

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР «ІМЕСГ» НААН**



***ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ***

***VI Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди
112-ї річниці від дня народження
доктора технічних наук, професора,
члена-кореспондента ВАСГНІЛ,
віце-президента УАСГН
КРАМАРОВА
Володимира Савовича
(1906-1987)***

«КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ»

***21-22 лютого 2019 року
м. Київ***

УДК 631.356.22

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА ТРАНСПОРТНО-ОЧИСНОЇ СИСТЕМИ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ

М. Р. ПАНЬКІВ, кандидат технічних наук, доцент

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

М. В. ПОТАПЕНКО, кандидат технічних наук

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

E-mail: pankivmr@biqmir.net, m.potapenko@i.ua

Аналіз процесу роботи завантажувального транспортера розглянемо на основі дослідження технологічного процесу роботи транспортно-очисної системи вороху коренеплодів, рис. 1.

Обґрунтування параметрів завантажувального транспортера проведемо на основі забезпечення технологічності (раціонального) функціонування транспортно-очисної системи вороху коренеплодів згідно з умовою

$$W_z(t_z)k_z(t_z) \geq W_{II}(t_{II}) \geq W_k(t_M)k(t_c). \quad (1)$$

Виразивши в (1) подачу вороху через $W_i(t_i)k_i(t_i)$ за час $t_i = 1$ с та

позначивши подачі $W_z(t_z)k_z(t_z) = Q_z$,

$W_k(t_M)k_c(t_c) = Q_M$, отримаємо

$$Q_z k_z \geq Q_M k_c; \quad Q_z \geq Q_M k_c / k_z; \quad k_z \geq k_c; \quad (2)$$

$$Q_z = F_v V_z \rho_v k_n \psi, \quad (3)$$

де Q_z – продуктивність транспортера, яка характеризує продуктивність роботи машин безперервної дії [1], кг/с, Q_M – продуктивність копача, кг/с; F_v , ϑ_z , ρ_v – площа поперечного перерізу (m^2), швидкість руху (м/с), питома вага (N/m^3) вантажу; k_n , ψ – коефіцієнт нахилу, коефіцієнт заповнення простору транспортера.

Для подальшого аналізу процесу переміщення вороху

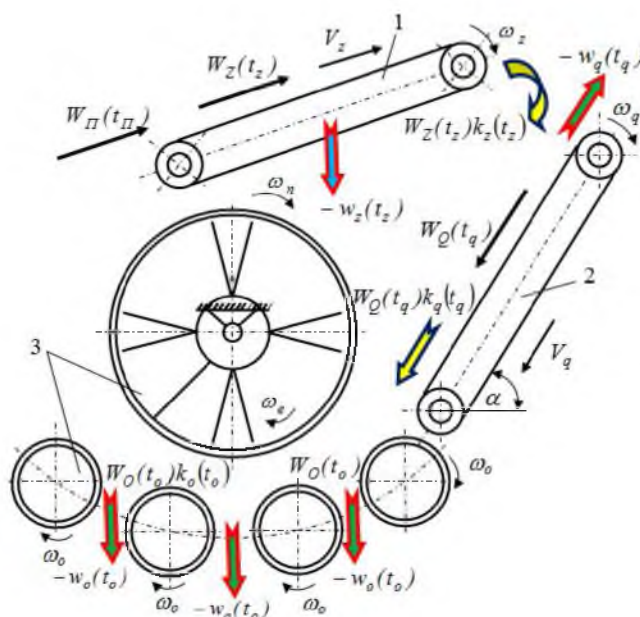
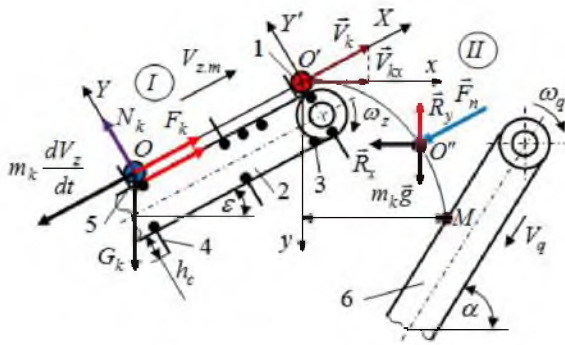


Рис. 1. Функціональна схема технологічного процесу роботи транспортно-очисної системи:

- 1 – завантажувальний транспортер;
- 2 – гірка; 3 – комбінований очисник

розглянемо складену розрахункову схему, яку наведено на рис. 2. При цьому на I-му етапі ворох, який складається з ґрунтових і рослинних домішок та коренеплодів 1 надходить до завантажувального транспортера 2, який встановлено під кутом ε до горизонту і переміщується прутками 3 і скребками 4 робочої гілки 5, яка рухається зі швидкістю $\vartheta_{z,m}$ до зони II-го етапу.


Рис. 2. Схема до розрахунку:

1 – коренеплід; 2 – завантажувальний транспортер; 3 – пруток; 4 – скребок; 5 – робоча гілка; 6 – гірка

робочої гілки тощо; R_z – радіус приводного вала завантажувального транспортера, м.

Максимально-допустима висота шару h_v вороху на робочій гілці похилого транспортера визначається граничною висотою $h_{v,max}$ вантажу над нею, яка дорівнює $h_{v,max} = B_z(k_h - tg\varepsilon) / \mu_z f_m$, де k_h – коефіцієнт зчеплення

$$k_h = \left(f_m + \frac{\tau_0}{h_c \rho_k g} \right) \theta, \quad (6)$$

де $\theta = 0,6 \dots 0,8$ – емпіричний коефіцієнт; f_m – коефіцієнт тертя коренеплодів по металевій поверхні; τ_0 – початковий опір зсуву, Н/м²; μ_z – коефіцієнт бокового тиску коренеплодів на стінки скребка; ρ_k – питома маса коренеплодів, кг/м³.

При цьому

$$\mu_z = \left(\frac{1,2 + g_z}{1 + 2f_m^2} \right) \theta = \left(\frac{1,2 + R_z k_{g_z} \frac{d\varphi_z}{dt}}{1 + 2f_m^2} \right) \theta = \left(\frac{2,4 + D_z k_{g_z} \frac{d\varphi_z}{dt}}{1 + 2f_m^2} \right) \frac{\theta}{2}. \quad (7)$$

Підставивши значення складових з (4)-(7) у (3), отримано залежність для визначення продуктивності завантажувального транспортера

$$Q_z = \frac{B_z^2}{f_m^2} \rho_k \psi' \frac{\left[\left(f_m + \frac{\tau_0}{h_c \rho_k g} \right) - tg\varepsilon \right] \left(1 + 2f_m^2 \right) \left(1 - \frac{\delta_c}{T_c} \right)}{\left(\frac{2,4}{D_z k_{V_z}} \left(\frac{d\varphi_z}{dt} \right)^{-1} + 1 \right)}. \quad (8)$$

За початкових умов: ширина транспортера $B_z = 0,9$ м, діаметр приводного вала $D_z = 0,18$ м, висота скребка $\delta_c = 0,05$ м (стандартний ряд ширини пруткових транспортерів), $f_m = 0,5$, $\rho_k = 550$ кг/м³, $h_c = 0,2$ м, $\varepsilon = \pi/6$, град., $k_{g_z} = 0,9$ побудовано залежність зміни продуктивності Q_z завантажувального транспортера транспортно-очисної системи вороху коренеплодів, яку наведено на рис. 3.

Було отримано:

$$F_v = B_z h_v; \quad g_z = R_z k_{g_z} \frac{d\varphi_z}{dt}; \quad (4)$$

$$\psi = \psi' \frac{g_n}{g_{zn}} = \psi' \left(1 - \frac{V_e}{V_{zn}} \right) = \psi' (1 - \lambda_z) \leq 1, \quad (5)$$

де B_z – ширина робочої гілки транспортера, м; h_v – висота шару вороху, м; k_{g_z} коефіцієнт, який враховує зниження швидкості g_z відносно $g_{z,m}$ за рахунок запізнення руху матеріальних мас, коливання

приводного вала завантажувального

транспортера, м.

Максимально-допустима висота шару h_v вороху на робочій гілці похилого транспортера визначається граничною висотою $h_{v,max}$ вантажу над нею, яка дорівнює $h_{v,max} = B_z(k_h - tg\varepsilon) / \mu_z f_m$, де k_h – коефіцієнт зчеплення

$$k_h = \left(f_m + \frac{\tau_0}{h_c \rho_k g} \right) \theta, \quad (6)$$

де $\theta = 0,6 \dots 0,8$ – емпіричний коефіцієнт; f_m – коефіцієнт тертя коренеплодів по металевій поверхні; τ_0 – початковий опір зсуву, Н/м²; μ_z – коефіцієнт бокового тиску коренеплодів на стінки скребка; ρ_k – питома маса коренеплодів, кг/м³.

При цьому

$$\mu_z = \left(\frac{1,2 + g_z}{1 + 2f_m^2} \right) \theta = \left(\frac{1,2 + R_z k_{g_z} \frac{d\varphi_z}{dt}}{1 + 2f_m^2} \right) \theta = \left(\frac{2,4 + D_z k_{g_z} \frac{d\varphi_z}{dt}}{1 + 2f_m^2} \right) \frac{\theta}{2}. \quad (7)$$

Підставивши значення складових з (4)-(7) у (3), отримано залежність для визначення продуктивності завантажувального транспортера

$$Q_z = \frac{B_z^2}{f_m^2} \rho_k \psi' \frac{\left[\left(f_m + \frac{\tau_0}{h_c \rho_k g} \right) - tg\varepsilon \right] \left(1 + 2f_m^2 \right) \left(1 - \frac{\delta_c}{T_c} \right)}{\left(\frac{2,4}{D_z k_{V_z}} \left(\frac{d\varphi_z}{dt} \right)^{-1} + 1 \right)}. \quad (8)$$

За початкових умов: ширина транспортера $B_z = 0,9$ м, діаметр приводного вала $D_z = 0,18$ м, висота скребка $\delta_c = 0,05$ м (стандартний ряд ширини пруткових транспортерів), $f_m = 0,5$, $\rho_k = 550$ кг/м³, $h_c = 0,2$ м, $\varepsilon = \pi/6$, град., $k_{g_z} = 0,9$ побудовано залежність зміни продуктивності Q_z завантажувального транспортера транспортно-очисної системи вороху коренеплодів, яку наведено на рис. 3.

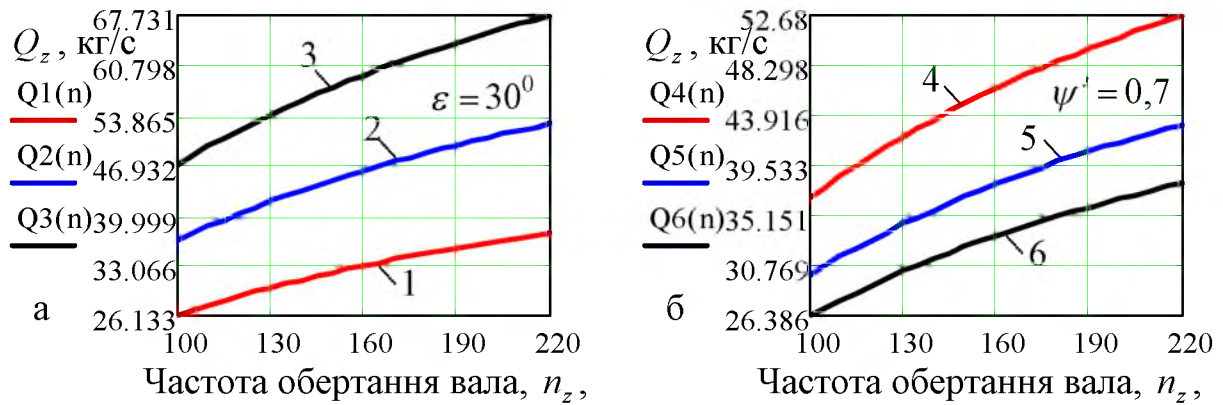


Рис. 3. Залежність зміни продуктивності завантажувального транспортера як функціонал: а, б – $Q_z = f(n_z)$; 1, 2, 3 – відповідно, $\psi' = 0,5; 0,7; 0,9$; 4, 5, 6 – відповідно, $\varepsilon = 30; 45; 60$ град.

Розглянемо I -й етап (рис. 2) руху елементарної маси dm_k вороху, яка переміщується скребком завантажувального транспортера з швидкістю $\mathcal{G}_z = \mathcal{G}_{z.m} k_{\mathcal{G}_z}$ на елементарному переміщенні dx . При цьому складене рівняння рівноваги сил руху елементарної маси dm_k має вигляд

$$\begin{cases} \sum Y = N_k - G_k \cos \varepsilon \\ \sum X = m_k a_k + G_k \sin \varepsilon - N_k f_v - F_k \end{cases}; \begin{cases} m_k g \cos \varepsilon = N_k \\ m_k k_{\mathcal{G}_z} \frac{d\mathcal{G}_{z.m}}{dt} + m_k g \sin \varepsilon - N_k f_v - \mu_z m_k g f_m = 0 \end{cases}, \quad (9)$$

де N_k – сила реакції, Н; G_k – сила ваги, Н; m_k – елементарна маса вороху, кг;

$a_k = k_{V_z} \frac{d^2 X_v}{dt^2}$ – прискорення руху вороху, m/c^2 ; X_v – шлях (переміщення)

вороху за час t , м; f_v – коефіцієнт внутрішнього тертя; F_k – сила тертя, Н.

Тоді

$$\frac{d\mathcal{G}_{z.m}}{dt} = k_{\mathcal{G}_z} \frac{d^2 X_v}{dt^2} = (f_v \cos \varepsilon + \mu_z f_m - \sin \varepsilon) \frac{g}{k_{\mathcal{G}_z}}. \quad (10)$$

Для визначення шляху ковзання вороху, або шляху його переміщення по робочій гілці завантажувального транспортера, що буде рівноцінно довжині робочої гілки L_z , необхідно виключити з рівняння час dt за якого маса m_k вороху змінює швидкість руху від \mathcal{G}_{z0} до \mathcal{G}_z ,

Після інтегрування виразу (10), отримано:

$$\mathcal{G}_{z.m}^2 k_{\mathcal{G}_z} = 2L_z g (f_v \cos \varepsilon + \mu_z f_m - \sin \varepsilon). \quad (11)$$

З рівняння (11) визначено довжину робочої гілки L_z , або шлях ковзання

$$L_z = \frac{\mathcal{G}_{z.m}^2 k_{\mathcal{G}_z}}{2g (f_v \cos \varepsilon + \mu_z f_m - \sin \varepsilon)}. \quad (12)$$