = f(x)$ для некоторых значений параметров показанных на рис. 2, фрагмент II. При этом приняли: $\alpha = \psi$, $l_{ac} = 270 \text{ мм}$, $l_{AB} = 150 \text{ мм}$, $G_\epsilon = 5 \text{ Н}$, $G''_k = 30 \text{ Н}$, $G'_k = 15 \text{ Н}$, $P_\epsilon = 15 \text{ Н}$, $c_{np} = 2 \text{ Н/мм}$, $L_p = 1,5 \text{ м}$, $l_p = 1,0 \text{ м}$.

5

помощи характеристики можно определить другие основные качественные показатели датчика и его конструктивные размеры.

Выводы.

На основе рассмотрения рабочего процесса дозирования на ленточном дозаторе была продемонстрирована возможность применения центробежного регулятора Уатта для обеспечения работы данного устройства.

Список использованных источников

1. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1973. - 464 с.
2. Ахметов С.М., Зайдемова Ж.К. Дозатор с ленточным питанием: Описание изобретения к Предв. Патенту РК № 4774, кл. G 01 G 13/00, 1997.
3. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1977. - 527 с.
4. Кац Д.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машгиз, 1976. – 357 с.