

14. Цапко В.Г. Значение биоаэрозолей в гигиенической оценке условий труда в сельском хозяйстве / Цапко В.Г., Чудновец А.Я, Стеренбоген М.Ю. // Український журнал з проблем медицини праці. – 2006. – 4(8). – С. 65–71.
15. Exposure to bioaerosols in the selected agricultural facilities of the Ukraine and Poland – a review / Valentin G. Tsapko, Alla J. Chudnovets, Marina J. Sterenbogen, Vladimir V. Papach, Jacek Dutkiewicz, Czesława Skórska, Ewa Krysińska-Traczyk, Marcin Golec // Ann. Agric. Environ. Med. – 2011. – 18. – P. 19–27.
16. Профессиональные заболевания работников сельского хозяйства / Под ред. Ю.И. Кундиева, Е.П. Краснюк. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Здоров'я, 1989. – 273 с.
17. Кундиев Ю.И. Профессиональное здоровье в Украине.-Эпидемиологический анализ / Ю.И. Кундиев, А.М. Нагорная. – К.: Авиценна, 2007. – 396 с.

Приведена гігієнічна характеристика виробничого фактора біологічного генеза, визначені особливості його потенціального дії на організм працівників сільськогосподарського господарства, сформульовані заходи по запобіганню професійно-умовлених захворювань.

Сільське господарство, біологічний фактор, професійний ризик, здоров'я працівників.

Hygienic characteristics of productive factor of biological genesis is given. Peculiarities of its potential effect on agricultural workers have been established. Measures have been proposed on prevention of work-related diseases.

Agriculture, biological factor, occupational risks, health, workers.

УДК 664.3.032.1:665.3.002.7

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ ЛУЩИЛЬНОЇ МАШИНИ ВІБРАЦІЙНОГО ТИПУ

О.А. Дениско, здобувач*

Наведена методика і результати розрахунку параметрів лушильної машини з урахуванням реологічних характеристик зерна і швидкості приводного диску.

Математичне моделювання, реологічні властивості зерна, динамічні навантаження, параметрична оптимізація.

Постановка проблеми. Ефективність процесу луцення зерна машиною вібраційного типу залежить від амплітуди і частоти

*Науковий керівник – кандидат технічних наук О.В. Дацишин

© О.А. Дениско, 2012

збурювальної сили вібраторів, параметрів підвіски вібраційного диска, тривалості перебування зерна в зоні луцення і механічних властивостей зерна. Такі дослідження проводились [1-4], але методика розрахунку ґрунтувалась на спрощеному уявленні про механізм руйнування оболонки зернини як об'єкта обробки.

В даній статті процес луцення описано з врахування реологічних властивостей зерна як об'єкта обробки.

Аналіз останніх досліджень. Особлива увага приділяється дослідженням взаємозв'язків конструктивних і кінематичних параметрів відцентрових луцильних машин з руйнівною швидкістю удару зернини об робочі органи, яка забезпечує руйнування оболонки при збереженні цілим ядра [5, 6]. Процес динамічної взаємодії зернини і її складових частин з робочими органами машини є досить складним завданням і досліджувався багатьма авторами в рамках контактної теорії Герца. Руйнівні сили стиску визначались експериментально при одноосному статичному навантаженні, а вплив інтенсивності навантаження враховували поправочними коефіцієнтами [7]. В даній статті нами використані дослідні дані [6, 7] про руйнівні навантаження і механічні характеристики зерна гречки в моделі вібраційного процесу луцення зерна в рамках видозміненої контактної задачі Герца.

Результати досліджень. Вважаємо, що конструкція трьохопорної підвіски коливного диска побудована у відповідності з вимогами [1-4]; диск здійснює робочі вертикальні і кутові коливання відносно вертикальної вісі. Розрахункова схема взаємодії зернини з дисками (рис. 1) описана з врахуванням реологічних властивостей зернини (оболонки і ядра) і робочих дисків.

Зернина представлена у вигляді двох твердих тіл – сферичної оболонки і кулястого ядра розділених повітряним прошарком; реологічні властивості оболонки і ядра моделюються пружними елементами та демпферами (рис. 1,б), коефіцієнти жорсткості і в'язких опорів яких суттєво залежать від їх вологості перед луценням [8]. Враховані такі механічні властивості частин зернини: матеріал оболонки крихкий, а ядра – еластичний; оболонка має механічні дефекти термічного походження, руйнівна сила стиску ядра при одноосному навантаженні більша руйнівної сили стиску оболонки, різниця руйнівних навантажень збільшується при збільшенні вологості ядра і зменшенні вологості оболонки. Реакція зернини $p_{zAj}(H)$, описана в рамках видозміненої контактної взаємодії Герца:

$$p_{zAj} = \begin{cases} k_{z0}z^z + h_{z0}\dot{z}, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}, \quad (1)$$

де $k_{z\delta}$ – стала, що залежить від властивостей матеріалу дисків і зерна, H/m^x ; χ – безрозмірний коефіцієнт, який знаходиться в межах 1–3/2; z – лінійне переміщення центра мас вібраційного диска відносно положення статичної рівноваги, m ; \dot{z} – швидкість диска, m/c .

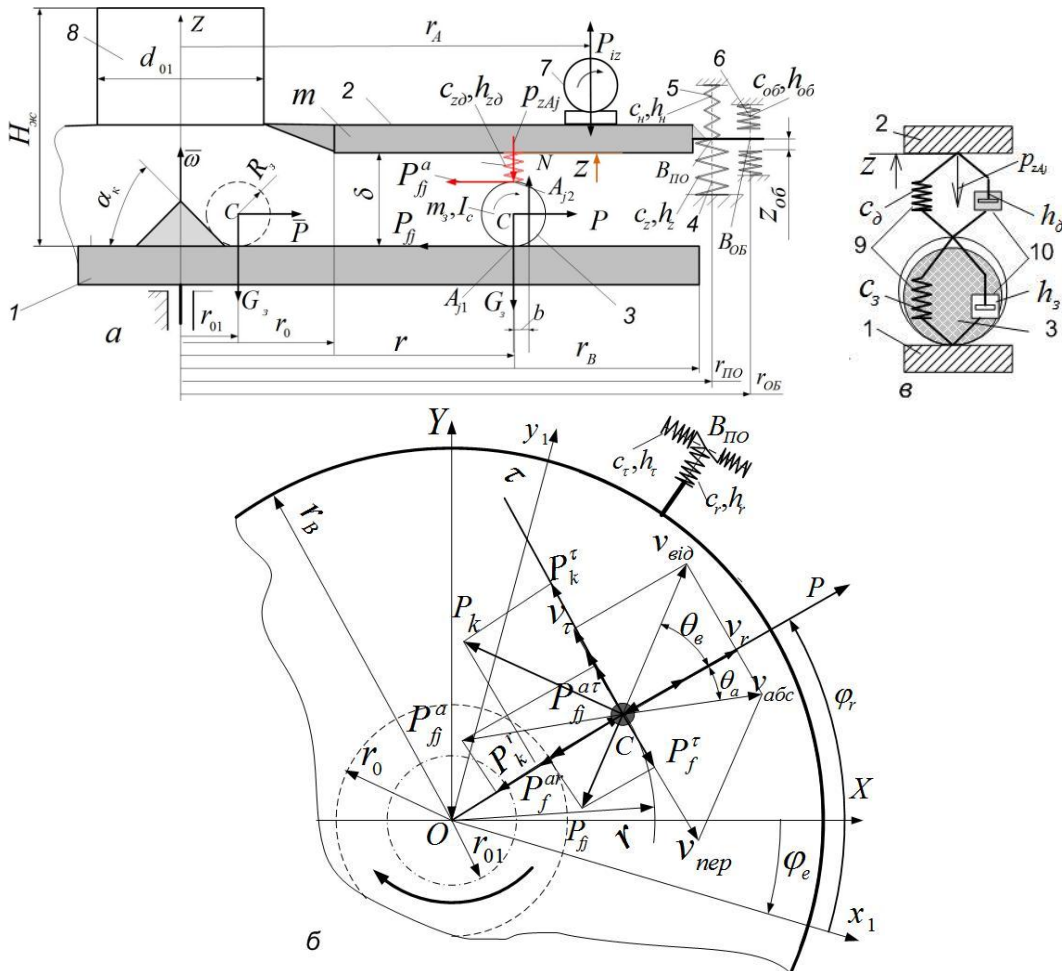


Рис. 1. Деталізована схема взаємодії зернини з дисками: 1 – обертальний диск; 2 – осцилюючий диск; 3 – зернина; 4 – пружна опора; 5 – натяжна пружина; 6 – пружина обмежувача; 7 – вібратор; 8 – завантажувальний патрубок; 9, 10 – пружини і демпфери, що враховують пружні і дисипативні властивості зернини і обгумованого диска 2.

Руйнування оболонки відбувається за умови:

$$p_{\max} = k_d p_r \quad (2)$$

де p_{\max} – максимальна величина динамічної реакції p_{zAj} ; p_r – руйнівне для оболонки зусилля стиску при одновісному статичному навантаженні; k_d – поправочний коефіцієнт, який враховує вплив місцевих дотичних напружень в області контакту зернини та

швидкість зміни динамічного навантаження (p_r, k_d - визначаються експериментально).

В першому наближенні математична модель взаємодії зерна з дисками при вертикальних і кутових коливаннях вібраційного диска в системі координат $OZXY$ (рис. 2) описується рівняннями:

$$\begin{cases} m \ddot{z} + R_z + P_{12z} + R_{o\sigma} + R_u = KA_p P_m \sin(\omega_1 t + \beta); \\ I_z \ddot{\Phi} + T_\Phi + T_{12\Phi} = KA_p P_m r_A \cos(\omega_1 t + \beta) \sin \alpha; \\ t_0 = 0, \quad z(0) = z_0; \quad \dot{z}(0) = \dot{z}_0; \\ \Phi(0) = \dot{\Phi}(0) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau); \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r \cdot (\omega - \frac{v_\tau}{r}); \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0; \\ t \in [0, t_1]; \quad r(0) = r_{01}; \quad r(t_1) = r_0; \\ v_\tau(0) = r_{01} \cdot \omega; \\ v_r(0) = K_y \cdot \sqrt{2gH_{жк}} \cos^2 \alpha_k. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \cos \theta_a; \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r (\omega - \frac{v_\tau}{r}) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \sin \theta_a; \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0 \\ t \in [t_1, t_B]; \quad r(t_1) = r_0; \quad \dot{r}(t_1) = v_r(t_1); \quad v_\tau(t_1 + 0) = v_\tau(t_1). \end{cases} \quad (5)$$

Диференціальні рівняння (3) описують вертикальні і кутові коливання вібраційного диска, (4) – кочення зернини по обертальному диску в зоні завантаження $r_{01} \leq r < r_0$ від дії сил інерції, (5) – рух зернини в зоні луцення $r_0 \leq r \leq r_B$ при циклічному навантаженні без ковзання по обертальному і ковзанням в точках контакту з вібраційним дисками.

Режим кочення по обертальному диску має місце за умов:

– для зони завантаження:

$$P_{ff} = f_1 mg \geq |P \cos \theta_B|, \quad (6)$$

– зони луцення:

$$P_{ff} = f_1 (mg + p_{zAj}) \geq |P \cos \theta_B - p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{abc} | v_{abc} |. \quad (7)$$

Режим ковзання:

$$P_{fj} = f_1(mg + p_{zAj}) < |P \cos \theta_B - p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{a\acute{o}c} | v_{a\acute{o}c} |. \quad (8)$$

На розрахунковій схемі (рис. 1) і виразах (3) – (8) прийняті позначення: OXY і $O x_1 y_1$ – нерухома і рухома з початком на вісі Z обертального диска системи координат; m, m_3 – маса вібраційного диска і зернівки, кг; I_C, I_z – центральні моменти інерції вібраційного диска і зернини, кгм²; $\ddot{z}, \ddot{\Phi}$ – лінійне і кутове прискорення вібраційного диска; R_3 – радіус зернини, м; φ_e, ω – кут повороту (рад) і кутова швидкість (с⁻¹) обертального диска; $\varphi_e = \omega t$; $v_{\acute{e}i\acute{o}}, v_{a\acute{o}c}$ – відносна і абсолютна швидкості руху центра зернини, v_τ, v_r – проекції відносної швидкості зернини на нормаль до вектора \bar{r} і на вектор \bar{r} (рис. 2, б), м/с; r_{o1} – радіус живильного патрубку; r_o – початковий радіус зони луцення; r_B – радіус диска; $r_{\Pi O}, r_{0B}, r_A$ – відстані від центра диска до точок кріплення пружних опор, обмежувачів коливань і вібраторів, м; α_κ – кут нахилу твірної розподільчої тарілки диска, рад; $H_{\acute{y}c}$ – висота живильника, м; K_y – коефіцієнт відновлення, який враховує зменшення швидкості зерна після удару об розподільчу тарілку (визначаються експериментально); f_1, f_2 – коефіцієнти тертя ковзання зернини з обертальним і вібраційним дисками ($f_1 = 0,65 - 0,70$; $f_2 = 0,45 - 0,52$); $P = m_3 \omega^2 r$ – відосьова сила інерції зернини, $P_k^r = -2m_3 \omega v_\tau, P_k^\tau = -2m_3 v_\tau v_r / 2$ – складові коріолісової сили 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 тертя ковзання в точці контакту A_{j1} зернини з обертальним диском, напрямлена в протилежну сторону вектора відносної швидкості $v_{\acute{e}i\acute{o}}$ центра зернівки; $P_{fj}^a = -p_{zAj} f_2 v_{a\acute{o}c} |v_{a\acute{o}c}|$ – сила тертя ковзання в точці контакту A_{2j} зернини з вібраційним диском, напрямлена в протилежну сторону вектора абсолютної швидкості $v_{a\acute{o}c}$ центра зернини; R_z – реакція (H) і реактивний момент T_Φ (Hm) пружних опор підвіски:

$$R_z = 3(h_z \dot{z} + c_z z), \quad T_\Phi = 3h_\tau r_{B1}^2 \dot{\Phi} + 3c_\tau r_{B1}^2 \Phi, \quad (9)$$

де c_z, c_τ, h_z, h_τ – нормальні і тангенціальні коефіцієнти жорсткості і дисипативних опорів пружних опор; $\Phi, \dot{\Phi}$ – кутове переміщення (рад) і швидкість (с⁻¹) вібраційного диска; $R_H, R_{o\acute{o}}$ – сумарні реакції натяжних пружин і обмежувача коливань (чотири обмежувачі):

$$R_n = 3c_n z + 3h_n \dot{z}, \quad R_{o\delta} = \begin{cases} 4(c_{o\delta} z + h_{o\delta} \dot{z}), & |z| > z_{o\delta} \\ 0, & |z| \leq z_{o\delta} \end{cases}, \quad (10)$$

де $c_n, c_{o\delta}, h_n, h_{o\delta}$ – коефіцієнти жорсткості і дисипативних опорів натяжних пружин і пружин обмежувачів коливань; $\delta = 2R_3 - z_{cm} + z$ – зазор між дисками; $z_{cm} = (mg + 3c_n z_n) / (3c_z + nk_{z\delta})$ – статичне переміщення диска, m ; z_n – початкова деформація натяжних пружин, m ; n – число зернин в зоні луцення; $P_{12z}, T_{12\Phi}$ – приведені вертикальна реакція (H) і реактивний момент (HM), які враховують взаємодію зерна з вібраційним диском:

$$P_{12z} = \sum_j^n p_{zAj}, \quad T_{12\Phi} = \frac{P_{12z} f_2}{T} \int_{\tau=t_1}^{t_B} r(t-\tau) \sin \theta_a(t-\tau) d\tau, \quad (11)$$

де $T = t_B - t_1$ – тривалість перебування зернини в зоні луцення, c ; t_B, t_1 – визначаються умовами: $r(t_1) = r_0, r(t_B) = r_B$.

Пропускна спроможність машини $Q, \text{кг}/\text{с}$:

$$Q = 2\pi r_0 \delta v_r(t_1) \gamma K_3, \quad (10)$$

де $v_r(t_1)$ – радіальна складова відносної швидкості зернини при вході в зону луцення, $\text{м}/\text{с}$; γ – насипна маса зерна, $\text{кг}/\text{м}^3$; K_3 – коефіцієнт завантаження, який вибирають за технологічними вимогами в межах $0,1 \leq K_3 \leq 0,5$.

Задача оптимізації луцильної машини сформульовано у вигляді мінімаксної задачі з параметричними і критеріальними обмеженнями [9]:

$$\max_{t \in [0, t_B]} P \rightarrow \min_{\bar{r}, A_p, \alpha, \omega_1, P_m, c_j, K_j, \omega, m, J_z, N_C, Q, v_B}, \quad (11)$$

де P – функція цілі, H :

$$P = |p_{\max} - k_d p_r|. \quad (12)$$

Параметричні обмеження такі:

– геометричні:

$$\bar{r}_H \leq \bar{r} \leq \bar{r}_B; \quad \bar{r} \text{ – вектор геометричних параметрів системи;}$$

– параметри вібраторів:

$$0 \leq A_p \leq 1; \quad 0 \leq \alpha \leq \pi/2; \quad \omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B}; \quad P_{mH} \leq P_m \leq P_{mB};$$

– коефіцієнти жорсткості опор вібраційного диска:

$$c_{jH} \leq c_j \leq c_{jB}, \quad (j \text{ – індекс вісі});$$

– інерційні характеристики:

$$m_H \leq m \leq m_B, \quad J_{zH} \leq J_z \leq J_{zB};$$

– швидкість обертального диска вібратора:

$$\omega_H \leq \omega \leq \omega_B; \quad \omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B};$$

функціональні обмеження:

$$K_{z,\Phi} = \omega_1 / \bar{\omega}_{z,\Phi} \geq 2; \quad N = T \cdot \omega_1 / 2\pi \geq N_{\min}; \quad Q \geq Q_H; \quad v_B \leq v_y, \quad (13)$$

де $\bar{\omega}_{z,\Phi}$ – частоти власних вертикальних і кутових коливань вібраційного диска на пружних опорах, N_{\min} – мінімальне число циклів динамічного навантаження, що забезпечує руйнування оболонки при збереженні цілісності ядра, v_y – руйнівна швидкість удару ядра зернини, m/c (N_{\min} , v_y визначаються експериментально); Q_H – продуктивність серійної луцильної машини, kg/c .

Визначили раціональні параметри машини на прикладі переробки гречки. На першому етапі оптимізації знайшли раціональний розподіл маси осцилюючої частини і характеристики пружних опор з умови роботи на холостому ходу в зарезонансній області для спектра частот динамічних вібраторів 750, 1000, 1500 і 3000 об/хв. Вибрали пружні опори швейцарської фірми ROSTA - 07051001 АВ 27 і геометричні параметри $r_{A1} = 0,20$, $r_{B1} = 0,25$, $r_{B0} = 0,35$, m , при яких резонансні режими відсутні.

На наступних етапах задачу (11) вирішували методом імітаційного моделювання в режимі діалогу конструктора з ЕОМ, що передбачає на кожному кроці пошуку випадковий вибір керованих параметрів $(\omega, \omega_1, A_p, P_m, \alpha, p_r)$ з допустимої області, чисельне інтегрування диференціальних рівнянь (3-5) з урахуванням умов (6-8), визначення функції цілі (12) і функціональних обмежень (13), порівняння результату з кращим, отриманим на попередніх кроках, вибір раціонального рішення по вирішальному критерію (12).

Проведені випробування дали прийнятні результати за основним критерієм (12) і функціональних обмеженнях (13) (Таблиця). При виборі вібратора перевагу віддали Італійської фірми Italtvibras g. Silingardi. Вибрали вібратор MVSI 15/80-590 з частотою 1500 об/хв.

Таблиця. Результати оптимізації машини

$P \approx 2,5 - 4H$	$N \approx 4$	$Q > 100kg / год$	$v_B < 6m / c$	$K_j > 1,8$
$\omega_1 = 157 c^{-1}$	$\omega = 45 c^{-1}$	$A_p = 0,8$	$P_m = 760 H$	$\alpha = 1,1$
$T \approx 4$	$k_d = 0,65$	$p_r = 8 - 12 H$	$z_H = 0,02m$	$r_0 = 015$
$r_B = 025m$	$r_{01} = 0,045 m$	$H_{жс} = 0,045 m$	$J_z = 6,51kgm^2$	$m = 87kg$

Досліджували динамічні характеристики лушильної машини з вибраними раціональними параметрами. Для ілюстрації на рис. 2 – рис. 4 приведено характерні залежності $\delta(t)$, $R_{об}$, P_{12z} і R_n при збуренні вертикальних і крутних коливань. Початкову швидкість диска \dot{z}_0 визначили в рамках класичної теорії удару при попаданні в зону лущення металевої кульки $d = 5$ мм.

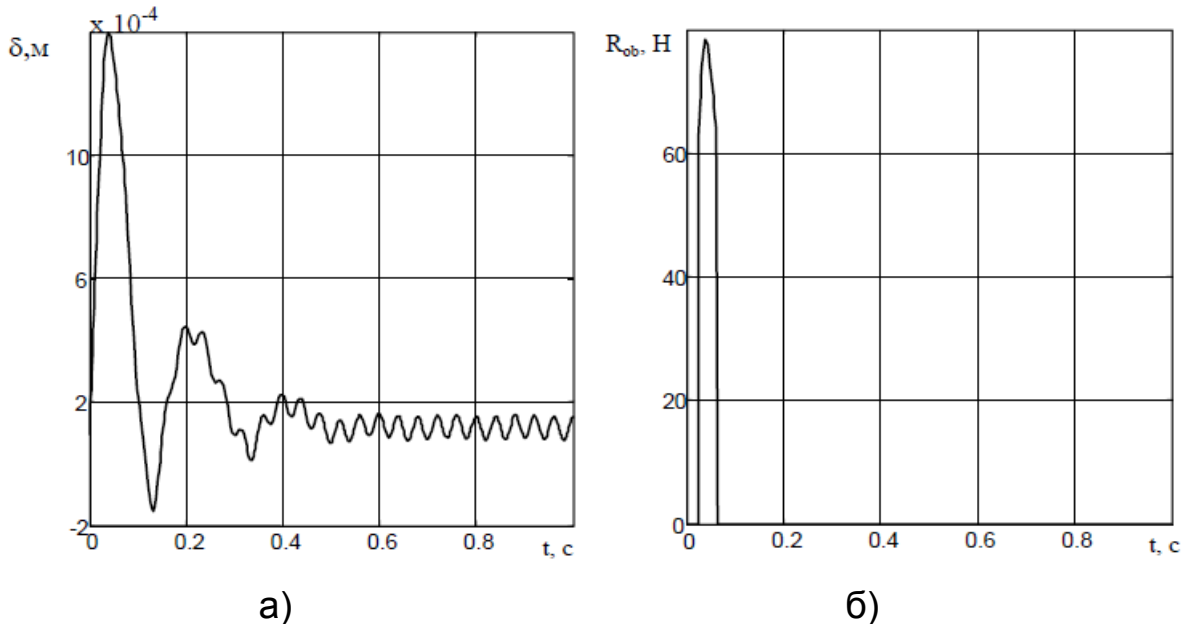


Рис. 2. Залежність величини зазору між дисками (а) і реакції обмежувача коливань (б).

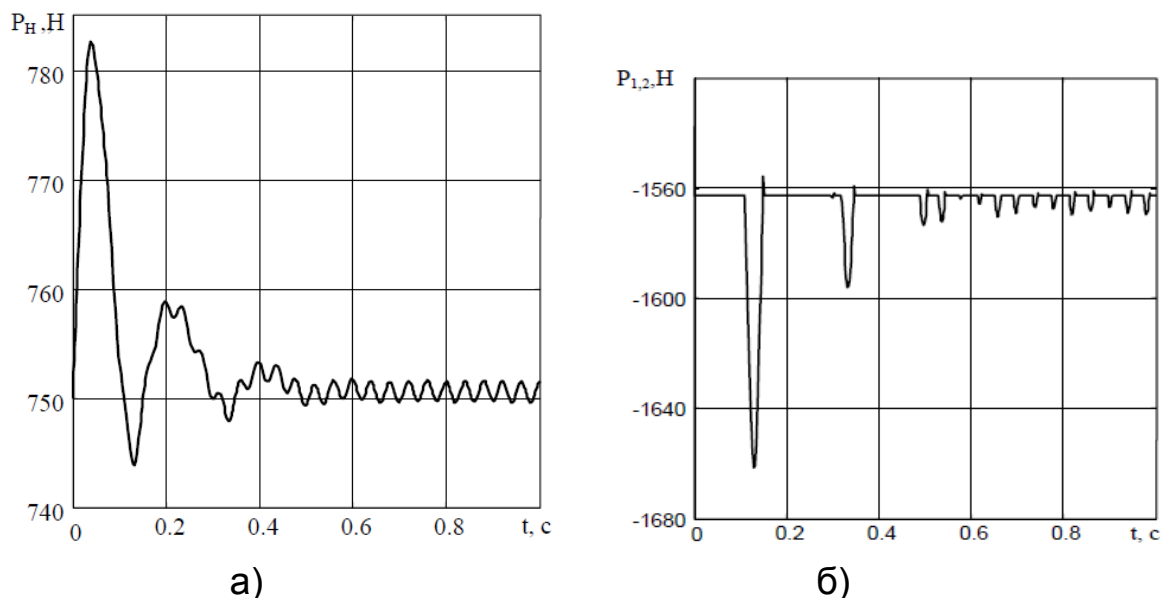


Рис. 3. Залежність результуючої реакції зерна (а) і реакції натяжної пружини диска (б).

Як видно із графіків (рис. 2,а) в момент пуску проявляється перехідний процес, який затухає за 0,3-0,4 с після чого

установлюються вимушені гармонічні коливання з частотою вібратора. В перехідному процесі обмежувачі вступають в роботу (рис. 2,б). Для розглянутих початкових умовах руху відрив диска від зерна не відбувається (рис. 3).

Результати виконаних розрахунків продуктивності машини Q , кг/год та числа циклів навантаження зерна N , ілюструються на рис.4. З наведених закономірностей (позиції 1-3) видно, що число циклів навантаження N_c монотонно зменшується із збільшенням частоти обертання диска ω і радіуса живильного патрубку r_{01} , а продуктивність (позиції 4-6) зростає. Мінімальна кількість циклів $N_{c\min} \approx 4$ (прийнята за експериментальними даними) при частоті вібратора $\omega_1 = 157 c^{-1}$ має місце при $\omega \approx 45, c^{-1}$ і $r_{01} = 0,045$ м. Продуктивність машини в межах $100 \leq Q \leq 450$ кг/год забезпечується при швидкості обертального диска $20 \leq \omega \leq 45$ рад/с.

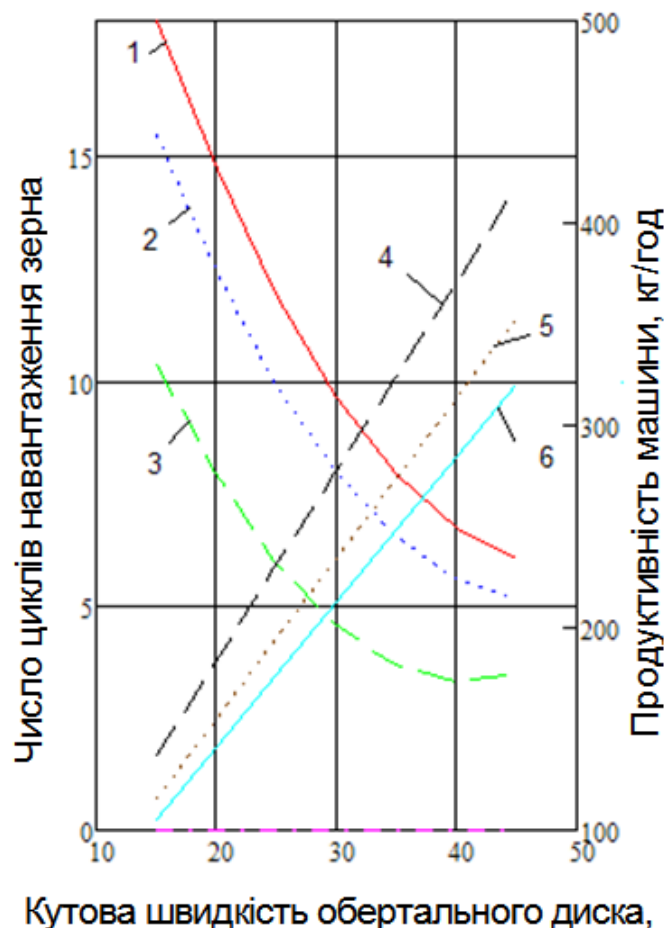


Рис. 4. Залежність числа циклів навантаження N (поз. 1-3) і продуктивності машини (поз. 4-6) від швидкості обертального диска при різних значеннях радіуса завантажувального патрубку і сталій частоті вібратора $157 c^{-1}$ рад/с: 1,6 – $r_{01} = 0,015$ м; 2,5 – $r_{01} = 0,025$ м; 2,4 – $r_{01} = 0,045$ м.

Список літератури

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. – Вип. 9, т.1. – С. 75–86.
2. Ткачук О.А. Математична модель луцильної машини з віброактивним робочим диском / О.А. Ткачук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К.: НУБіП України, 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 253–263.
3. Ткачук А.І. Експериментальна установка для досліджень вібраційного луцення зерна / А.І. Ткачук, О.А. Дениско // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 274–280.
4. Ткачук А.І. Параметрична оптимізація дискової луцильної машини з віброактивним диском / А.І. Ткачук, О.А. Дениско // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 252–258.
5. Єременок І.В. Оптимізація робочого органу відцентрової луцильної машини / І.В. Єременок, А.І. Ткачук // Аграрна освіта і наука. – 2001. – №1. – С. 113–119.
6. Нуруллин Э.Г. Переработка зерна гречихи на новой технологической основе / Э.Г. Нуруллин // Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №6. – С. 31–32.
7. Нуруллин Э.Г. Определение механических характеристик зерна гречихи / Э.Г. Нуруллин // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2003. – №5. – С. 24–25.
8. Дениско О.А. Експериментальні дослідження технологічної ефективності вібраційного луцення 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». – Одесса: Куприенко, 2012. – Вып. 3, т. 12. – С. 62–66.
9. Соболев И.И. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.И. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 109 с.

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

Шелушительная машина вибрационного воздействия, математическая модель, оптимизация.

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

Peeler vibration exposure, mathematical model, optimization.