

Рис. 1. Потери зерна от подачи при различных рабочих зазорах

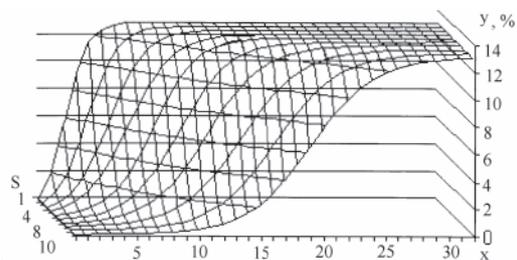


Рис. 2. Зависимость поверхности откликов потерь зерна от рабочего зазора и производительности молотильно-сепарирующего устройства

Дифференцируя функцию (3) дважды получим:

$$y'' = y_{\max} c^2 (b+1) e^{cx} \frac{(b - e^{cx})}{(e^{cx} + b)^3} \quad (5)$$

Пусть

$$y'' = 0 \Rightarrow b = e^{cx} \Rightarrow cx = \ln b \Rightarrow x_0 = \ln b / c, \quad (6)$$

где  $x_0$  – абсцисса точки перегиба логисты.

Ордината точки перегиба равна:

$$y_{\text{пер}} = y_{\max} \frac{e^{\ln b} - 1}{e^{\ln b} + b} = y_{\max} \left( \frac{1}{22} - \frac{1}{b} \right) \quad (7)$$

При  $b \rightarrow \infty$ , получим  $y_0 \rightarrow 0,5 y_{\max}$ .

Ордината точки перегиба не может быть больше половины ординаты «насыщения»:

$$y_0 = 0,5 y_{\max} \quad (8)$$

Из (7) видно, что значение коэффициента  $b$  влияет на ординаты точки перегиба.

$$y_{\text{пер}} = 0,5 y_{\max} (1 - 1/b) \quad (9)$$

На положение абсциссы точки перегиба влияют коэффициенты  $b$  и  $c$ , т.к.  $x_0 = \ln b / c$ .

Выражение углового коэффициента касательной в точке перегиба имеет вид:

$$k = 0,25 y_{\max} \cdot c (1 + 1/b) \quad (10)$$

**Выводы.**

1. Получен алгоритм расчета логистических зависимостей потерь зерна при любом распределении массива результатов экспериментальных исследований.

2. Анализ технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, показал, что применение логисты при их описании являются более эффективным, чем использование других эмпирических и полуэмпирических зависимостей.

3. При применении логисты имеется возможность изучения процессов в любом интервале изменения аргументов.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА УДАРОВ ВАЛЬЦОВ БАРАБАНА**

Богус Ш.Н., Букаткин Р.Н., Полумеев С.В.

Кубанский Государственный аграрный университет, Краснодар, e-mail: pcls@bk.ru

Число ударов вальцов барабана определяется по формуле:

$$Z_6 = \frac{\omega_b \omega_6 t_{\phi_0} i \phi_0 K_1 R^*}{8\pi^2 V_{\Pi}} \quad (1)$$

где  $\omega_b$  – частота вращения вальца;  $\omega_6$  – угловая скорость барабана;  $t_{\phi_0}$  – время, поворота барабана на угол  $\phi$ ;  $i$  – число граней вальца;  $\phi_0$  – угол охвата подбарабана;  $K_1$  – число вальцов барабана;  $R^*$  – расстояние от оси барабана до ребра вальца барабана;  $V_{\Pi}$  – скорость подачи обмолачиваемой массы.

Последовательность решения проводим аналогично изложенному выше, задавая частоту вращения вальцов барабана  $\omega_b$  при фиксированных значениях остальных параметров, рассчитаем число ударов всех вальцов барабана в пределах изменения частоты вращения барабана и скорости подачи хлебной массы. Разработан алгоритм и написана программа Impact1, реализующая расчёты по формуле (1). Результаты расчётов представлены на рис. 1.

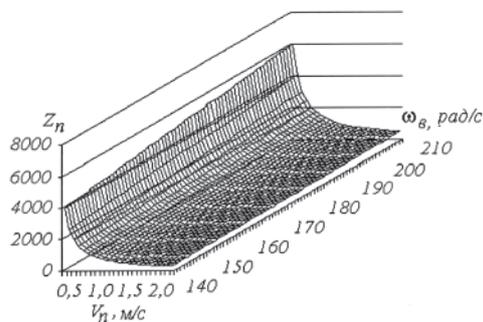
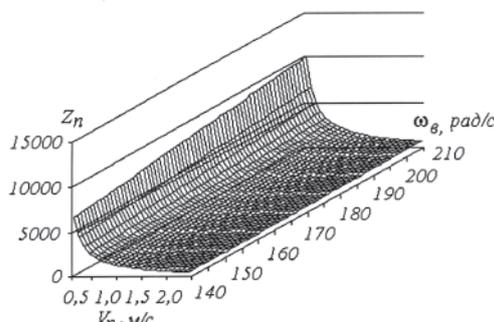


Рис. 1. Зависимость числа ударов вальцов барабана  $Z_6$  от скорости подачи  $V_{\Pi}$



Аналогично ранее полученным графическим зависимостям просчитаны число ударов вальцов барабана в рабочем зазоре в той же последовательности и исходных параметров.

Исследование числа ударов от частоты вращения не проводилось, так как на рис. 1, наблюдается их отчетливая линейная зависимость, описываемая общим уравнением прямой  $y = kx + b$  Полиномиаль-

ная аппроксимация проводилась по 5 выбранным точкам, что вполне достаточно для описания кривой второго порядка. Регрессионный анализ проводился без предварительной сплайн-аппроксимации,

поскольку все исследуемые кривые достаточно гладкие.

Определение суммарного числа ударов вальцов барабана и подбарабана:

$$Z_{\text{общ}} = Z_{\Pi} + Z_6 = \frac{[\omega_b \cdot K \cdot \xi \cdot R^* (K-1)] 2\pi + \omega_b \cdot t_{\phi_0} \cdot i \cdot \phi_0 \cdot K_1 \cdot \omega_6 \cdot R^*}{4\pi^2 V_{\Pi}} \quad (2)$$

Рассматривая равенство (2), определяющее число ударов ребер вальцов молотильного аппарата приходим к выводу, что функциональная зависимость числа ударов и скорости поступления хлебной массы в молотильный аппарат выражается в виде степенной функции.

Все конструктивные параметры  $K, K_1, \phi_0, \xi, R^*, i$ , которые расположены в числителе, являются постоянными величинами для данного молотильного аппарата. Параметры кинематического режима работы молотильного аппарата:  $\omega_b, \omega_6, V_{\Pi}$  – изменяются в небольших диапазонах, и при конкретных конструктивных размерах они зависят от физико-механических свойств растительной массы.

Исследования зависимости числа ударов ребер вальцов барабана и подбарабана от числа граней вальцов проводилась при постоянных значениях частоты вращения, равной  $\omega = 172 \text{ с}^{-1}$ , скорости подачи  $V_{\Pi}$  изменялась в пределах 0,1...2,5 м/с, а число граней вальцов от 3 до 8.

Результаты исследований полученные с учетом приведенных математических моделей по программе Impact представлены на рис. 2.

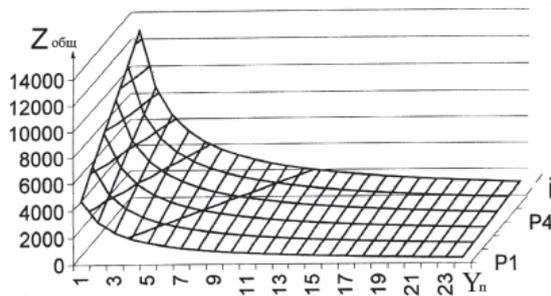


Рис. 2. Поверхность откликов числа ударов вальцов в зоне обмолота

С целью получения аналитических зависимостей числа ударов от скорости подачи хлебной массы произведем полиномиальную аппроксимацию, а затем регрессионный и корреляционный анализы для выявления характера кривых.

1. Получены зависимости (1, 2) позволяют вычислить число ударов ребер вальцового молотильно-сепарирующего устройства об обмолачиваемую массу

в зависимости от кинематического режима работы и его конструктивных параметров.

2. Экспериментальный молотильный аппарат с девятью трехгранными вальцами на барабане и шестью в подбарабанье при угловой скорости вращения вальцов подбарабана 172 рад/с и барабана 31,5 рад/с, и скорости подачи 1,5 м/с совершает более 600 ударов по хлебной массе, заполняющей зону обмолота.

**ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ПОД ДЕЙСТВИЕМ УДАРНЫХ СИЛ**

Богус Ш.Н., Букаткин Р.Н., Пономарев Р.В.

Кубанский государственный аграрный университет, Краснодар, e-mail: pcls@bk.ru

Рабочие органы молотильных аппаратов работают в условиях воздействия на обмолачиваемую массу ударных импульсов, следующих друг за другом настолько часто, что удары, при упрощающих предположениях, можно рассматривать как непрерывные. Такое упрощение дает возможность изучить вращательное движение молотильного барабана под действием, как обыкновенных сил, так и непрерывных ударных импульсов.

Вращательное движение молотильного барабана под действием рассредоточенных импульсивных сил

Такое воздействие молотильного барабана на обмолачиваемую массу происходит при внезапной подаче массы в молотильный аппарат в установленном режиме холостого хода барабана или резком увеличении подачи в рабочем режиме работы. Допустим, что молотильный барабан вращается вокруг неподвижной оси. Система связана с телом (рис. 1). Поверхность тела, отнесенная к осям, имеет вид  $f(x, y, z) = 0$

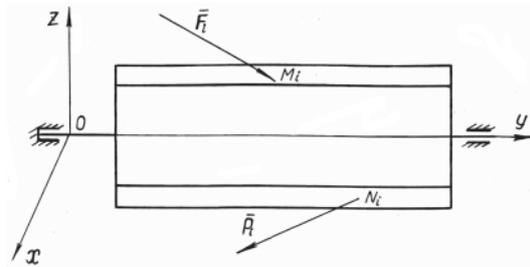


Рис. 1. Действия на молотильный барабан обыкновенных ( $\vec{F}_i$ ) и ударных ( $\vec{P}_j$ ) сил

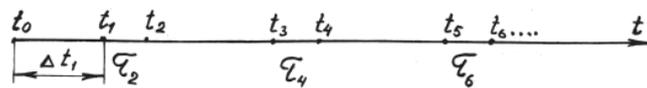


Рис. 2. Ось времени с подинтервалами

На тело действуют обыкновенные силы – активные и пассивные  $F_i$  приложенные в точках  $M_i(x_i, y_i, z_i)$ , и ударные силы  $P_j$  (импульсы которых  $S_j$ ), приложенные в точках  $N_j(x_j, y_j, z_j)$ . Интервал времени разобьем на подинтервалы, как показано на рис. 1. При этом очевидно, что

$$\Delta t = t_k - t_{k-1} \quad (k = 2n - 1 - \text{нечетное});$$

$$\tau_k = t_k - t_{k-1} \quad (k = 2n - \text{четное}), \quad (1)$$

где  $\tau_k$  – продолжительность соответствующего удара. Тогда для  $k = 1$ , то есть в интервале  $\Delta t_1$ , движение тела описывается уравнением:

$$I_y \ddot{\phi} = \sum_{i=1}^n \text{mom}_y (\vec{F}_i). \quad (2)$$

Интегрируя выражение (2) и используя начальную угловую скорость  $\omega_0$ , найдем  $\omega_1$ , соответствующую моменту  $t_1$ . За время удара  $\tau_2$ , что соответствует