

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ШЕЛУШИТЕЛЯ ЗЕРНА

Елена Дениско, Анатолий Ткачук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

Аннотация. Приведена методика и результаты расчета параметров шелушительной машины с учетом реологических характеристик зерна и скорости приводного диска.

Ключевые слова: шелушительная машина вибрационного воздействия, математическая модель, оптимизация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Усовершенствование способов и машин для шелушения зерна осуществляется в направлении создания ресурсосберегающих технологий переработки пленчатых культур на крупы, применение которых позволит более рационально использовать зерновые ресурсы, расширить ассортимент продукции непосредственно в регионах производства сырья. Решением является улучшение существующих, разработка новых способов и машин, выбор рациональных режимов обработки зерна [1-7].

Особое внимание уделяется совершенствованию способов и машин для шелушения зерна с использованием динамического воздействия на зерно ударом, воздушным потоком высокой скорости, комбинированном сочетании аэродинамического и ударного воздействия, вибрациями [1, 4].

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В исследованиях традиционных центробежных и комбинированных шелушителей ударного действия основное внимание уделялось определению влияния кинематических параметров и механических характеристик перерабатываемого материала на разрушительные нагрузки при ударе.

Разработаны инженерные методы расчета таких машин. Недостатком шелушителей ударного действия является повышенный выход дробленого ядра и узкая специализация. Аэродинамические шелушители обладают высокими технологическими свойствами, однако имеют неоправданно высокую энергоемкость. Пневмомеханические шелушители ударного действия имеют удовлетворительные показатели технологической эффективности, но пока не нашли широкого применения.

Перспективными для малых крупяных цехов могут быть шелушители вибрационного типа (рис. 1, 2) [6, 7].

Шелушитель (рис.2) способный перерабатывать зерно на крупу с различными связями цветочных пленок с ядром и легко может быть настроен на производство муки [7]. Теория шелушителей вибрационного типа разработана недостаточно, поэтому развитие научных представлений о механизмах вибрационного шелушения, создание на их основе методик обоснования рациональных конструктивных параметров целесообразно и актуально.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В статье обоснована методика расчета основных параметров дискового шелушителя вибрационного типа на базе математической модели процесса шелушения зерна. При

построении расчетной схемы (рис. 3) приняты упрощения [8]: вибрационный диск моделируется абсолютно твердым симметричным относительно центральных осей инерции телом с центром инерции, совпадающим с центром масс и центром жесткости колеба-

тельной системы, колебания диска малы; точное совмещение центров достигается регулировкой положения деталей на упругих опорах.

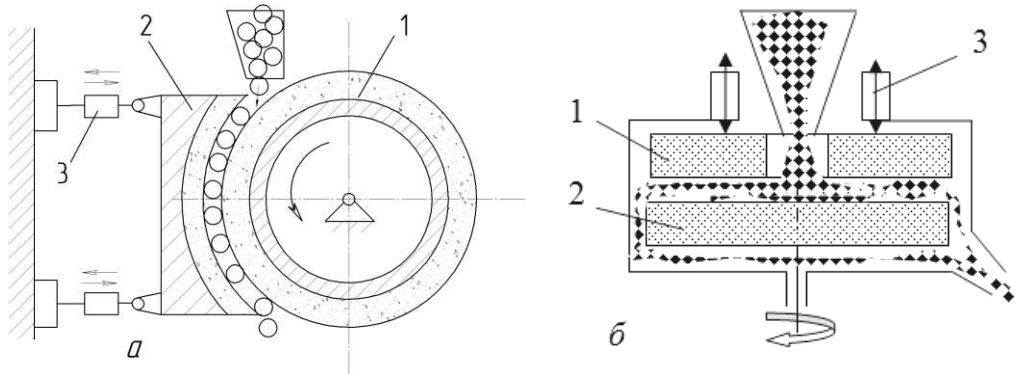


Рис. 1. Схемы вибрационных шелушителей: а – вальцедековый станок; б – шелушильный постав; 1, 2 – рабочие органы; 3 – вибраторы

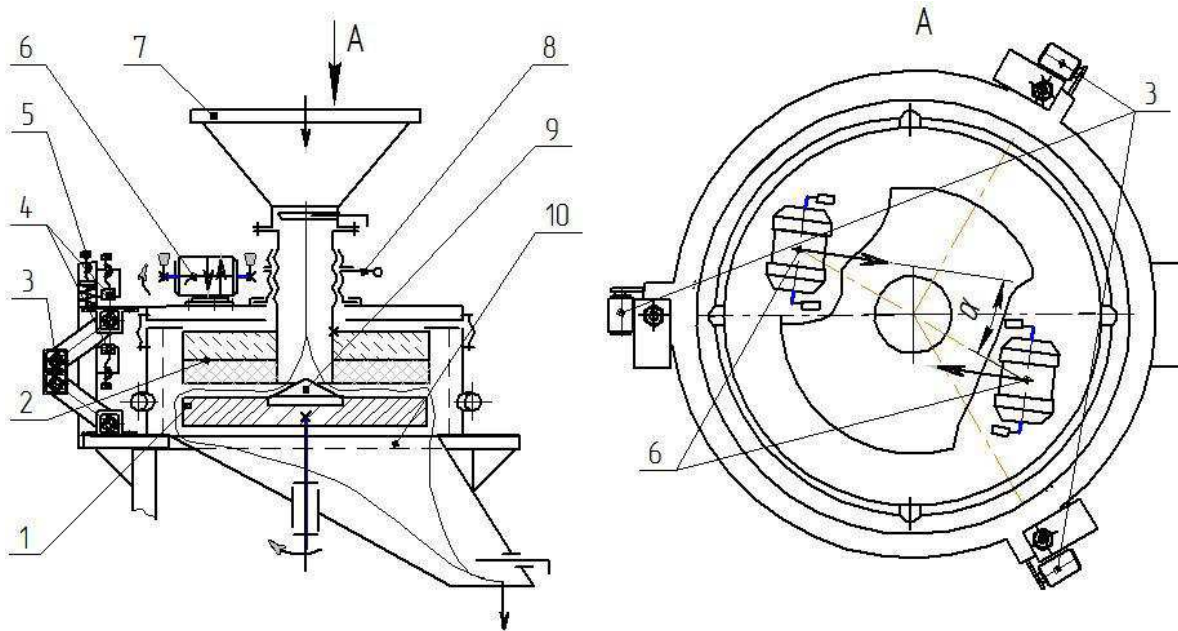


Рис. 2. Универсальный дисковый шелушитель вибрационного действия: 1, 2 – вращательный и вибрационный диски; 3 – упругие опоры; 4 – ограничитель колебаний; 5 – натяжной механизм; 6 – вибраторы; 7 – питательный бункер; 8 – механизм регулировки зазора; 9 – распределительная тарелка, 10 – основа.

Реакции упругих опор описаны кусочно-линейными характеристиками, которые учитывают упругие и диссипативные свойства; симметричное размещение упругих опор и вибраторов на осциллирующей части машины преимущественно обуславливает рабочие вертикальные и угловые колебания диска относительно вертикальной оси; загрузка машины малая и равномерная, подается в

машину калиброванное зерно одним слоем, зерновки не сталкиваются между собой, влиянием массы зерна на инерционные характеристики дисков пренебрегаем. Шелушитель (рис.2) способный перерабатывать зерно на крупу с различными связями цветочных пленок с ядром и легко может быть настроен на производство муки [7].

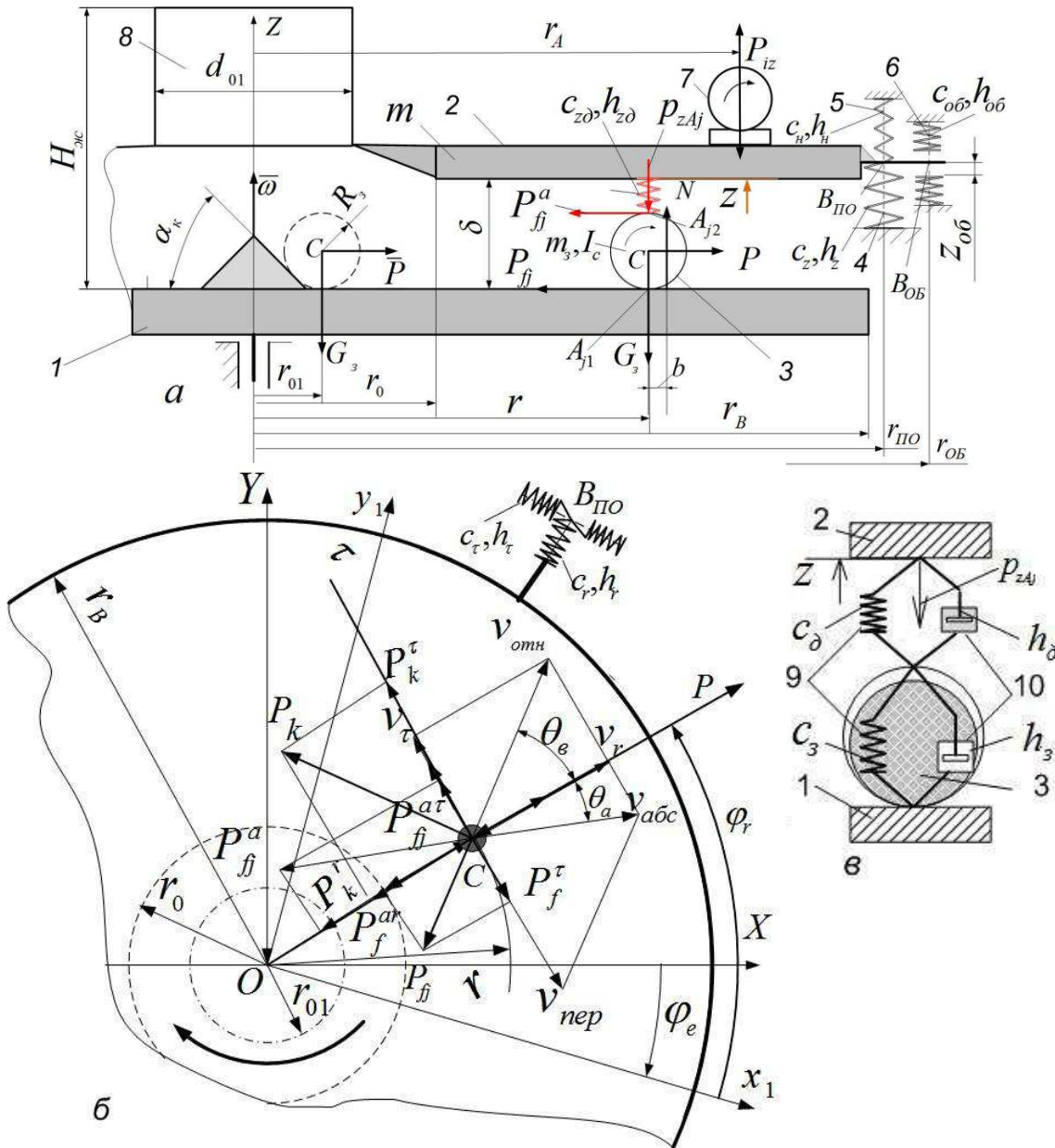


Рис. 3. Детализированная схема взаимодействия зерна с дисками:

1 – вращающийся диск; 2 – осциллирующий диск; 3 – зерновка; 4 – упругая опора; 5 – натяжная пружина; 6 – пружина ограничителя; 7 – вибратор; 8 – загрузочный патрубок; 9, 10 – пружины и демпферы, учитывающие упругие и диссипативные свойства зерновки и диска 2.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Теория шелушителей вибрационного типа разработана недостаточно, поэтому развитие научных представлений о механизмах вибрационного шелушения, создание на их основе методик обоснования рациональных конструктивных параметров целесообразно и актуально.

В статье обоснована методика расчета основных параметров дискового шелушителя вибрационного типа на базе математической модели процесса шелушения зерна. При построении расчетной схемы (рис. 3) приняты упрощения [8]: вибрационный диск моделируется абсолютно твердым симметричным относительно центральных осей инерции телом с центром инерции, совпадающим с

центром масс и центром жесткости колебательной системы, колебания диска малы; точное совмещение центров достигается регулировкой положения деталей на упругих опорах. Реакции упругих опор описаны кусочно-линейными характеристиками, которые учитывают упругие и диссипативные свойства; симметричное размещение упругих опор и вибраторов на осциллирующей части машины преимущественно обуславливает рабочие вертикальные и угловые колебания диска относительно вертикальной оси; загрузка машины малая и равномерная, подается в машину калиброванное зерно одним слоем, зерновки не сталкиваются между собой, влиянием массы зерна на инерционные характеристики дисков пренебрегаем.

Применены электродинамические вибраторы; проекции сил инерции неуравновешенных масс вибратора на оси координат описаны выражениями:

$$\begin{aligned} P_{iz} &= A_p P_m \sin(\omega_1 t + \beta_i), \\ P_{ix} &= A_p P_m \cos(\omega_1 t + \beta_i) \cos \alpha, \\ P_{iy} &= A_p P_m \cos(\omega_1 t + \beta_i) \sin \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где $A_p = \Delta / \pi$ – безразмерная амплитуда возмущающей силы; Δ – угол установки регулировочного диска вибратора (изменяется в пределах $\Delta = 0 - \pi$); P_m, ω_1 – максимальна величина возмущающей силы (H) и круговая частота (c^{-1}) вибратора; β_i, α – начальные фаза и угол действия возмущающей силы.

Расчетная схема взаимодействия зерновки с дисками описана с учетом свойств материала составляющих частей (оболочки и ядра) и рабочих дисков. Зерновка представлена в виде двух твердых тел – сферической оболочки и шаровидного ядра, разделенных воздушной прослойкой [5] с различными механическими характеристиками, существенно зависящими от режимов гидротермической обработки и их влажности перед шелушением [5, 9, 10]; материал оболочки хрупкий, а ядра – эластичный; оболочка имеет механические дефекты термического происхождения; разрушительная сила сжатия ядра при одноосной нагрузке больше разрушительной силы сжатия оболочки, их разница

увеличивается с увеличением влажности ядра и уменьшением влажности оболочки. Реологические свойства оболочки и ядра моделируются упругими элементами и демпферами (рис. 3, б);

Реакция зерновки P_{zAj} , в общем виде описана в рамках видоизмененной гипотезы контактного взаимодействия Герца:

$$P_{zAj} = \begin{cases} k_{z0} z^\chi + h_{z0} \dot{z}, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}, \quad (2)$$

где k_{z0} – постоянная, зависящая от свойств материала тел, H / M^χ ;

χ – безразмерный коэффициент, который находится в пределах 1–3/2;

h_{z0} – приведенный коэффициент вязкого трения зерновки и диска, $H \cdot c / M$ (k_{z0}, χ, h_{z0} определяются экспериментально); z – линейное перемещение центра масс вибрационного диска относительно положения статического равновесия, M ;

\dot{z} – скорость диска, M / c .

Разрушение оболочки происходит при условии:

$$P_{\max} = k_d P_r, \quad (3)$$

где P_{\max} – максимальная величина динамической реакции P_{zAj} ;

P_r – разрушительное для оболочки усилие сжатия при одноосной статической нагрузке; k_d – поправочный коэффициент, учитывает влияние местных касательных напряжений в области контакта и скорость приложения динамической нагрузки (P_r, k_d определяется экспериментально).

В первом приближении математическая модель взаимодействия зерна с дисками при вертикальных и угловых колебаниях вибрационного диска в системе координат $OZXY$ (рис. 3) описывается уравнениями:

$$\begin{cases} m \ddot{z} + R_z + P_{12z} + R_{o0} + R_u = K A_p P_m \sin(\omega_1 t + \beta); \\ I_z \ddot{\Phi} + T_\Phi + T_{12\Phi} = K A_p P_m r_A \cos(\omega_1 t + \beta) \sin \alpha; \\ t_0 = 0, \quad z(0) = z_0; \quad \dot{z}(0) = \dot{z}_0; \\ \Phi(0) = \dot{\Phi}(0) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau); \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r \cdot (\omega - \frac{v_\tau}{r}); \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0; \\ t \in [0, t_1]; \quad r(0) = r_{01}; \quad r(t_1) = r_0; \\ v_\tau(0) = r_{01} \cdot \omega; \\ v_r(0) = K_y \cdot \sqrt{2gH_{\text{жс}}} \cos^2 \alpha_k. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \cos \theta_a; \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r \cdot (\omega - \frac{v_\tau}{r}) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \sin \theta_a; \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0 \\ t \in [t_1, t_B]; \quad r(t_1) = r_0; \quad \dot{r}(t_1) = v_r(t_1); \quad v_\tau(t_1 + 0) = v_\tau(t_1). \end{cases} \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения (4) описывают вертикальные и угловые колебания вибрационного диска, (5) – качение зерновки по поверхности вращательного диска в зоне загрузки от действия сил инерции, (6) – движение зерновки в зоне шелушения $r_0 \leq r \leq r_B$ без скольжения в точке A_{j1} и скольжением в точке контакта A_{j2} с вибрационным диском.

Режим качения по вращательному диску имеет место при условиях: – для зоны загрузки:

$$P_{fj} = f_1 mg \geq |P \cos \theta_B|, \quad (7)$$

– зоны шелушения:

$$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj}) \geq \left| \frac{P \cos \theta_B}{p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{abc} |v_{abc}|} \right|. \quad (8)$$

Режим скольжения:

$$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj}) < \left| \frac{P \cos \theta_B}{p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{abc} |v_{abc}|} \right|. \quad (9)$$

На расчетной схеме (рис.3) и выражениях (3)-(9) приняты обозначения: OXY и $O x_1 y_1$ – неподвижная и подвижная с началом на оси вращательного диска системы координат; m, m – масса вибрационного диска и зерновки, кг; I_z, I_C – центральные моменты инерции вибрационного диска и зерновки, кгм²; φ_e, ω – угол поворота (рад) и угловая скорость вращательно-

го диска (рад/с); $\varphi_e = \omega t$; $v_{отн}, v_{абс}$ – относительная и абсолютная скорости движения центра зерновки, м/с; v_τ, v_r – проекции относительной скорости зерновки на нормаль к вектору \vec{r} и на вектор \vec{r} (рис.3, б); R_3 – радиус зерновки; r_{01} – радиус питающего патрубка; r_0 – начальный радиус зоны шелушения; r_A – радиус диска; $r_{по}, r_{0B}, r_A$ – расстояния от центра диска до точек крепления упругих опор, ограничителей колебаний и вибраторов, м; α_k – угол наклона образующей распределительной тарелки диска, рад; $H_{\text{жс}}$ – высота питателя, м; K_y – коэффициент восстановления, который учитывает уменьшение скорости зерна после удара о распределительную тарелку (определяется экспериментально); f_1, f_2 – коэффициенты трения скольжения зерна с вращательным и вибрационным дисками ($f_1 = 065 - 0,70$; $f_2 = 045 - 0,52$);

$P = m_3 \omega^2 r$ – центробежная сила инерции;

$P_k^r = -2m_3 \omega v_\tau, P_k^\tau = -2m_3 v_\tau v_r / 2$ – составляющие кориолисовой силы P_k ;

$\bar{c} = m_3 R_3^2 / (I_C + m_3 R_3^2) = 5 / 7$;

$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj})$ – сила трения скольжения в точке контакта A_{j1} зерновки с приводным диском, направлена в противоположную сторону вектора относительной скорости $v_{отн}$ центра зерновки;

$P_{fj}^a = -p_{zAj} f_2 v_{abc} / |v_{abc}|$ – сила трения скольжения в точке контакта A_{2j} зерновки с вибрационным диском, направлена в противоположную сторону вектора абсолютной скорости центра зерновки;

R_z – реакция (H) и реактивный момент T_Φ (HM) упругих опор подвески:

$$R_z = 3(h_z \dot{z} + c_z z),$$

$$T_\Phi = 3h_\tau r_{B1}^2 \dot{\Phi} + 3c_\tau r_{B1}^2 \Phi, \quad (10)$$

где c_z, c_τ, h_z, h_τ – нормальные и тангенциальные коэффициенты жесткости и диссипативных сопротивлений упругих опор; $\Phi, \dot{\Phi}$ – угловое перемещение (рад) и скорость (c^{-1}) вибрационного диска;

$R_n, R_{об}$ – суммарные реакции натяжных пружин и ограничителя колебаний;

$$R_H = 3c_H z + 3h_H \dot{z},$$

$$R_{o\delta} = \begin{cases} 4(c_{o\delta} z + h_{o\delta} \dot{z}), & |z| > z_{o\delta} \\ 0, & |z| \leq z_{o\delta} \end{cases}, \quad (11)$$

где $c_H, c_{o\delta}, h_H, h_{o\delta}$ – коэффициенты жесткости и диссипативных сопротивлений натяжных пружин и ограничителей колебаний; $\delta = 2R_3 - z_{cm} + z$ – зазор между дисками, i

; z_{cm} – статическое перемещение диска: $z_{cm} = (mg + 3c_H z_H) / (3c_z + nk_{z\delta})$

; $k_{z\delta} = c_3 c_\delta / (c_3 + c_\delta)$, c_3, c_δ – приведенные до точки контакта коэффициенты жесткости зерновки и диска, найденные линеаризацией зависимости (2), H/M ; z_H – начальная деформация натяжных пружин, i ; n – число зерен в зоне шелушения;

$P_{12z}, T_{12\Phi}$ – приведены вертикальная реакция (H) и реактивный момент (Hm), учитывающих взаимодействие зерна с вибрационным диском:

$$P_{12z} = \sum_j^n p_{zAj} = np_{zAj},$$

$$T_{12\Phi} = \frac{P_{12z} f_2}{T} \int_{\tau=t_1}^{t_2} r(t-\tau) \sin \theta_a(t-\tau) d\tau, \quad (12)$$

где $T = t_B - t_1$ – время пребывания зерна в зоне шелушения, c ; t_B, t_1 – определяются условиями: $r(t_1) = r_0, r(t_B) = r_B$.

Пропускная способность машины Q , кг/с:

$$Q = 2\pi r_0 \delta v_r(t_1) \gamma K_3, \quad (13)$$

где $v_r(t_1)$ – радиальная составляющая относительной скорости зерна при входе в зону шелушения, м/с; γ – насыпная масса зерна, кг/м³; K_3 – коэффициент загрузки, который выбирают по технологическим требованиям в пределах $0,1 \leq K_3 \leq 0,5$.

Задача оптимизации луцильной машины сформулирована в виде минимаксной задачи с параметрическими и критериальными ограничениями [11]:

$$\max_{t \in [0, t_B]} P \rightarrow \min_{\bar{r}, A_p, \alpha, \omega_1, P_m, c_j, K_j, \omega, N_C, Q, v_B}, \quad (14)$$

где P – функция цели, H :

$$P = |P_{\max} - k_d P_r|. \quad (15)$$

Параметрические ограничения:

- геометрические: $\bar{r}_H \leq \bar{r} \leq \bar{r}_B$;
- параметры вибраторов: $0 \leq A_p \leq 1$;
 $0 \leq \alpha \leq \pi/2$; $\omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B}$;
- $P_{mH} \leq P_m \leq P_{mB}$;
- коэффициенты жесткости опор вибрационного диска:
 $c_{jH} \leq c_j \leq c_{jB}$, (j – индекс оси);
- инерционные характеристики:
 $m_H \leq m \leq m_B$, $J_{jH} \leq J_j \leq J_{jB}$, (j – индекс оси);
- скорость вращательного диска i вибратора:
 $\omega_H \leq \omega \leq \omega_B$; $\omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B}$;

- функциональные ограничения:
 $K_j = \omega_1 / \bar{\omega}_j \geq 2$;
- $N = T \cdot \omega_1 / 2\pi \geq N_{\min}$; $v_B \leq v_y$,
- $Q \geq Q_H$; (16)

где $\bar{\omega}_j$ – частоты собственных колебаний вибрационного диска на упругих опорах, с⁻¹; N_{\min} – минимальное число циклов приложения динамической нагрузки, обеспечивающее разрушение оболочки при сохранении целостности ядра; v_y – разрушительная скорость удара для ядра (N_{\min}, v_y определяются экспериментально); Q_H – производительность серийного шелушителя, кг/с.

Произвели оптимизацию шелушителя на примере переработки гречихи. На первом этапе оптимизации определили рациональное распределение массы осциллирующей части и характеристики упругих опор из условия работы машины на холостом ходу в зарезонансной области для спектра частот динамических вибраторов 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин. Выбрали упругие опоры швейцарской фирмы ROSTA – 07 051 001 AB 27 и геометрические параметры $r_{A1} = 0,20$,

$r_{B1} = 0,25$, $r_{B0} = 0,35$, м, определяющее размещение опор на машине, при котором главные оси инерции и жесткости совпадают, резонансные режимы отсутствуют. На следующих этапах задачу решали методом имитационного моделирования в режиме диалога конструктора с ЭВМ, предусматривающем на каждом шаге поиска случайный выбор управляемых параметров (ω , ω_1 , A_p , P_m , α , p_r) из допустимой области, численное интегрирование дифференциальных уравнений (4-6) с учетом условий (7-9),

определение функции цели (15) и функциональных ограничений (16), сравнение полученного результата с лучшим, полученным на предыдущих шагах, выбор рационального решения по решающему критерию (12).

Выполненные испытания (таблица) дали приемлемые результаты по основному критерию (12) и функциональных ограничениях (13). При выборе вибратора предпочтение отдали Итальянской фирмы Italtvibras g. Silingardi. Выбрали вибратор MVSI 15/80-590 с частотой 1500 об/мин.

Таблица.

Результаты оптимизации машины

$P \approx 2,5 - 4H$	$N \approx 4$	$Q > 100 \text{ кг} / \text{ч}$	$v_B < 6 \text{ м} / \text{с}$	$K_j > 1,8$
$\omega_1 = 157 \text{ с}^{-1}$	$\omega = 45 \text{ с}^{-1}$	$A_p = 0,8$	$P_m = 760 \text{ Н}$	$\alpha = 1,1$
$T \approx 4$	$k_d = 0,65$	$p_r = 8 - 12 \text{ Н}$	$z_n = 0,02 \text{ м}$	$r_0 = 015$
$r_B = 025 \text{ м}$	$r_{01} = 0,045 \text{ м}$	$H_{\text{эс}} = 0,045 \text{ м}$	$J_z = 6,51 \text{ кг} \text{ м}^2$	$m = 87 \text{ кг}$

Зависимость производительности машины Q , кг/ч и числа циклов динамического воздействия N от частоты приводного

диска ω при прочих фиксированных параметрах иллюстрируются рис. 4.

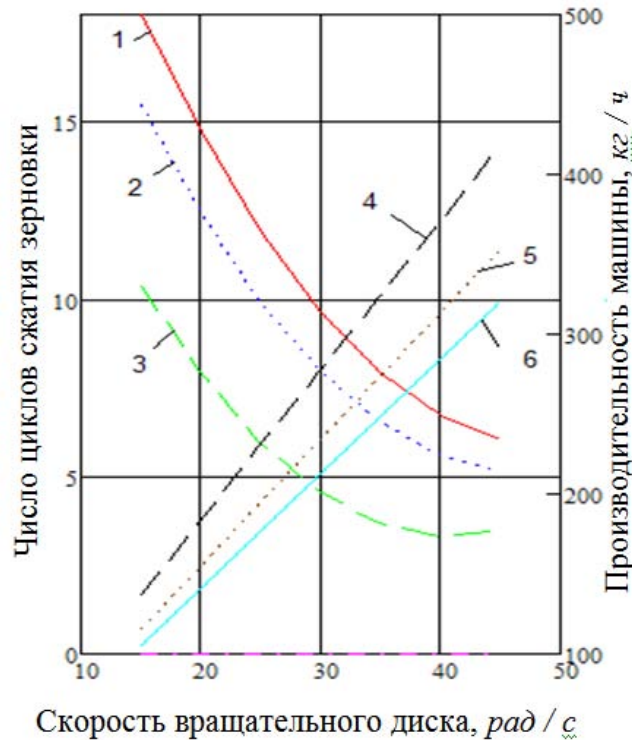


Рис. 4. Зависимость числа циклов нагружения (поз. 1-3) и производительности машины (поз. 4 - 6) от скорости вращательного диска при различных значениях радиуса питателя: 1, 6 – $r_{01} = 0,015$; 2, 5 – $r_{01} = 0,025$; 3, 4 – $r_{01} = 0,045$ м.

Из приведенных закономерностей (поз. 1-3) видно, что число циклов N монотонно уменьшается с увеличением частоты вращения диска и радиуса питательного патрубка, а производительность (поз. 4-6) возрастает. Минимальное количество циклов $N_{\min} \approx 4$ при частоте вибратора $\omega_1 = 157$ имеет место при $\omega = 45 \text{ рад/с}$ и $r_{01} = 0,045 \text{ м}$.

Производительность машины в пределах $100 \leq Q \leq 450 \text{ кг/ч}$ обеспечивается при скорости вращения диска $20 \leq \omega \leq 45 \text{ рад/с}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дацишин О.В. Вибір пріоритетних напрямків дослідження для обґрунтування ресурсозберігаючого процесу переробки круп'яних культур/ О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, О. А. Ткачук // Праці Таврійського державного агротехнічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – 9, т.1. – С75-86.
2. Дацишин О.В. Огляд технологій та обладнання луцильних відділень сільськогосподарських зернопереробних підприємств / О.В. Дацишин, І.В. Єременок // 36. наук. пр. "Науковий вісник Національного аграрного університету". – Вип. 34. – К.: НАУ, – 2001. – С. 185–190.
3. Каминский В.Д. Производство крупы / В.Д. Каминский, Н.В. Остапчук. – К.: Урожай, 1992. – 135 с.
4. Нуруллин, Э.Г. Переработка зерна гречихи на новой технологической основе /Э.Г. Нуруллин //Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №6. – С. 31–32.
5. Нуруллин, Э.Г. Разработка основ теории и машин пневмомеханического шелушения зерна крупяных культур. – дисс... доктора техн. наук: 05.20.01 / Нуруллин Эльмас Габбасович. – Казань, 2005. – 391 с.
6. Пристрій для лушення зерна: Патент на винахід №37276 UA / Дацишин О.В., Ткачук А.І., Єременок І.В.; Заявлено 16.12.97; Опубл. 15.05.2001, Бюл.№4, 2001р.
7. Універсальний луцильний постав. Патент на корисну модель №41495 UA / Дацишин О.В., Ткачук О.А. Ткачук А.І.; Заявлено 17.12.2008, Опубл. 25.05.2009, Бюл.№10, 2009р.
8. Ганиев Р.Ф. Колебания твердых тел / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко. – М.: Изд-во Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1976. – 432 с.
9. Нуруллин, Э.Г. Определение механических характеристик зерна гречихи / Э.Г.Нуруллин // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2003, №5. – С. 24–25.
10. Дениско О.А. Експериментальні дослідження технологічної ефективності вібраційного лушення зерна / О.А. Дениско, А.І. Ткачук //Сборник научных трудов SWorld. Материалы международной научно-практической конференции «Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития '2012». – Выпуск 3. Том 12. – Одесса: Куприенко, 2012. – С. 62–66.
11. Соболев И.И. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.И. Соболев., Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 109 с.
12. Automotive Directory. Per. from English. - 2 Ed. Reprocessing. and dopovнено. – Moscow: ZAO "ECC." Behind the wheel, 2004. – 992.
13. Anurev V.I. Reference Design Machinist: The 3t. / V. Anurev. – М.: Machinery, 1979-1982. – Vol.1. – 728., V.2. – 559.; Т.3. – Р. 557.
14. Е.А. Ivanov. Clutch drives. / Е. Ivanov. – Moscow: Mashgiz, 1959. – 348.
15. Malashenko V.O. Mufti privodiv. Konstruktsiï is the butt of rozrahunkiv. / V.O. Malashenko / / - Lviv, ОН "Lvivska politehnika", 2006. – 196, 2009. – 208.
16. Pavlishchev V.T. Bases that konstruyuvannya rozrahunku machine parts / V.T. Pavlishchev // – K. Vishcha School, 1993. – 556 .; – Lviv. Afisha, 2003. – 558.
6. Pilipenko M.N. Mechanisms of free movement / MN Pilipenko // – М: Mechanical Engineering, 1966. – 288.
17. Polyakov V.S. Handbook of couplings. / V.S. Polyakov, I.D. Barbash, O. Ryakhovsky // – LV: Mechanical Engineering, 1979. – 344.
8. Reshetov D.N. Parts of the machines. / DN Reshetov / / – М: Mechanical Engineering, 1989. – 496.
18. AS № 1691624 USSR, МКІ F16D41/06.Obgonnaya clutch. / Malashenko V.A., Kalinin S.G., P. Petrenko B.I. № 42, 1991. – 2с.

19. AS Number 1698520, MKI F16D41/06.
Overrunning clutch. / V. Malashenko,
V. Ryabov, BI № 42, 1991. – 3.

20. AS 17916442AI number, IPC F16D41/06.
Overrunning clutch. / Malashenko, V.A.,
Kalinin, S.G., P. Petrenko, BI № 4, 1993. – 2.

MAKING PARAMETERS VIBRATING
HUSKED GRAIN

Summary. The method and the results of calculation of parameters peeler considering rheology of grain and the speed of the drive disk.

Key words: peeler vibration exposure, mathematical model, optimization.