

ФУНКЦІОНАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
А.П. Сачик, аспірант****

Представлені результати досліджень по зниженню динамічних навантажень в приводі молотильного барабана зернозбирального комбайна шляхом вибору оптимального режиму руху на обох етапах пуску. Визначено найбільш сприятливі закони зміни рушійного моменту та внутрішнього моменту в пружному елементі приводу, які забезпечують відсутність коливань в елементах приводного механізму молотильного барабана в процесі пуску.

Привод, молотильний барабан, рушійний момент, внутрішній момент, оптимізація.

Постановка проблеми. При роботі, комбайн сприймає змінні зовнішні навантаження. Технологічний процес роботи комбайна залежить від багатьох факторів: біологічних особливостей культури, яку збирають; рельєфа поля; кваліфікації комбайнера, а також і від конструктивних особливостей самого комбайна. Інколи на одному і тому ж полі змінюється врожайність, а, як наслідок змінюється, подача хлібної маси.

При зміні цих факторів комбайнер повинен забезпечувати оптимальну швидкість руху молотильного барабана. При пуску та при переході на різні швидкості вимолоту молотильного барабана виникають значні коливання, як барабана так і приводного механізму. Ці коливання приводять до виникнення значних динамічних навантажень, що діють на привод, конструкцію барабана і підшипники. Це призводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, а також збільшення енергетичних витрат.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню динаміки молотильного барабана зернозбирального комбайна свої роботи присвятили Алферов С.А. [1], Грек А.І [5]. У своїй роботі «Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна» [1] Алферов дослідив випадки розгону, вибігу, забивання і нормальної роботи молотильного барабана та рівняння руху молотильного барабана.

***Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін**

© В.С. Ловейкін, А.П. Сачик, 2014

У роботі наведені графіки, з яких можна визначити оптимальний момент інерції молотильного барабана, задаючи при цьому середню частоту максимального зовнішнього навантаження і допустиму з технологічних вимог величину падіння кутової швидкості. Отриманий момент інерції є функціонально залежним від типу приводу, двигуна, конструктивних особливостей і характеру подачі хлібної маси.

А.І. Грек у своїй роботі «Вопросы обмолота» експериментально дослідив динаміку молотильного апарату та процесу обмолоту. Отримав динамічні параметри (витрата потужності на обмолот, силу тиску і опору підбивки, швидкість руху маси) і порівняв їх з теоретичними.

Проте не було досліджено вплив роботи приводу молотильного барабана на його динаміку.

Мета досліджень – оптимізація режиму пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна.

Результати досліджень. Для оптимізації режиму пуску молотильного барабана зернозбирального комбайна використаємо двомасову модель (рис. 1), яка з достатньою точністю відображає динамічні процеси пуску молотильного барабана.

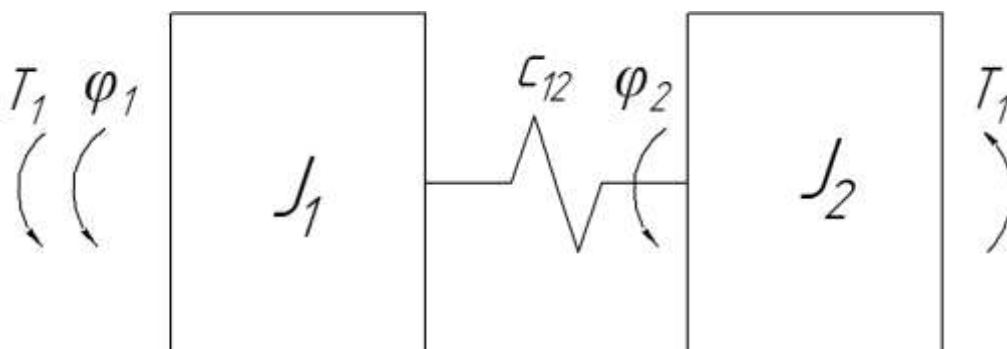


Рис. 1. Двомасова динамічна модель приводу молотильного барабана зернозбирального комбайна.

У цій моделі прийняті такі позначення: J_1 , J_2 – зведені до осі повороту молотильного барабана моменти інерції відповідного приводного механізму та молотильного барабана; C_{12} – зведена до осі повороту молотильного барабана жорсткість приводного механізму; T_1 – рушійний момент приводного двигуна зведений до осі повороту барабана; T_2 – сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані відносно осі його обертання; φ_1 , φ_2 – кутові координати повороту першої та другої зведених мас.

Процес пуску молотильного барабана у відповідності з прийнятою динамічною моделлю здійснюється в два етапи. На першому етапі в рух приводиться лише перша маса. Причому рух

цієї маси здійснюється до моменту часу, поки внутрішній момент T_{12} в пружному елементі не стане рівним зовнішньому моменту T_2 , тобто $T_{12} = T_2$. З цього моменту часу настає другий етап пуску, на якому в рух приводяться обидві маси і здійснюється він до моменту часу, поки кутова швидкість другої приведеної маси не досягне свого уставленого значення ω_y .

Розглянемо процес оптимізації режиму пуску молотильного барабана на кожному з розглянутих етапів окремо.

Перший етап. На цьому етапі рівняння руху першої маси має вигляд:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}, \quad (1)$$

де $T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1$ – внутрішнє зусилля в пружному елементі приводу.

Оскільки на першому етапі пуску зусилля $T_{12} \leq T_2$, то визначимо найбільш сприятливий закон зміни рушійного моменту приводу. Згідно з рівнянням (1) цей момент визначається залежністю:

$$T_1 = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot \varphi_1. \quad (2)$$

Визначимо на цьому етапі пуску такий закон руху першої маси, який забезпечує мінімальне середньоквадратичне значення рушійного моменту двигуна:

$$T_{1cp} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T_1^2 dt \right]^{1/2}, \quad (3)$$

де t – час; t_1 – тривалість першого етапу пуску.

З урахуванням залежності (2) вираз критерію оптимальності першого етапу пуску (3) приймає вигляд:

$$T_{1cp} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot \varphi_1)^2 dt \right]^{1/2}. \quad (4)$$

Умовою мінімуму критерію (4), який являє собою інтегральний функціонал, є рівняння Пуассона [7]:

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_1} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_1} + \frac{d^2}{dt^2} \cdot \frac{\partial F}{\partial \ddot{\varphi}_1} = 0, \quad (5)$$

де F – підінтегральна функція критерію (4).

Після підстановки підінтегрального виразу критерію (4) у рівняння (5) будемо мати:

$$IV \quad \varphi_1 + 2 \cdot K_1^2 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1^4 \cdot \varphi_1 = 0. \quad (6)$$

Тут $K_1 = \sqrt{C_{12}/J_1}$ – частота власних коливань першої маси.

У результаті розв'язку диференціального рівняння (6) отримуємо:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= (A_1 + A_2 \cdot t) \cdot \sin K_1 t + (A_3 + A_4 \cdot t) \cdot \cos K_1 t; \\ \dot{\varphi}_1 &= [A_2 - K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \sin K_1 t + [A_4 + K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \cos K_1 t; \\ \ddot{\varphi}_1 &= [2A_2 - K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \cos K_1 t - [2A_4 + K_1 \cdot (A_3 + A_4 \cdot t)] \cdot K_1 \sin K_1 t,\end{aligned}\quad (7)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху.

Розглянемо процес пуску першої маси. Цей процес починається в момент часу $t=0$, коли координата першої маси, її швидкість та рушійний момент на приводному валу дорівнюють нулю, тобто $\varphi_1 = 0, \dot{\varphi}_1 = 0, T_1 = 0$. Остання умова з урахуванням залежності (2) рівноцінна умові $\ddot{\varphi}_1 = 0$. Закінчується перший етап пуску першої маси в момент часу $t=t_1$, коли внутрішнє зусилля в пружному елементі приводу $T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1 = T_2$. Звідки знаходимо, що в момент часу $t=t_1, \varphi_1 = T_2 / C_{12}$.

Для цих крайових умов руху постійні інтегрування виражаються залежностями:

$$A_1 = \frac{T_2}{C_{12}(\sin K_1 t_1 - K_1 t_1 \cos K_1 t_1)}; A_2 = A_3 = 0; A_4 = -A_1 K_1. \quad (8)$$

Після підстановки виразів (8) у залежності (7), а останні в рівняння (2) отримаємо закон зміни рушійного моменту на приводному валу, який забезпечує мінімізацію його середньоквадратичного значення:

$$T_1 = \frac{2T_2 \sin K_1 t}{\sin K_1 t - K_1 t \cos K_1 t}. \quad (9)$$

В залежності (9) невідомим є момент часу t_1 , коли закінчується перший етап пуску. Будемо вважати, що в кінці першого етапу пуску рушійний момент T_1 досягає свого максимального значення, тобто $T_1 = T_m$. Для приводного механізму, наприклад, який має в своєму складі фрикційну муфту це означає, що в кінці першого етапу пуску досягається повне зчеплення напівмуфт. Виходячи з цієї умови отримаємо рівняння:

$$T_m = \frac{2T_2 \sin K_1 t}{\sin K_1 t - K_1 t \cos K_1 t}. \quad (10)$$

Розділивши чисельник і знаменник правої частини рівняння (10) на $\sin K_1 t_1$ і зробивши заміну $\sin K_1 t_1 = \psi_1$, отримаємо рівняння:

$$\psi_1 \operatorname{ctg} \psi_1 - 2T_2 / T_m. \quad (11)$$

Рівняння (11) може бути розв'язане тільки чисельним методом. У результаті розв'язку цього рівняння знайдемо ψ_1 , з якого визначимо тривалість першого етапу пуску:

$$t_1 = \psi_1 / K_1. \quad (12)$$

Другий етап. Після закінчення першого етапу пуску починається другий етап, на якому вводиться в рух друга приведена маса. Диференціальні рівняння обох мас на цьому етапі мають вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \end{cases} \quad (13)$$

З другого рівняння системи (13) визначимо внутрішній момент у пружному елементі:

$$T_{12} = J_2 \ddot{\phi}_{12} + T_2. \quad (14)$$

Визначимо на другому етапі пуску такий режим, який забезпечує мінімальне середньоквадратичне значення внутрішнього моменту в пружному елементі за час пуску:

$$T_{12cp} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} T_{12}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (15)$$

де t_2 – момент часу закінчення другого етапу пуску.

З урахуванням залежності (14) вираз критерію оптимальності другого етапу пуску (15) виражається інтегральним функціоналом виду:

$$T_{12cp} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (J_2 \ddot{\phi}_2 + T_2)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (16)$$

Умовою мінімуму цього критерію є рівняння Пуассона (5), в яких функція F замінена на підінтегральний вираз функціоналу (16), а координата ϕ_1 на ϕ_2 та її похідні. У результаті цих заміन отримаємо диференціальне рівняння $\phi_2^{IV} = 0$, після інтегрування якого будемо мати:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_2 &= B_1; \\ \dot{\phi}_2 &= B_1(t - t_1) + B_2; \\ \phi_2 &= \frac{1}{2} B_1(t - t_1)^2 + B_2(t - t_1) + B_3; \\ \phi_2 &= \frac{1}{6} B_1(t - t_1)^3 + B_2(t - t_1)^2 + B_3(t - t_1) + B_4, \end{aligned} \quad (17)$$

де B_1, B_2, B_3, B_4 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов другого етапу пуску.

На другому етапі пуску в рух приводиться друга маса. Починається етап пуску з моменту часу $t=t_1$, коли $\phi_2 = 0, \dot{\phi}_2 = 0$. Закінчується цей етап в момент часу $t=t_2$, коли кутова швидкість другої маси досягне усталеного значення, тобто $\dot{\phi}_2 = \omega_y$, при якому $\ddot{\phi}_2 = 0$.

Для цих крайових умов постійні інтегрування визначаються залежностями:

$$B_1 = -2 \frac{\omega_y}{(t_2 - t_1)^2}; B_2 = 2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1}; B_3 = B_4 = 0. \quad (18)$$

Після підстановки постійних інтегрування в друге рівняння системи (17) отримаємо залежність прискорення другої маси від часу на другому етапі пуску:

$$\ddot{\varphi}_2 = 2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right). \quad (19)$$

За допомогою залежностей (14) і (19) визначимо закон зміни внутрішнього моменту в пружному елементі на другому етапі пуску, який забезпечує мінімізацію його середньоквадратичного значення:

$$T_{12} = 2J_2 \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right) + T_2. \quad (20)$$

З другого рівняння системи (13), з урахуванням того, що $T_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$, визначимо координату першої маси та її похідні:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 + \frac{J_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2 + \frac{T_2}{C_{12}}; \\ \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi}_2 + \frac{J_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_2}{C_{12}} \ddot{\varphi}_2. \end{aligned} \quad (21)$$

Оскільки для розглянутого оптимального закону руху на другому етапі пуску $\varphi_2^{IV} = 0$, то виходячи з останньої залежності (21), отримуємо, що $\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2$. підставивши в перше рівняння системи (13) залежності (19) і (20), знайдемо закон рушійного моменту, який забезпечує оптимальний закон руху на другому етапі пуску:

$$T_1 = 2(J_1 + J_2) \frac{\omega_y}{t_2 - t_1} \left(1 - \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} \right) + T_2 \quad (22)$$

У залежності (22) невідомою є величина моменту часу закінчення процесу пуску t_2 . Визначимо цю величину з умови, що на початку другого етапу пуску, коли $t=t_1$, а $T_1=T_m$. В результаті чого маємо:

$$t_2 = t_1 + 2 \frac{J_1 + J_2}{T_m - T_2} \omega_y. \quad (23)$$

Для приводного механізму молотильного барабана з параметрами: $J_1=31,5 \text{ кгм}^2$; $J_2=5,22 \text{ кгм}^2$; $T_m=304,5 \text{ Нм}$; $T_2=136,2 \text{ Нм}$; $C_{12}=6000 \text{ Нм/рад}$; $\omega_y=85,7 \text{ рад/с}$, з рівняння (11) чисельним методом визначимо параметр $\psi_1=1,5$, а за формулами (12) та (23) тривалості першого та другого етапів $t_1=0,27 \text{ с}$, $t_2=37,36 \text{ с}$.

За допомогою залежностей (9) та (22) побудовано графік зміни рушійного моменту впродовж всього періоду пуску (рис. 2), який забезпечує оптимальні режими руху на першому та другому етапах пуску, а також графіки зміни внутрішнього моменту в пружному елементі на двох стадіях пуску (рис. 3).

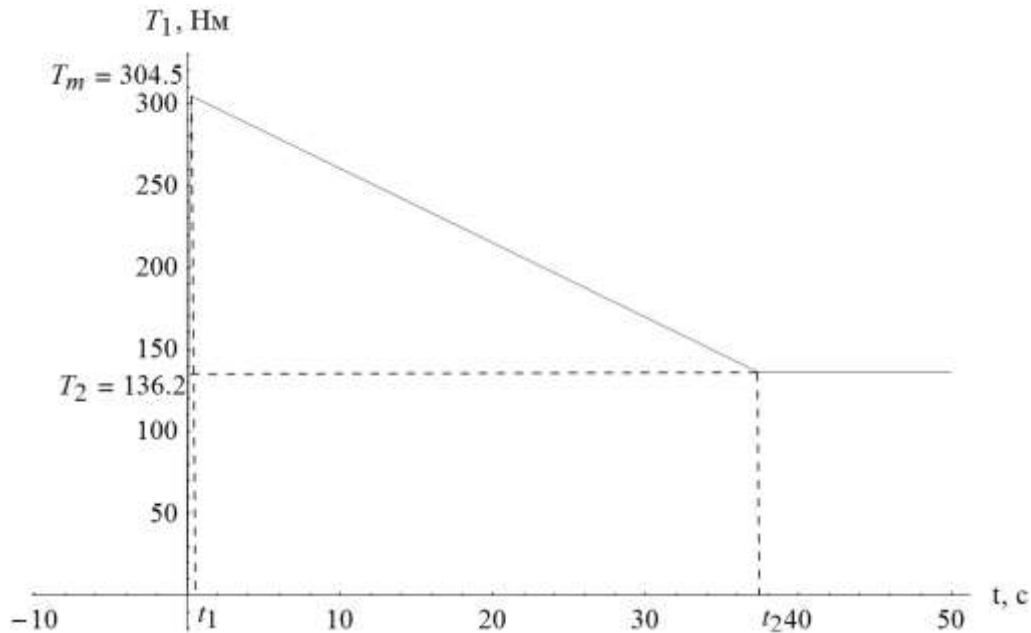


Рис. 2. Графік зміни рушійного моменту приводу. T_1 – рушійний момент приводу; T_m – максимальне значення рушійного моменту; T_2 – сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані; t_1 – тривалість першого етапу пуску; t_2 – тривалість другого етапу пуску.

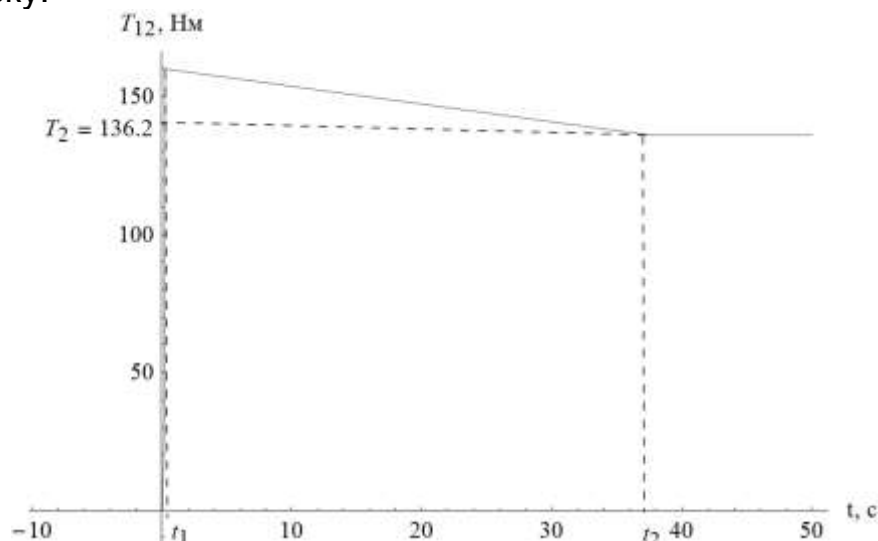


Рис. 3. Графік зміни внутрішнього моменту в пружному елементі T_{12} – внутрішній момент в пружному елементі; T_2 – сумарний момент сил статичного опору на молотильному барабані; t_1 – тривалість першого етапу пуску; t_2 – тривалість другого етапу пуску.

Аналіз наведених графіків показує, що в запропонованих оптимальних режимах руху на обох ділянках пуску відсутні коливальні процеси як рушійного моменту приводу (рис. 2), так і внутрішнього моменту в пружному елементі (рис. 3). Це дозволяє значно зменшити динамічні навантаження, як у приводному механізмі, так і у молотильному барабані в 1,9 рази в порівнянні з пуском молотильного барабана у звичайному режимі. І, як наслідок, приводить до підвищення продуктивності та якості обмолоту, а також надійності і довговічності приводного механізму.

Висновки

1. Отримано закон зміни рушійного моменту, а також закон зміни внутрішнього моменту в пружному елементі, які забезпечують на обох ділянках пуску відсутність коливань як рушійного моменту, так і внутрішнього моменту в пружному елементі.

2. Аналіз результатів на прикладі молотильного барабана комбайна КЗС-9 «Славутич» показав, що в запропонованих оптимальних режимах руху на обох ділянках пуску відсутні коливальні процеси рушійного моменту приводу і внутрішнього моменту в пружному елементі, що дозволяє у 1,9 раз зменшити динамічні навантаження.

3. Одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів молотильно-сепаруючого пристрою вибрати такі режими пуску приводу, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень, і, таким чином, підвищують надійність та довговічність роботи в цілому.

Список літератури

1. Алфerez С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алфerez // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С. 4.
2. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
3. Краснов М.А. Вариационное исчисление / Краснов М.А., Макаренко Г.И., Киселев А.И. – М.: Наука, 1973. – 191 с.
4. Липкович Э.И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов / Э.И. Липкович. – зерноград: Наука, 1973. – 166 с.
5. Грек А.И. Вопросы обмолота / А.И. Грек. – Владивосток: Мир, 1970. – 204 с.
6. Збігнев К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / К. Збігнев, З. Томаш // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 144, ч. 2. – С. 22–30.
7. Бойко А.І. Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 144, ч. 4. – С. 132–138.

Представлены результаты исследований по снижению динамических нагрузок в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна путем выбора оптимального режима движения на обоих этапах пуска. Определены наиболее благоприятные законы изменения движущего момента и внутреннего момента в упругом элементе привода, обеспечивающих отсутствие колебаний в элементах приводного механизма молотильного барабана в процессе пуска.

Привод, молотильный барабан, движущий момент, внутренний момент, оптимизация.

The results of research on reduction of dynamic loads in threshing drum drive of combine harvester by selecting optimal starting mode in both period of start-up are conducted. The most favorable laws of variation motive moment and internal moment in resilient member of driver, which are ensure lack of oscillation in drive member of mechanism in threshing drum during start-up.

Drive, threshing drum, motive moment, internal moment, optimization.

УДК 631.356.42

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОЧИСНИКА ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ

В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук

У статті наведено одержані результати експериментальних досліджень кількості пройдених коренеплодів до відминальних вальців через зазор між шнеком і робочою гілкою подавального транспортера комбінованого очисника вороху коренеплодів.

Очисник вороху коренеплодів, коренеплоди, шнек, відминальні вальці, діаметр, кутова швидкість обертання.

Постановка проблеми. Для забезпечення інтенсифікації технологічного процесу відокремлення вільних ґрунтових і рослинних домішок від коренеплодів кормових буряків, а також видалення залишків гички з головок коренеплодів методом відминання під час їх механізованого збирання на рівні винаходів

© В.В. Теслюк, 2014