



УДК 621.0 : 616.001.34

МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ ЦИФРОВОГО УПРАВЛІННЯ АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ АВТОМОБІЛЬНИХ КРАНІВ З АДАПТАЦІЄЮ ДО ЗОВНІШНЬОГО ЗБУРЕННЯ

Ловейкін В.С., д.т.н.,

Човнюк Ю.В., к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
(м. Київ),*

Діктерук М.Г., к.т.н.,

Почка К.І., к.т.н.

Київський національний університет будівництва і архітектури (м. Київ)

Тел.: 527-87-34; e-mail: nditt@mail.ru

Анотація – запропонований алгоритм цифрового управління активною підвіскою автомобільних кранів, яка адаптована до зовнішніх збурень. Отримані матричні рівняння стану та спостереження з використанням моделі твердого тіла щодо корпусу автокрана.

Ключові слова – мехатронні системи, цифрове управління, активна підвіска, автомобільні крани, адаптація, зовнішнє збурення.

Постановка проблеми. Ефективний розв'язок задачі гасіння вертикальних коливань підресореної маси транспортного засобу (автомобільного крану, зокрема) на частотах $0 \dots 10$ Гц, викликаних рухом по мікропрофілю дороги, а також задачі компенсації крену (наприклад, при повороті) можливий лише із застосуванням активної (керованої) підвіски. При цьому до складу підвіски входять, крім звичайних пасивних елементів (ресори, гідравлічні демпфери), виконавчі органи (як правило, гідроциліндри) й мехатронна система управління, котра здійснює зміну динамічних властивостей підвіски у залежності від зовнішніх впливів, отримуючи інформацію відповідних вимірювальних елементів (акселерометрів та датчиків відносного положення підресорених та непідресорених мас). Розвиток засобів обчислювальної техніки і, зокрема, мікропроцесорів, дозволяє шукати підходи до створення адаптивних систем (мехатронного типу) управління за допомо-

гою бортової цифрової обчислювальної машини (ЦОМ). У даній роботі викладена спроба створення алгоритму цифрового управління активною підвіскою з адаптацією до зовнішнього збурення.

Аналіз останніх досліджень. Використання принципів сучасної теорії автоматичного управління [1, 4, 6, 9] передбачає наявність динамічної моделі транспортного засобу (автокрана [8, 11]) з активною підвіскою у вигляді рівнянь стану і спостереження. Авторами були отримані матричні рівняння стану і спостереження з використанням моделі твердого тіла щодо корпусу автокрана [2].

Формулювання цілей статті. Створення алгоритму цифрового управління (мехатронного типу) активною підвіскою автокрана, що адаптована до зовнішнього впливу. Для досягнення вказаної мети роботи отримані матричні рівняння стану і спостереження, які дають змогу реалізувати принципи сучасної теорії автоматичного управління.

Основна частина. 1. Неперервна система: симетрична та косиметрична моделі. Внаслідок наявності у досліджуваній механічній системі площини симетрії окремо розглядалися дві моделі.

Симетрична модель (система 23-го порядку):

$$X_c = A_c \cdot X_c + B_c \cdot U_c + W_{1c}; \quad Y_c = C_c \cdot X_c; \quad (1)$$

косиметрична модель (система 19-го порядку):

$$X_k = A_k \cdot X_k + B_k \cdot U_k + W_{1k}; \quad Y_k = C_k \cdot X_k. \quad (2)$$

До рівнянь (1) та (2) слід додати два додаткових рівняння, які враховують попередню обробку сигналів з датчиків прискорення мехатронної системи:

$$Y_c = \begin{vmatrix} A_1 \\ 1/2 \cdot (A_2 + A_3) \end{vmatrix}; \quad (3)$$

$$Y_k = \frac{(A_2 - A_3)}{2 \cdot l}, \quad (4)$$

де l – довжина рами.

Тут A_1 – сигнал прискорення, який вимірюється у центрі рами над переднім мостом автокрана; A_2 та A_3 – сигнали прискорень, які вимірюються у кінцевих точках рами над заднім мостом. Рівняння (1)-(4) у сукупності описують повну динамічну модель двовісного транспортного засобу (автокрана) і є основою побудови дискретної (цифрової) мехатронної системи управління підвіскою. Вважаємо, що вхідне збурення представляє собою стаціонарний випадковий процес. У матричних рівняннях (1) та (2) коефіцієнти, що характеризують вхідні

збурення $C_1, C_0, d_3, d_2, d_1, d_0$ та α , постійні і рівняння (1) та (2) мають постійні матриці A, B, C .

Для керування за допомогою бортової ЦОМ необхідно перейти від неперервної системи (1)-(4) до дискретної [1] як для симетричної моделі, так і для кососиметричної.

Для зручності надамо змінним та коефіцієнтам рівнянь для неперервних систем індекс “ n ” і для дискретних – “ d ”. Зазначимо також, що для впливу на виконавчий орган (гідроциліндр), у розглядуваному випадку використовується неперервний сигнал U , що виробляється у цифро-аналоговому перетворювачі (ЦАП), який знаходиться між керуючим виходом бортової універсальної цифрової обчислювальної машини (УЦОМ) і виконавчим органом.

Припустимо, що у якості ЦАП застосовується найпростіший тип, що називається екстраполятором (фіксатором) нульового порядку [3], який підтримує рівень сигналу на виході постійним у інтервалі $t_i \leq t \leq t_{i+1}$, де $(t_{i+1} - t_i)$ – період квантування.

2. Перехід від неперервної системи до дискретної.

Отже, слід перейти від системи

$$X_n = A_n \cdot X_n + B_n \cdot U + W_n; \quad Y_n = C_n \cdot X_n$$

до дискретної системи:

$$X(i+1) = A_d \cdot X(i) + B_d \cdot U(i) + W_{d1}(i), \quad (5)$$

де $A_d = e^{A_n \cdot \Delta}$; $B_d = B_n \cdot \int_0^{\Delta} e^{A_n \cdot \tau} d\tau$; $W_{d1}(i) = \left(\int_0^{\Delta} e^{A_n \cdot \tau} d\tau \right) \cdot W_{n1}$; e^{Δ} – матричний експоненціал; $\Delta = (t_{i+1} - t_i)$ – інтервал квантування, для розглядуваного випадку $\Delta = const$.

$$e^{A_n} = I + A_n + \frac{1}{2!} \cdot A_n^2 + \frac{1}{3!} \cdot A_n^3, \quad (6)$$

де I – одинична квадратна матриця того ж порядку, що й A_n .

Для переходу від неперервної системи рівнянь спостереження до дискретної зазначимо, що:

- 1) моменти часу, у які змінюється величина вхідної змінної U , позначаються t_i ($i = 0, 1, 2$);
- 2) момент спостереження t'_i завжди передуює моменту управління t_{i+1} ;
- 3) різниця $t_{i+1} - t'_i$ зветься запізненням при обробці даних; за цей відрізок часу у системі управління необхідно визначити вхідну змінну $U(t_{i+1})$ на основі результатів процесу спостереження $Y(t'_i)$; $t'_i - t_i = \Delta'$.

Введемо у неперервні рівняння спостережуваної змінної з систем (1) та (2) додатковий член, який враховує можливі спотворення – “шум спостереження”, $W_{2H}(t'_i)$:

$$Y_H(t) = C_H \cdot X(t'_i) + W_{2H}(t'_i). \tag{7}$$

Припустимо, що вектор “шуму спостережень” $W_{2H}(t'_i)$ є білим шумом. Зрозуміло, що розмірність вектору W_{2H} у рівнянні для симетричної моделі 2, для кососиметричної – 1.

Дискретизована система може бути подана у вигляді:

$$Y_\partial(i) = C_\partial \cdot X(i) + E_\partial \cdot U(i) + W_{2\partial}(i), \tag{8}$$

де $C_\partial = C \cdot e^{A_H \cdot \Delta'}$; $E_\partial = C \cdot \left(\int_0^{\Delta'} e^{A_H \cdot \tau} d\tau \right)$; $W_{2\partial}(i) = C \cdot \left[\left(\int_0^{\Delta'} e^{A_H \cdot \tau} d\tau \right) \cdot W_1(\tau) d\tau \right] + W_2(t'_i)$.

3. Врахування запізнення у збуреннях.

Додатковою задачею, що виникає при вивченні розглядуваних динамічних систем, є врахування запізнення (чи випередження) у збуреннях, яке обумовлене повторенням дії збурення на передню та задню підвіски автокрану.

У неперервній системі мають місце скалярні збурення у вигляді білих шумів $W(t + \tau)$ для передньої підвіски та $W(t)$ – для задньої.

У дискретному рівнянні (5) вони трансформуються у дискретні процеси типу білого шуму. Прийmemo далі, що часове запізнення (випередження) кратне інтервалу дискретності, тобто $\tau = k \cdot \Delta$.

Тоді $W(t + \tau)$ трансформується у скалярний дискретний процес типу білого шуму $W_1(i)$, а $W(t)$ – у процес $W(i - k)$, який представляється у виді послідовності імпульсів. Вважаємо невідомими лише $W_1(i)$, а ряд значень $W_1(i - k)$, $W_1(i - k + 1)$, ..., $W_1(i - 1)$ заносимо у пам'ять ЦОМ, вважаючи, що вони відновлюються при спостереженнях, та їх приймаємо за додаткові координати стану [1, 4]. При цьому якщо вихідна система мала порядок n , тоді завдяки наведеному вище має місце розширення простору станів:

$$\begin{cases} X_{n+1}(i+1) = W_1(i - k + 1) ; \\ X_{n+2}(i+1) = W_1(i - k + 2) ; \\ \\ X_{n+k-1}(i+1) = W_1(i - 1) ; \\ X_{n+k}(i+1) = W_1(i) . \end{cases} \tag{9}$$

Координата $X_{n+1}(i) = W(i-k)$ ввійде у перші n рівнянь системи (5). Таким чином, простір станів буде мати порядок $(n+k)$ (завдяки доповненню системи рівнянь (5) системою (9)).

Остаточно маємо:

$$X(i+1) = A \cdot X(i) + B(i) + W_1(i) \tag{10}$$

та

$$Y(i) = C \cdot X(i) + E \cdot U(i) \cdot W_2(i). \tag{11}$$

У цих рівняннях враховується розширення простору станів, оскільки:

$$B^T = \begin{bmatrix} B_\Delta & 0 \\ (1 \times n) & (1 \times k) \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} C_\delta & 0 \\ (2 \times n) & (2 \times k) \end{bmatrix}; \quad E^T = \begin{bmatrix} E_\delta & 0 \\ (1 \times n) & (1 \times k) \end{bmatrix}^T.$$

Тут 0 – нульова матриця; T – символ транспонування.

4. Дискретний спостерігач у формі фільтра Калмана.

Згідно роботам [1, 5], використаємо для створення системи оптимального управління дискретний фільтр Колмана та дискретне оптимальне управління за вектором оцінок координат стану. Припускаючи, що $Y(i)$ з рівняння (11) є останнім доступним спостереженням для відновлення $X(i+1)$, до даної системи, що описується рівняннями (10) та (11), можна приєднати спостерігача виду:

$$X(i+1) = A \cdot X(i) + B(i) \cdot U(i) + K \cdot [Y(i) - E \cdot U(i) - C \cdot X(i)], \tag{12}$$

а управління за зворотними зв'язками здійснювати за вектором оцінок стану:

$$U(i) = -F \cdot X(i). \tag{13}$$

У рівняннях (10) та (11) K і F – невідомі постійні матриці коефіцієнтів підсилення; K – матриця порядку $(23+k) \times 2$ для симетричної моделі та $(19+k) \times 1$ для кососиметричної; F – матриця порядку $1 \times (23+k)$ для симетричної моделі та $1 \times (19+k)$ – для кососиметричної.

Структура мехатронної системи для автокрану зі спостерігачем дискретного типу (у формі фільтра Калмана) подана на рис. 1.

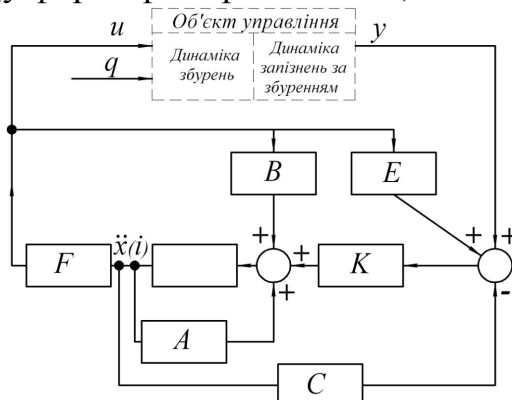


Рис. 1. Система цифрового управління автокрана.

Для визначення матриці K зробимо припущення, що рівняння спостережень дійсно відповідають рівнянням (8) та (11), і припустимо, що векторні процеси $W_1(i)$ та $W_2(i)$ некорельовані, а дисперсія породжуючого скалярного процесу $W(i)$ (породженого процесом $W(t)$), дорівнює одиниці. Оскільки цей процес є породжуючим усіх складових вектору $W_1(i)$, тоді можна визначити взаємні кореляції між окремими складовими вектора та побудувати всю постійну матрицю дисперсій V_1 процесу W_1 . Що стосується процесу $W_2(i)$, то для початку довільно приймаємо матрицю дисперсій рівною

$$V_2 = \begin{vmatrix} v_{21} & 0 \\ 0 & v_{22} \end{vmatrix} \tag{14}$$

для симетричної моделі та $V_2 = v_2$ для кососиметричної, тобто

$$V_2 = \begin{vmatrix} v_2 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}. \tag{15}$$

Матриця K визначається через допоміжну квадратну матрицю Q порядку $(n+k)$:

$$K = A \cdot Q \cdot C^T \cdot [V_2 + C \cdot Q \cdot C^T]^{-1}, \tag{16}$$

а матриця Q визначається з алгебраїчного дискретного матричного рівняння Ріккати оптимального спостереження [7]:

$$Q = A \cdot Q \cdot A^T - A \cdot Q \cdot C^T \cdot [C \cdot Q \cdot C^T + V_2]^{-1} \cdot Q \cdot A^T + V_1. \tag{17}$$

Для визначення матриці F запишемо вираз, який мінімізується оптимальним законом управління:

$$J = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot M \cdot \left\{ \sum_{i=i_0}^{i_0+N-1} [Z^T \cdot R_3 \cdot Z + U^T \cdot R_2 \cdot U] \right\}, \tag{18}$$

де M – математичне очікування; R_2 та R_3 – матриці вагових коефіцієнтів;

Z – вектор керованих змінних; $R_3 = \begin{vmatrix} r_{31} & 0 & 0 \\ 0 & r_{32} & 0 \\ 0 & 0 & r_{33} \end{vmatrix}$; $Z = D \cdot X$; $R_2 = r_2$ –

скалярний ваговий коефіцієнт.

Для симетричної моделі

$$D = 3 \times (23+k) \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \tag{19}$$

де C_2 – другий порядок матриці C для симетричної моделі.

Подібний вибір мінімізуючого виразу для симетричної моделі дозволяє мінімізувати середньоквадратичну величину прискорення на рамі автокрану за мінімального значення середньоквадратичного відносного переміщення підресореної та непідресореної мас задньої підвіски і мінімальної середньоквадратичної деформації шин задніх коліс, а також середньоквадратичне значення дискретної вхідної змінної U_{cd} .

Для кососиметричної моделі

$$D = 5 \times (19 + k) \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & C & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -l & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -l & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \quad (20)$$

де C – матриця спостережень для симетричної моделі, $1 \times (19 + k)$.

Подібний вибір мінімізуючого виразу для кососиметричної моделі дозволяє мінімізувати середньоквадратичне значення прискорення $\ddot{\theta}$, відносні переміщення у передній та задній підвісках і мінімальні середньоквадратичні деформації шин переднього та заднього коліс, а також середньоквадратичне значення дискретної вихідної змінної U_{kd} .

Матриця R_1 визначається через R_3 та D : $R_1 = D^T \cdot R_3 \cdot D$. Коефіцієнт підсилення F визначається через допоміжну матрицю P наступним чином [7]:

$$F = [R_2 + B^T \cdot (R_1 + P) \cdot B]^{-1} \cdot B^T \cdot (R_1 + P) \cdot A. \quad (21)$$

Допоміжна матриця P визначається з розв'язку дискретного алгебраїчного матричного рівняння Ріккаті для задачі оптимального управління:

$$P = R_1 + A^T \cdot [P^{-1} + B \cdot R_2^{-1} \cdot B^T]^{-1} \cdot A. \quad (22)$$

Схема обробки сигналів прискорень A_1 , A_2 і A_3 автокрану, необхідної для виділення симетричної та кососиметричної моделей і об'єднання їх у єдину модель за оптимального управління активною підвіскою автокрану, наведена на рис. 2.

На рис. 2 введені позначення: ЦАП – цифровий аналоговий перетворювач; ОУ – об'єкт управління; ФКСС – фільтр Калмана слідкуючої системи; АЦП – аналоговий цифровий перетворювач; ЛЦ – ліва цифра; ПЦ – права цифра (канал).

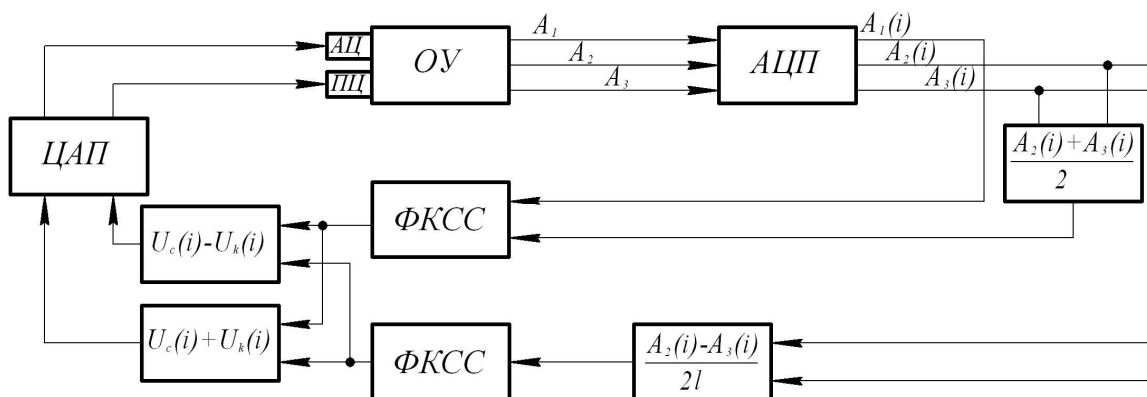


Рис. 2. Схема обробки сигналів прискорень (з акселерометрів A_1 , A_2 та A_3) автокрану.

Пояснимо за допомогою схеми на рис. 3 дію системи управління у реальному масштабі часу. З моменту t_i у системі діє постійний сигнал управління $u(i)$. У рівнянні (12) до моменту часу t'_i розраховуються складові правої частини, що використовують оцінки $x(i)$ та управління $u(i)$. У момент t' надходить інформація з датчиків $y(i)$, обробляється і в момент t'' розраховується оцінка $x(i+1)$, а у момент часу t_{i+1} визначається $u(i+1)$, й управління $u(i)$ змінюється, стаючи рівним $u(i+1)$.

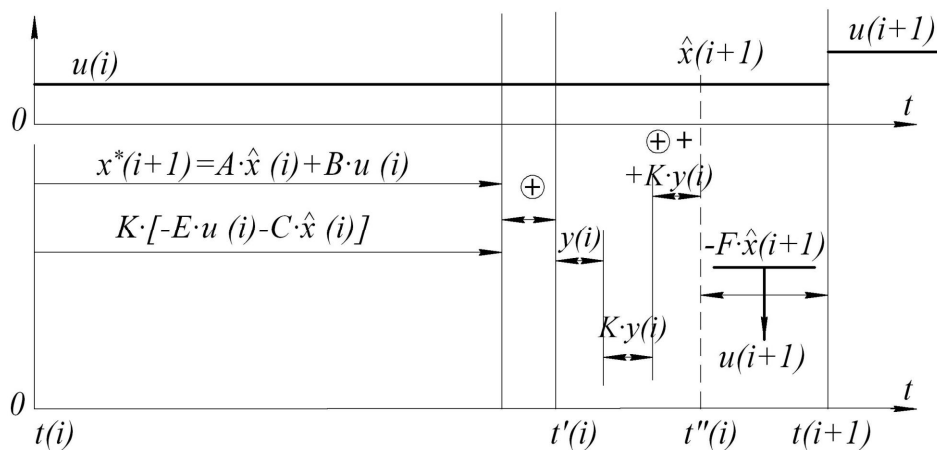


Рис. 3. Часова діаграма дії системи управління автокраном (мехатронного типу).

5. Адаптація до зовнішніх збурень.

На наступному етапі побудови оптимального управління знімемо припущення про стаціонарність вхідних впливів. Зазначимо, що питання про досконалість методів синтезу підвіски автокрану, яке засноване на припущенні про стаціонарність вхідних впливів, часто постає у дискусійному плані [7, 8]. Хоча методи синтезу підвісок автокранів,

засновані на припущенні про стаціонарність вхідних випадкових впливів, розроблені ще недостатньо для практичних застосувань, питання врахування нестаціонарності заслуговує уваги. Для автокранів нестаціонарність впливів пов'язана зі змінною у часі швидкістю руху, із залежністю реакції водія на виникаючу дорожню ситуацію, з рухом вповодж доріг з різним мікропрофілем.

Розвиток засобів керуючої обчислювальної техніки, зокрема міні-ЦОМ та мікропроцесорів, мехатроніки у цілому, дають можливість створювати алгоритми управління з адаптацією до зовнішніх збурень [9].

Розглянемо один із можливих підходів до розв'язку цієї задачі. У якості основного припущення вважатимемо, що структура спектральної щільності вхідного впливу S_{qq} не змінюється, а коефіцієнти C_1 , C_0 , d_3 , d_2 , d_1 , d_0 , а також v_{21} та v_{22} для симетричної моделі і V_2 – для косиметричної змінні.

Побудуємо діючий у реальному масштабі часу додатковий фільтр Калмана, котрий назвемо ФК2 на відміну від фільтру Калмана, працюючого у контурі управління (ФК1).

Структуру ФК2 подамо у вигляді:

$$\begin{cases} \tilde{X}(i+1) = \tilde{A} \cdot \tilde{X}(i) + \tilde{K} \cdot [Y(i) - C \cdot X(i)]; \\ Y(i) = \tilde{C} \cdot \tilde{X}(i) + W_2(i). \end{cases} \quad (23)$$

Тут

$$\tilde{X}(i) = \begin{bmatrix} X(i) \\ X(i) \end{bmatrix}; \quad \tilde{A} = \begin{bmatrix} A & -B \cdot F \\ K \cdot C & (A - K \cdot C - B \cdot F) \end{bmatrix}; \quad \tilde{C} = [C; 0], \quad (24)$$

де \tilde{C} – матриця, яка має вдвічі більше стовпчиків і ту ж кількість рядків, що й матриця C .

Таким чином ФК2 є спостерігачем для повної дискретної системи – об'єкт та ФК1, але при цьому він не використовується для керування у реальному часі, а тільки для виробітку оцінок координат стану. Розрахунок матриці \tilde{K} та допоміжної матриці \tilde{Q} здійснюється за рівняннями (16) та (17). Структура ФК2 подана на рис. 4.

Розглянемо далі алгоритм адаптації. Спочатку подамо дію алгоритму у часі (рис. 5). Зазначимо, що процес адаптації періодично повторюється. Припустимо, що до початку процесу ми маємо у ФК1 та ФК2 всі коефіцієнти: A , B , C , E , F , K та \tilde{K} . Далі послідовність обробки буде наступною:

а) заповнюються значення реалізацій процесу $y(i)$ у часі для N дискретних точок;

- б) підраховується середньоквадратичне значення різниці $Y(i) - \tilde{K} \cdot [\tilde{E} \cdot U(i) - \tilde{C} \cdot \tilde{X}(i)]$ та $M \{Y(i) - \tilde{K} \cdot [\tilde{E} \cdot U(i) - \tilde{C} \cdot \tilde{X}(i)]\}^2$;
- в) у ФК2 задаються нові значення $C_1, C_0, d_3, d_2, d_1, d_0, v_{21}, v_{22}$ та V_2 ;
- г) визначаються нові значення $\tilde{A}, \tilde{B}, \tilde{C}, \tilde{E}$ та \tilde{K} через рівняння (16) та (17) та встановлюються на ФК2;
- д) у процесі виконання пункту “г” запам’ятовуються N' нових значень $Y(i)$;
- е) повторюється розрахунок по пункту “б”;
- є) повторюється розрахунок по пунктах “в” та “г”;
- ж) для кососиметричної моделі знаходимо мінімальне значення M , а для симетричної обираємо точку з множини Парето [10]. Цей етап остаточно визначає нові значення A, B, C, E для ФК1 та ФК2.

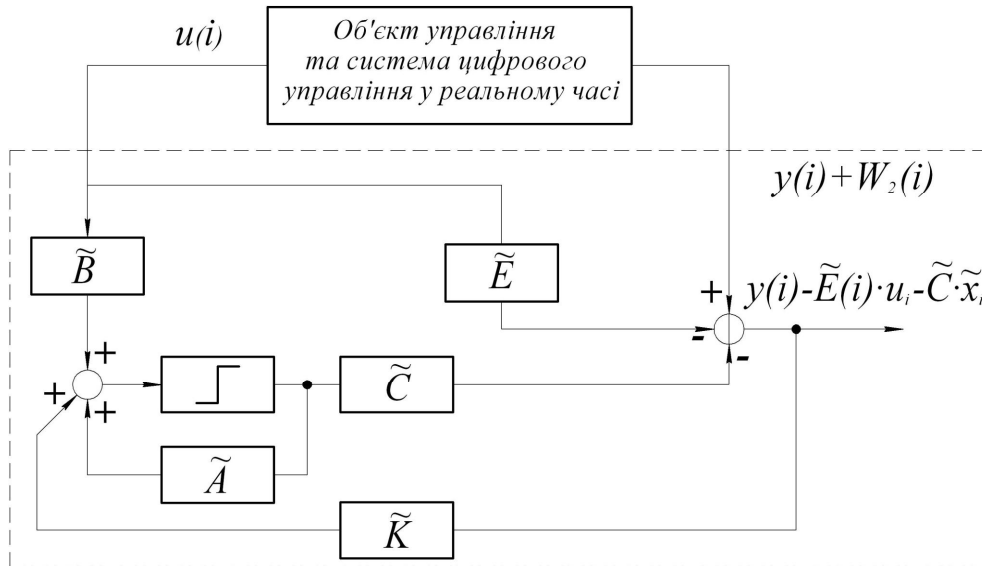


Рис. 4. Структура дискретного фільтра Калмана ФК2.

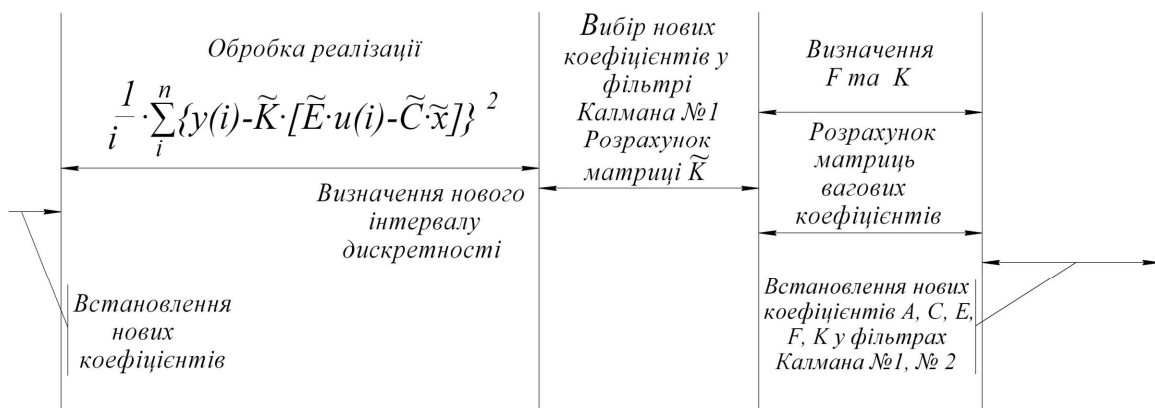


Рис. 5. Часова діаграма дії алгоритму адаптації.

Потім за рівняннями (16) та (17) розраховується нове значення K , варіюється значення R_3 та R_2 і з рівнянь (21) та (22) визначається F , причому обирається найбільш “вдале” значення F , виходячи з оцінок середньоквадратичних значень прискорень та відносних переміщень у симетричній та кососиметричній моделях за даними оптимальної реалізації $Y(i)$. Цей етап вимагає більш ретельної розробки. Далі описаний вище процес повторюється.

Висновки.

1. Створений алгоритм цифрового управління активною підвіскою автокрану із використанням мехатронних систем, який адаптований до зовнішнього збурення.

2. Наведені система цифрового управління, схема обробки сигналів прискорень з акселерометрів, часова діаграма дії системи управління, структура дискретних фільтрів Калмана та часова діаграма дії алгоритму адаптації.

3. Запропоновані у роботі підходи можуть бути у подальшому використані для вдосконалення існуючих мехатронних систем управління рухом автомобільних кранів.

Література

1. *Квакернаак Х.* Линейные оптимальные системы управления. / *Х. Квакернаак, Р. Сиван.* – М.: Мир, 1977. – 650 с.
2. *Ротенберг Р.В.* Подвеска автомобиля. / *Р.В. Ротенберг.* – М.: Машиностроение, 1972. – 382 с.
3. *Бесекерский В.А.* Цифровые автоматические системы. / *В.А. Бесекерский.* – М.: Наука, 1976. – 576 с.
4. *Спиди К.* Теория управления. / *Спиди К., Браун Р., Гудвин Дж.* – М.: Мир, 1973. – 248 с.
5. *Браммер К.* Фильтр Калмана-Бьюси. / *К. Браммер, Г. Зиффлинг.* – М.: Наука, 1982. – 200 с.
6. *Сейдж Э.П.* Оптимальное управление системами. / *Э.П. Сейдж, Ч.С.Ш. Уайт.* – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с.
7. *Гришкевич А.И.* Применение ЭВМ при конструировании и расчёте автомобиля. / *А.И. Гришкевич.* – Минск: Высш. школа, 1978. – 263 с.
8. *Останин А.Н.* Принципы, теоретические и прикладные основы управления колебаниями многоопорных машин. / *А.Н. Останин.* – Автореферат дис. ... д-ра техн. наук. – Минск: БПИ, 1982. – 24 с.
9. *Саридис Дж.* Самоорганизующиеся стохастические системы управления. / *Дж. Саридис.* – М.: Наука, 1980. – 310 с.

10. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников.* – М.: Наука, 1981. – 110 с.
11. *Пенчук В.А.* Основы механизации малообъёмных и рассредоточенных строительных и коммунальных работ. / *Пенчук В.А., Даценко В.М., Пенчук В.В.* – Донецк: изд-во “Ноулидж” (Донецкое отделение), 2011. – 257 с.

МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ ЦИФРОВОГО УПРАВЛЕНИЯ АКТИВНОЙ ПОДВЕСКОЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КРАНОВ С АДАПТАЦИЕЙ К ВНЕШНЕМУ ВОЗМУЩЕНИЮ

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Диктерук М.Г., Почка К.И.

Аннотация – предложен алгоритм цифрового управления активной подвеской автомобильных кранов, которая адаптирована ко внешним возмущениям. Получены матричные уравнения состояния и наблюдения с использованием модели твёрдого тела относительно корпуса автокрана.

DIGITAL CONTROL MECHATRONIC SYSTEMS OVER AUTOMOBILE CRANES' ACTIVE SUSPENSION WITH ADAPTATION TO EXTERNAL DISTURBANCE

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, M. Dykteruk, K. Pochka

Summary

The algorithm on digital control over active suspension of the automobile cranes which is adapted to external disturbances has been proposed. Matrix equations of state and supervision with the solid body model usage as to the automobile crane's body have been obtained.



УДК 631.37

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ПОВОРОТКОСТІ ДВОМАШИННОГО МТА

Масалабов В.М., інженер,
СВК «Дружба», Мелітопольський р-н, Запорізька обл.
Надикто В.Т., д.т.н., член-кореспондент НААН України,
Таврійський державний агротехнологічний університет,
Тел. (0619) 42-06-94, e-mail: imesh@zp.ukrtel.net

Анотація – здійснено теоретичний аналіз впливу конструктивних параметрів двомашинної напівнавісної зчіпки на поворотність посівного машинно-тракторного агрегату.

Ключові слова – зчіпка, подовжувач, поворотність, радіус повороту, центр повороту, кривизна.

Постановка мети. Статичну поворотність двомашинного посівного МТА розглянуто в роботі [1]. На основі проведених досліджень в ній викладено результати обґрунтування параметрів приєднання двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6 до трактора за допомогою нової напівнавісної зчіпки. В першу чергу увага приділялась обґрунтуванню довжини її подовжувача.

Метою даної роботи є здійснення наступного кроку - дослідження динамічної поворотності посівного машинно-тракторного агрегату.

Методика. Для роботи з двома вказаними сівалками достатньо трактора, який має лише задній ведучий міст. Створюваного ним тягового зусилля вистачає для здійснення як маневрування на поворотній смузі, так і виконання робочого руху посівного МТА. Тим більше, що під час його холостого ходу (тобто повороту) тяговий опір сівалок визначається лише опором їх перекокування.

При повороті на розглядуваний машинно-тракторний агрегат діє низка відповідних сил. В першу чергу, це рушійна сила задніх (F_a) і сила опору коченню передніх (P_{fa}) коліс трактора (рис.1). Прикладені вони в точках А і В, які представляють середини відповідних мостів. Для здійснення подальших кроків саме в цих точках доцільно розмістити розділену на дві частини масу трактора. Причому, масу, яка зосереджена в середині заднього моста, збільшимо на масу жорстко (в горизонтальній площині) навішеної зчіпки. Масою її подовжувача (l_y) можна знехтувати.

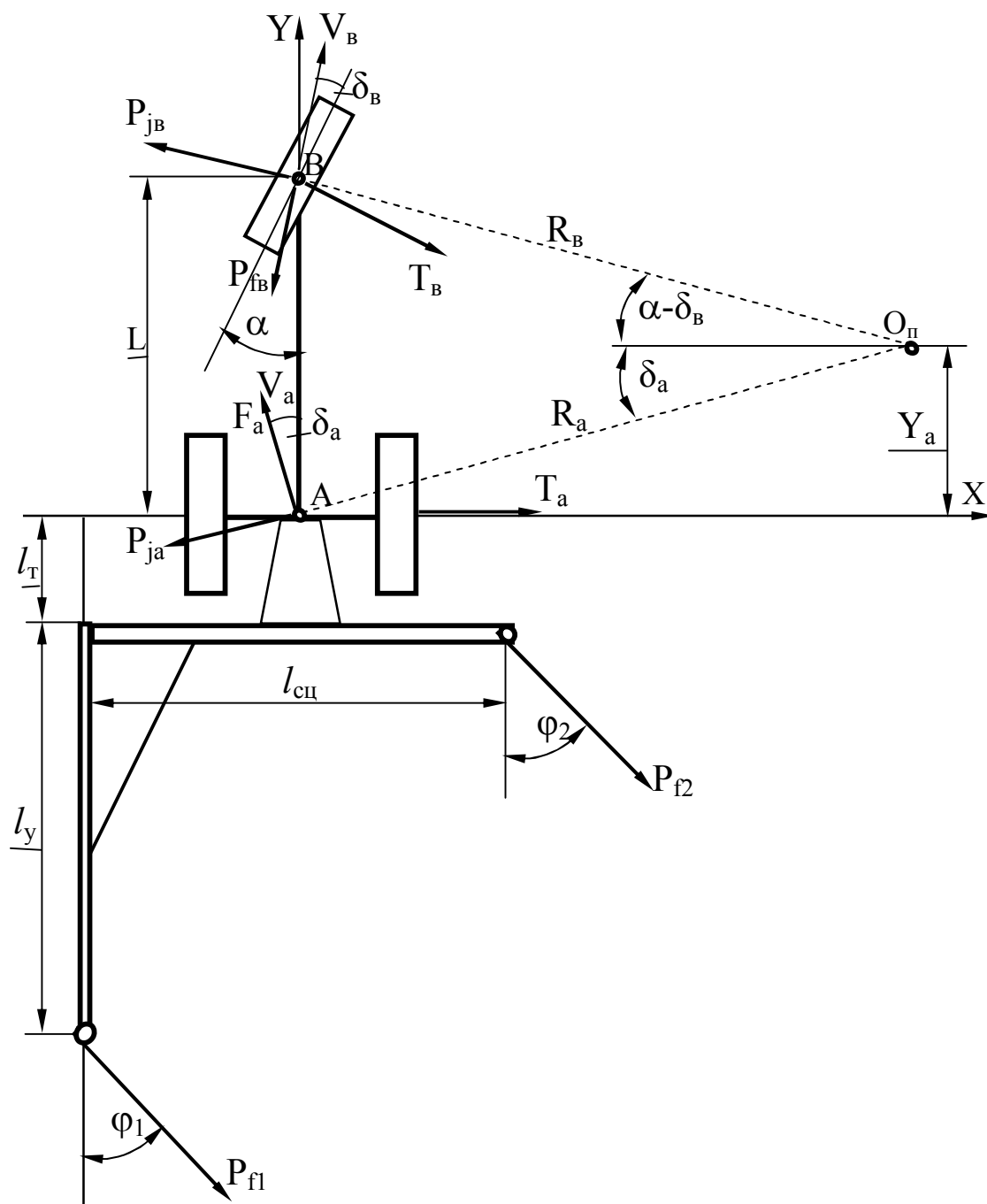


Рис.1. Схема динамічного повороту двомашинного МТА.

З урахуванням вищевикладеного, в точках А і В зосередимо відцентрові сили інерції P_{ja} і P_{jb} та бокові сили T_a і T_b . Причому, якщо перші направлені вдовж радіусів O_pA і O_pB , то другі – перпендикулярно площинам коліс відповідних мостів трактора.

При здійсненні руху на поворотній смузі вплив технологічної частини агрегату на трактор зі зчіпкою представлений силами опору кочення причіпних сівалок P_{f1} і P_{f2} (див. рис.1).

Під впливом зовнішніх сил колеса трактора перекочуються з уводом шин, кути яких для передньої осі – δ_b , а для задньої – δ_a . Із-за прояву явища уводу шин миттєвий центр повороту машинно - тракторного агрегату зміщується у поздовжньому напрямку на величину Y_a (див. рис.1).

Знаючи зовнішні сили, що діють на МТА, нам необхідно визначити два невідомі параметри: радіус повороту R_a і зміщення його центру - Y_a . Для розв'язання цієї задачі достатньо мати систему із двох незалежних рівнянь. Ними можуть бути сума проєкцій всіх сил на вісь AY (див. рис.1) та сума створюваних цими силами моментів відносно т.А. Тобто

$$\left. \begin{aligned} \sum AY &= 0; \\ \sum M(A) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Складемо обидва рівняння системи (1). З урахуванням мализни кутів δ_a і δ_b вони є такими:

$$\left. \begin{aligned} 1) P_{j_b} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_b) - P_{f_b} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_b) - T_b \cdot \sin\alpha + F_a - \\ - P_{j_a} \cdot \delta_a - P_{f_2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f_1} \cdot \cos\varphi_1 = 0. \\ 2) T_b \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{j_b} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_b) \cdot L - P_{f_b} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_b) \cdot L + \\ + P_{f_2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{c1}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_T) - P_{f_1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_T + \cos\varphi_1 \cdot l_{c1}/2) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Бокові сили в системі рівнянь (2) можна виразити так:

$$\left. \begin{aligned} T_a &= k_a \cdot \delta_a; \\ T_b &= k_b \cdot \delta_b; \end{aligned} \right\}$$

де k_a і k_b – коефіцієнти опору уводу шин задніх і передніх коліс трактора. Вказані коефіцієнти пропонується визначати із формул, запропонованих Р.Смілеєм і В.Горном [2].

Для визначення кутів уводу шин трактора звернемося до рис.1. Із його аналізу випливає, що

$$\sin\delta_a = Y_a/R_a.$$

Умовимося величину $1/R_a$ називати кривизною і позначимо її символом **K**. Тоді з урахуванням цього та мализни кута δ_a остаточно отримуємо:

$$\sin\delta_a \approx \delta_a = Y_a \cdot K. \quad (3)$$

Кут уводу шин задніх коліс трактора можна знайти із наступної залежності:

$$\text{tg}(\alpha - \delta_b) = (L - Y_a)/R_a \cdot \cos\delta_a.$$

Враховуючи мализну кута уводу δ_b , а також те, що [3]:

$$\text{tg}(\alpha - \delta_b) = \frac{\text{tg}\alpha - \text{tg}\delta_b}{1 + \text{tg}\alpha \cdot \text{tg}\delta_b},$$

остаточно отримуємо:

$$\delta_b = \frac{\text{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K}{1 + \text{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K}$$

Тепер знайдемо відцентрові сили інерції. Формули для їх розрахунку мають наступний вид:

$$\begin{aligned} P_{ja} &= M_a \cdot V_a \cdot \omega_a; \\ P_{jb} &= M_b \cdot V_b \cdot \omega_b, \end{aligned}$$

де M_a, M_b – маси трактора, які припадають на його задній і передній мости відповідно;

V_a, V_b – лінійні швидкості середин мостів трактора;

ω_a, ω_b – абсолютні кутові швидкості середин мостів трактора.

Під час здійснення повороту машинно-тракторного агрегату на основі відносно такого короткобазового енергетичного засобу, яким є універсально - просапний трактор тягового класу 1,4, різницею між лінійними швидкостями середин його мостів можна зневажити і вважати, що

$$V_a \approx V_b \approx V_{\pi},$$

де V_{π} – швидкість руху МТА на поворотній смузі.

З урахуванням цього маємо:

$$\begin{aligned} P_{ja} &= M_a \cdot V_{\pi} \cdot \omega_a; \\ P_{jb} &= M_b \cdot V_{\pi} \cdot \omega_b. \end{aligned}$$

Кутові швидкості повороту середин мостів трактора можна знайти із таких міркувань. Точка А, наприклад, обертається за одиницю стрілкою відносно центру повороту агрегату O_{π} зі швидкістю V_a/R_a (див. рис.1). Одночасно з цим воєна у зворотному напрямку повертається на кут уводу δ_a зі швидкістю $\dot{\delta}_a$. В результаті маємо:

$$\omega_a = V_a/R_a - \dot{\delta}_a = V_{\pi} \cdot K - \dot{\delta}_a.$$

Після визначення похідної з урахуванням (3) в кінцевому рахунку отримаємо:

$$P_{ja} = M_a \cdot V_{\pi} \cdot (V_{\pi} \cdot K - \dot{Y}_a \cdot K - Y_a \cdot \dot{K}).$$

Для точки В аналогічно знаходимо:

$$\omega_b = V_{\pi} \cdot K - \dot{\delta}_b.$$

Похідна кута повороту середини передньої осі трактора має де-що складніший вигляд і є такою:

$$\dot{\delta}_b = \frac{[\dot{Y}_a \cdot K + Y_a \cdot \dot{K} - L \cdot \dot{K}] \cdot [1 + \text{tg}^2 \alpha]}{[1 + \text{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2}$$

Відцентрова сила інерції при цьому має наступний вигляд:

$$P_{jb} = M_b \cdot V_{\pi} \cdot \{V_{\pi} \cdot K - [\dot{Y}_a \cdot K + \dot{K} (Y_a - L)] \cdot [1 + \text{tg}^2 \alpha] / [1 + \text{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]^2\}$$

Знаючи кути уводу, бокові сили, які діють на трактор, тепер можна записати таким чином:

$$\begin{aligned} T_a &= k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ T_b &= k_b \cdot [\text{tg} \alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \text{tg} \alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]. \end{aligned}$$

За умови наявності уводу шин коліс трактора формули для розрахунку кутів повороту сівалок матимуть інший вид. З метою їх визначення спочатку розглянемо трикутник $O_{\pi} O^1 Y_1$ (рис.2).

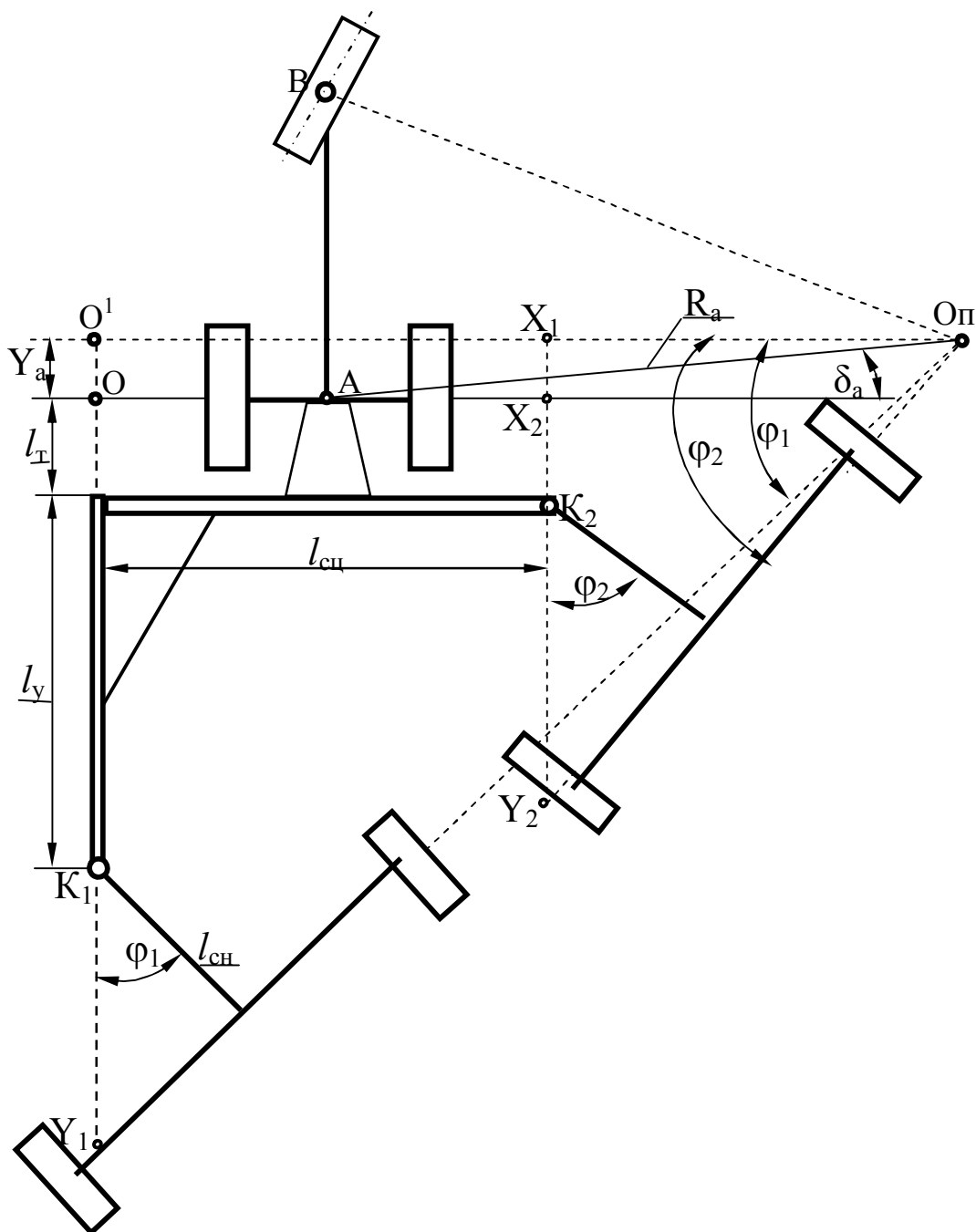


Рис.2. Схема для визначення кутів повороту сівалок φ_1 і φ_2 .

Із нього випливає, що

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = O_{\text{п}}O^1/O_1Y_1$$

В свою чергу:

$$O_{\text{п}}O^1 = R_a \cdot \cos\delta_a + AO = R_a \cdot \cos\delta_a + l_{\text{cu}}/2 = R_a + l_{\text{cu}}/2;$$

$$O_1Y_1 = Y_a + l_{\text{т}} + l_{\text{y}} + K_1Y_1 = Y_a + l_{\text{т}} + l_{\text{y}} + (l_{\text{ch}}/\cos\varphi_1).$$

Звідси, з урахуванням того, що $1/R_a = K$, маємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{K \cdot [Y_a + l_{\text{т}} + l_{\text{y}} + (l_{\text{ch}}/\cos\varphi_1)]}{1 + (l_{\text{cu}}/2) \cdot K}.$$

Для знаходження другого кута розглянемо трикутник $O_{п}X_1Y_2$. Міркуючи аналогічно, із його аналізу остаточно маємо:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{K \cdot [Y_a + l_T + (l_{сц}/\cos\varphi_2)]}{1 - (l_{сц}/2) \cdot K}$$

В кінцевому рахунку математичну модель повороту розглядуваного двомашинного МТА можна записати у вигляді наступної системи двох диференціальних (основних) і восьми алгебраїчних рівнянь:

$$(4) \left\{ \begin{array}{l} 1) P_{jв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) - P_{fв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) - T_B \cdot \sin\alpha + F_a - P_{ja} \cdot \delta_a - \\ - P_{f2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos\varphi_1 = 0; \\ 2) T_B \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{jв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_B) \cdot L - P_{fв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_B) \cdot L + \\ + P_{f2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{сц}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_T) - P_{f1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_T + \cos\varphi_1 \cdot l_{сц}/2) = 0; \\ 3) P_{ja} = M_a \cdot V_{п} \cdot (V_{п} \cdot K - \dot{Y}_a \cdot K - Y_a \cdot \dot{K}); \\ 4) P_{jв} = M_B \cdot V_{п} \cdot \{V_{п} \cdot K - [\dot{Y}_a \cdot K + \dot{K} \cdot (Y_a - L)] \cdot [1 + \operatorname{tg}^2\alpha] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]\}^2; \\ 5) T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) T_B = k_B \cdot [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) \operatorname{tg}\varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_T + l_y + (l_{сц}/\cos\varphi_1)] / [1 + (l_{сц}/2) \cdot K]; \\ 8) \operatorname{tg}\varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_T + (l_{сц}/\cos\varphi_2)] / [1 - (l_{сц}/2) \cdot K]; \\ 9) \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) \delta_B = [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K] \end{array} \right.$$

У отриманій моделі (4) невідомими виступають два параметри:

- 1) кривизна траєкторії руху $K=1/R_a$;
- 2) координата зміщення центру повороту Y_a .

Вхідним параметром, який задають динаміку руху дослідного машинно-тракторного агрегату, є:

- кут повороту керованих коліс трактора α ;
- швидкість руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$.

У якості перемінного параметру математичної моделі, вибір якого потребує обґрунтування, виступає довжина подовжувача зчіпки l_y .

Силу опору коченню переднього мосту трактора $P_{fв}$ знаходимо із наступного загальновідомого виразу:

$$P_{fв} = M_B \cdot g \cdot f_k,$$

де f_k – коефіцієнт опору кочення; g – прискорення вільного падіння.

Робота досліджуваного нами МТА здійснюється на полі, підготовленому до сівби. Для цього фону $f_k = 0,16$.

Експлуатаційна вага трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80, наприклад), становить 3300 кг. Із них приблизно 40%, тобто 1320 кг припадає на передній міст.

З урахуванням цього маємо:

$$P_{fв} = 1320 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2070 \text{ Н.}$$

Тяговий опір сівалок типу СЗ-3,6 на поворотній смузі практично однаковий і становить:

$$P_{f1} = P_{f2} = M_c \cdot g \cdot f_k,$$

де M_c – експлуатаційна маса сівалки. У повністю заправленому стані вона складає 1580 кг. В результаті отримуємо:

$$P_{f1} = P_{f2} = 1580 \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 2480 \text{ Н.}$$

Сила тяги задніх коліс трактора (F_a) з достатньою для практики точністю може бути знайдена із наступної залежності:

$$F_a = P_{fb} + P_{f1} + P_{f2} = 2072 + 2 \cdot 2480 = 7030 \text{ Н.}$$

Швидкістю руху посівного агрегату на поворотній смузі будемо варіювати від 1 до 3 м/с з інтервалом через кожний 1 м/с.

Що стосується кута повороту керованих коліс трактора, тобто керуючого впливу, то його значину будемо змінювати в діапазоні 0,02...0,50 рад. з інтервалом 0,06 рад.

Для усталеного повороту, коли $\dot{Y}_a = \dot{K} = 0$, систему рівнянь (4) можна записати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} 1) & P_{jв} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_b) - P_{fb} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_b) - T_b \cdot \sin\alpha + F_a - \\ & - P_{ja} \cdot \delta_a - P_{f2} \cdot \cos\varphi_2 - P_{f1} \cdot \cos\varphi_1 = 0; \\ 2) & T_b \cdot \cos\alpha \cdot L - P_{jв} \cdot (\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \delta_b) \cdot L - P_{fb} \cdot (\sin\alpha - \cos\alpha \cdot \delta_b) \cdot L + \\ & + P_{f2} \cdot (\cos\varphi_2 \cdot l_{ch}/2 - \sin\varphi_2 \cdot l_T) - P_{f1} \cdot (\sin\varphi_1 \cdot l_T + \cos\varphi_1 \cdot l_{ch}/2) = 0; \\ 3) & P_{ja} = M_a \cdot V_n^2 \cdot K; \\ 4) & P_{jв} = M_b \cdot V_n^2 \cdot K; \\ 5) & T_a = k_a \cdot Y_a \cdot K; \\ 6) & T_b = k_b \cdot [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K]; \\ 7) & \operatorname{tg}\varphi_1 = K \cdot [Y_a + l_T + l_y + (l_{ch}/\cos\varphi_1)] / [1 + (l_{ch}/2) \cdot K]; \\ 8) & \operatorname{tg}\varphi_2 = K \cdot [Y_a + l_T + (l_{ch}/\cos\varphi_2)] / [1 - (l_{ch}/2) \cdot K]; \\ 9) & \delta_a = Y_a \cdot K; \\ 10) & \delta_b = [\operatorname{tg}\alpha - (L - Y_a) \cdot K] / [1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot (L - Y_a) \cdot K] \end{aligned} \right\} (5)$$

Результати і їх аналіз. Розв’язок системи рівнянь (5) в середовищі Mathcad дозволив отримати наступні результати. В першу чергу було встановлено вплив довжини подовжувача зчипки l_y на поздовжню координату зміщення центру повороту (Y_a) і радіус маневру агрегату ($R_a = 1/K$). Як виявилось, збільшення довжини подовжувача зчипки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно - тракторного агрегату. Теоретично він зростає (рис.3), але при максимальній значині керуючого впливу (кута α) різниця між значинами цього параметра при мінімальному (2,5 м) і максимальному (3,5 м) рівнях величини l_y не перевищує 0,5 м (менше 10%).

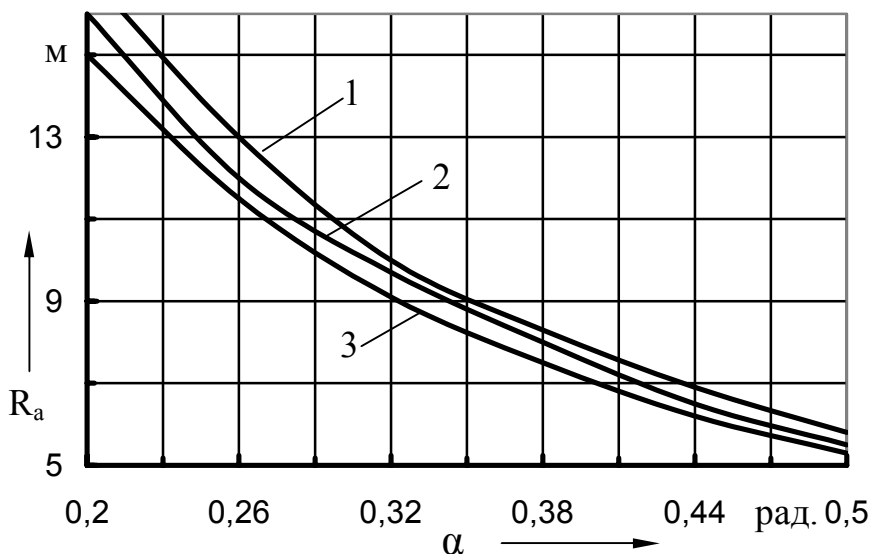


Рис.3. Залежність радіусу повороту МТА від керуючого впливу при різних значинах довжини подовжувача зчіпки l_y : 1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м.

Крім радіусу повороту, зі збільшенням значини керуючого впливу зменшується величина поздовжньої координати його центру - Y_a . Проте, остання залишається при цьому постійно від'ємною і її абсолютна значина тим більша, чим більшою є довжина подовжувача зчіпки l_y (рис.4).

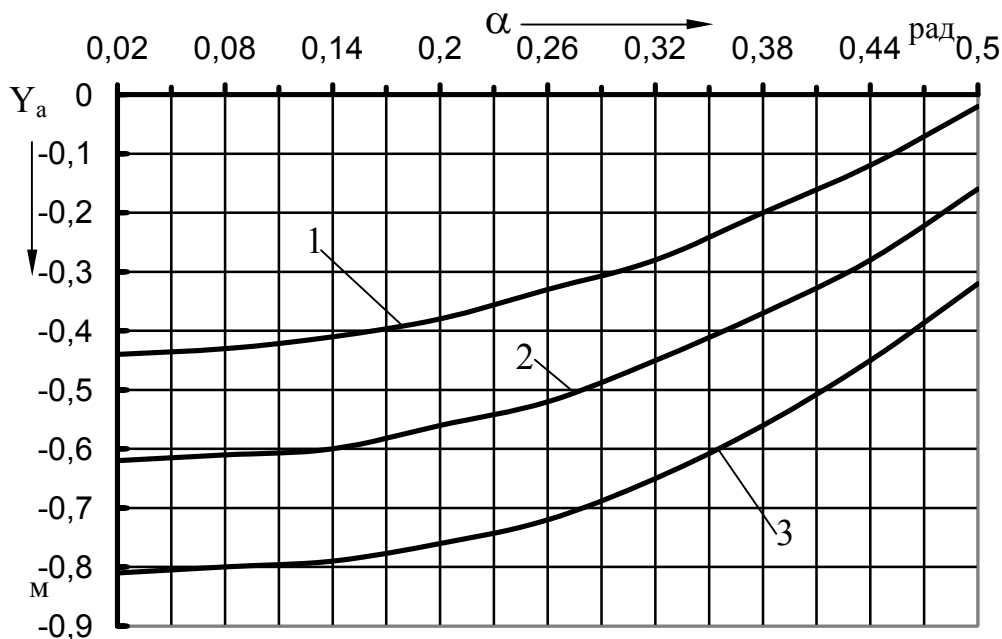


Рис.4. Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах довжини подовжувача зчіпки l_y : 1 – 2,5 м; 2 – 3,0 м; 3 – 3,5 м.

Слід підкреслити, що отримана залежність між ϵl_y і Y_a є майже постійною в усьому діапазоні зміни кута повороту керованих коліс трактора.

Як показує теоретичний аналіз, від’ємна значина параметра Y_a обумовлена напрямом кута уводу шин задніх коліс енергетичного засобу (δ_a). В даному випадку він протилежний тому, що зображений на рис.1. Причому, його значина при збільшенні довжини подовжувача зчїпки до 3,0 м в якісному і кількісному представленнях змінюється мало. Помітно зростає вона лише після збільшення параметра l_y до 3,5 м (крива 6, рис.5).

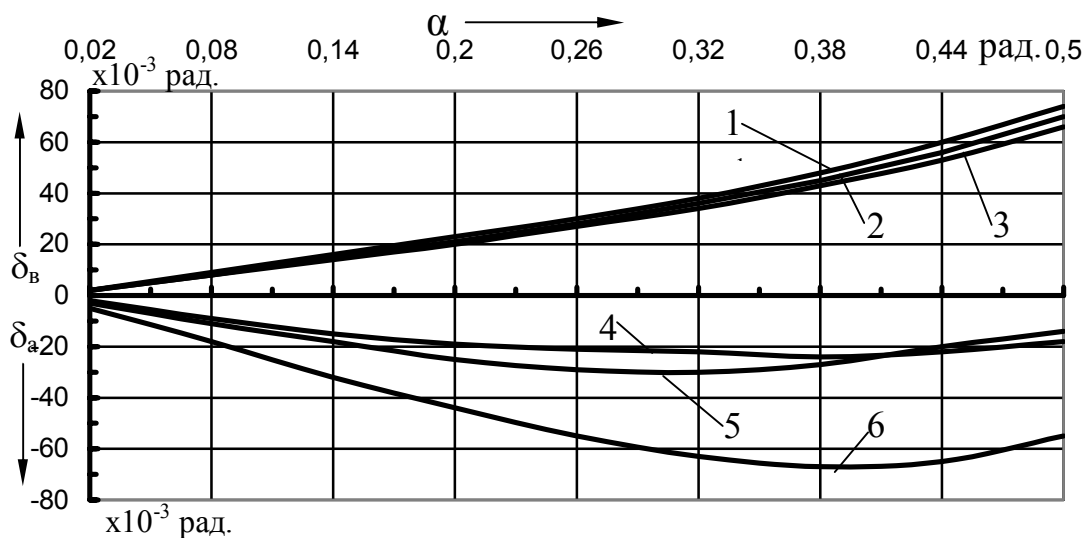


Рис.5. Залежність кутів уводу шин передніх (1-3) і задніх (4-6) коліс трактора від керуючого впливу при різних значинах довжини подовжувача зчїпки l_y : 1,4 – 2,5 м; 2,5 – 3,0 м; 3,6 – 3,5 м.

Водночас, кут уводу шин передніх рушіїв трактора (δ_v) постійно має позитивну значину і в усьому діапазоні зміни керуючого впливу практично інваріантний по відношенню до довжини подовжувача зчїпки (криві 1-3, рис.5). Його максимальна значина, як і кута δ_a , не перевищує 70×10^{-3} рад. (тобто 4°).

Результати моделювання показують, що зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту машинно - тракторного агрегату змінюється мало (рис.6). В цілому ж цей процес має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості агрегату, більшій за 2,0 м/с.

Отриманий результат вимагає пояснення, оскільки найчастіше збільшення швидкості руху МТА приводить до збільшення радіусу його повороту. В нашому випадку такий характер залежності $R_a = f(V_p)$ обумовлений зменшенням абсолютної значини від’ємної координати зміщення центру повороту машинно-тракторного агрегату Y_a при поступовому зростанні V_p .

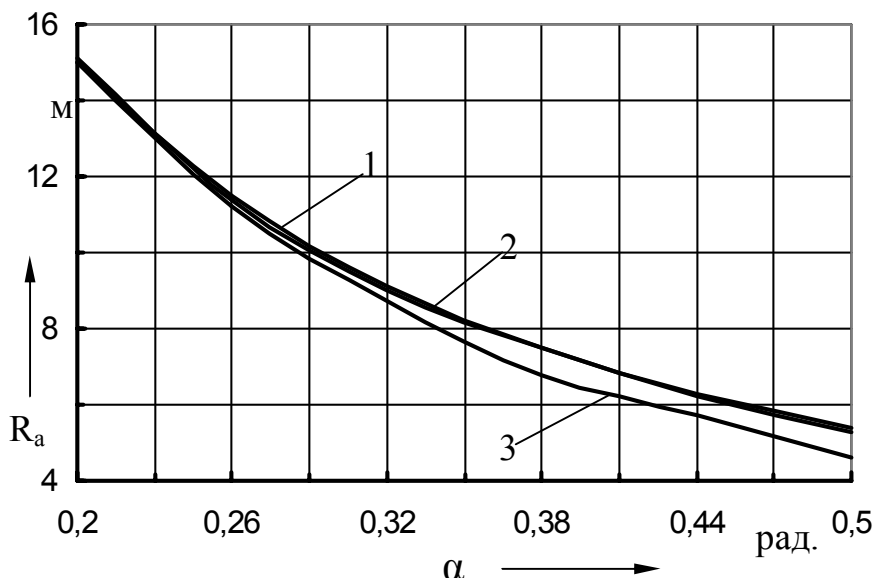


Рис.6. Залежність радіусу повороту МТА від швидкості його руху на поворотній смузі $V_{п}$: 1- 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3 м/с.

Коли ж швидкість руху агрегату на поворотній смузі становить 3,0 м/с, а керуючий вплив більший за 0,32 рад., вказана координата приймає позитивну значину (крива 3, рис.7).

І хоча при подальшому збільшенні керуючого впливу від 0,32 до 0,50 рад. значина Y_a зростає, радіус повороту машинно-тракторного агрегату замість логічного (на перший погляд) збільшення в дійсності продовжує поступово зменшуватися (крива 3, рис.6).

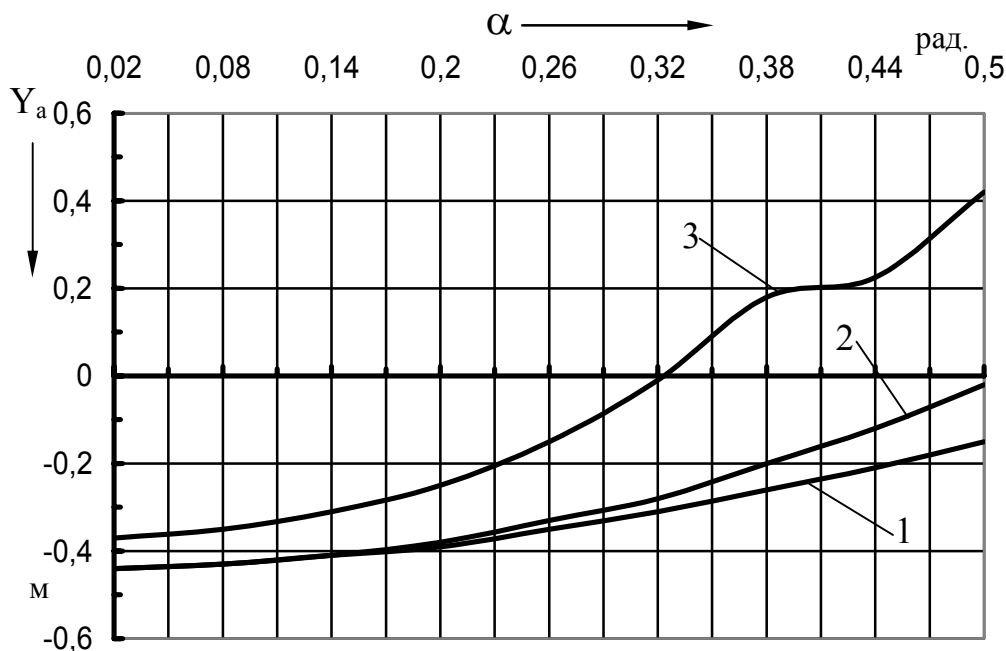


Рис.7. Залежність координати Y_a від кута повороту керованих коліс трактора при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$: 1 – 1,0 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 3,0 м/с.

В основі пояснення цього факту лежить динаміка зміни кутів уводу шин передніх (δ_b) і задніх (δ_a) шин трактора. Справа в тому, що при рухові МТА на поворотній смузі зі швидкістю 3,0 м/с і керуючому впливі більшому за 0,32 рад. кут уводу шин задніх рушіїв енергетичного засобу δ_a змінює напрямок на протилежний (позитивний). При $\alpha = 0,5$ рад. його значина взагалі зростає до 0,09 рад., що майже дорівнює значині кута уводу шин передніх рушіїв енергетичного засобу (криві 6 і 3, рис.8).

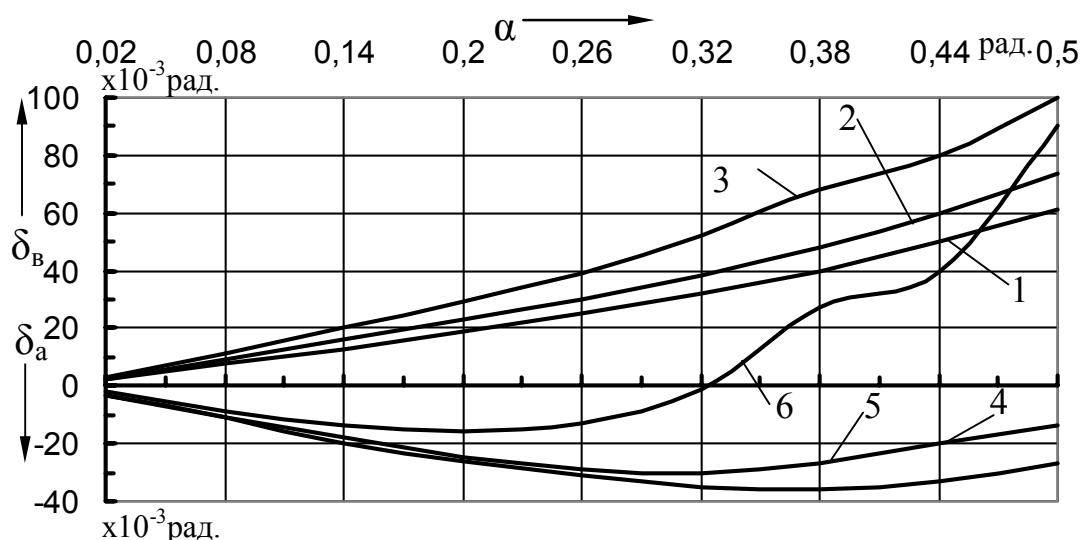


Рис.8. Залежність кутів уводу передніх (1-3) і задніх (4-6) рушіїв трактора від керуючого впливу при різних значинах швидкості руху МТА на поворотній смузі $V_{п}$: 1,4 – 1,0 м/с; 2,5 – 2,0 м/с; 3,6 – 3,0 м/с

Водночас, інтенсивність зростання кутів δ_b і δ_a в діапазоні зміни керуючого впливу $\alpha = 0,32 \dots 0,50$ рад. – різна: а саме, у першого вона вища, ніж у другого. Так, якщо значина кута δ_a при збільшенні α від 0,32 до 0,50 рад. зростає практично вдвічі (крива 3, рис.2.16), то значина кута δ_b збільшується при цьому більше, ніж у 90 разів (крива 6, рис.8). Отримане випередження зростання кута уводу шин задніх коліс трактора по відношенню до кута уводу шин його передніх рушіїв і обумовлює такий стан речей, при якому зростання координати зміщення центру повороту МТА приводить не до збільшення, а до зменшення радіуса його маневру на поворотній смузі.

Висновки. Зі збільшенням значини кута повороту керованих коліс трактора зменшується величина поздовжньої координати його центру - Y_a . Проте, остання залишається при цьому постійно від'ємною і її абсолютна значина тим більша, чим більшою є довжина подовжувача зчїпки l_y . Подальше збільшення довжини подовжувача зчїпки з 2,5 до 3,5 м мало впливає на радіус повороту машинно - тракторного агрегату. У зв'язку

з цим його (подовжувача) значина може залишатися на раніше [1] визначеному рівні – 2,5 м.

Кут уводу шин передніх рушіїв трактора (δ_b) постійно має позитивну значину і в усьому діапазоні зміни керуючого впливу практично інваріантний по відношенню до довжини подовжувача зчїпки. Його максимальна значина, як і кута δ_a , не перевищує 70×10^{-3} рад.

Зі збільшенням швидкості руху агрегату з 1,0 до 3,0 м/с радіус повороту машинно-тракторного агрегату змінюється мало. В цілому цей процес має тенденцію до зменшення, яка більш яскраво виражена при швидкості агрегату, більшій за 2,0 м/с.

Література.

1. Напівнавісна двомашинна зчїпка /Надыкто В.Т., Кюрчев В.М., Аюбов А.М., Масалабов В.М. – Збірник наукових праць ТДАТУ. - Мелітополь, 2009. –Вип.9, т.3. – С. 137 – 143.
2. Тракторы: Теория: [Учебник для студентов вузов по специальности "Автомобили и тракторы"] / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988.-376 с.
3. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов/ И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – М.: Наука, 1981.-720 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПОВОРОТЛИВОСТИ ДВУХМАШИННОГО МТА

Масалабов В.М., Надыкто В.Т.

Аннотация – приведен теоретический анализ влияния конструктивных параметров двухмашинной полунавесной сцепки на поворотливость посевного машинно-тракторного агрегата.

RESEARCH OF DYNAMIC AGILITY TWO-MACHINE UNIT

V.Masalabov, V.Nadykto

Summary

The theoretical analysis influence structural parameters of the two - machines semi hanging coupling is carried out on agility of sowing machine - tractors unit.



УДК 631.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРЕБИ В ТРАКТОРАХ (НА ПРИКЛАДІ ДОНЕЦЬКОЇ ОБЛАСТІ)

Шабала М.О., к.т.н.,

Болтянський В.М., к.т.н.,

Мітін В.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*Тел. (0619) 42-12-65, e-mail: slava_mitin@mail.ru

Анотація – у статті наведено методику визначення кількісного та марочного складу тракторів на прикладі Донецької області.

Ключові слова – трактор, потреба, наробітка, кількість, Донецька область.

Постановка проблеми. Однією із задач проектування складу машинно-тракторного парку є визначення необхідної кількості тракторів, сільськогосподарських машин, транспортних засобів і іншого обладнання для вирощування і збирання всіх культур і виконання виробничого плану як по окремих господарствах, так по району і області в цілому.

Для отримання реальних показників при розрахунках необхідна велика кількість достовірних вихідних даних як в розрізі господарства, так в цілому по району і області, що є дуже проблематичним. З іншої сторони, технологічні карти дозволяють отримати дані тільки при вирощуванні і збиранні культур на заданій площі і ніяк не враховують занятість багатьох тракторів і сільськогосподарських машин в силу їх універсальності та застосуванні на інших, не пов'язаних з вирощуванням і збиранням культур, роботах. Занятість тракторів на протязі року на інших роботах дозволяє використовувати їх більш повно і тим самим зменшити прямі експлуатаційні витрати.

Аналіз останніх досліджень. Умови, у яких протягом останнього року опинилися господарства України, привели до того, що на полях поширилися небезпечні й карантинні бур'яни (осот, амброзія, щиряця й т.д.). Зниження врожаю від бур'янів досягає до 60%. Такій забур'яненості сприяє спрощена система обробки ґрунту з використанням застарілих машин, недотримання строків, якості й рівномірності посіву, незастосування або неякісне застосування гербіцидів і техніки для догляду за посівами [1,2,3]. Всі ці питання враховані при підборі сучасної системи машин переважно вітчизняного виробництва.

Набір тракторів включає машини загального призначення й про-

сапні. Відношення гусеничних і колісних тракторів обрано, виходячи з набору культур і строку виконання робіт.

Формулювання цілей статті. Визначити кількісний та марочний склад тракторів Донецької області в залежності від площ та виду культур, що вирощуються.

Основна частина. Для розрахунку парку машин (тракторів) для району (області) в цілому пропонується такий підхід. В першу чергу слід розробити зведений план механізованих робіт (табл. 1).

Таблиця 1.

Зведений план механізованих робіт (фрагмент)

Найменування робіт	Об'єм робіт в фізичних га	Кількість робочих днів	Тяговий клас тракторів	Змінна норма виробітку, га	Коефіцієнт змінності	Необхідна кількість тракторів	
						фіз.	умовні
1	2	3	4	5	6	7	8
Передпосівна культивування	787900	4	3	46,2	1,3*	3280	5411,6
					1,5**	2842	4689,9
Посів просапних	600000	5	1,4	13,5	1,3	6838	4102,5
					1,5	5926	3555,6
Посів цукрового буряку	1100	5	2	10	1,3	17	15,3
					1,5	16	14,4

* - варіант I (річна норма виробітку 900 ум.ет.га/ум.ет.тр., коефіцієнт змінності 1,3 – середньо статистичні дані багаторічних спостережень)

** - варіант II (річна норма виробітку 1200 ум.ет.га/ум.ет.тр., коефіцієнт змінності 1,5 нормативне значення показників)

З урахуванням того, що на ранніх польових роботах використовується трактор Т-150 (гусеничний загального призначення, чи його аналог), визначаємо їх кількість, яка визначається по найбільш напруженій операції – передпосівна культивування.

Розрахована таким чином кількість тракторів задовольнить їх необхідну кількість не тільки на інших операціях ранніх польових робіт, а і впродовж календарного періоду польових робіт.

Визначаємо кількість фізичних тракторів тягового класу 3 на виконанні ранньовесняних робіт (по найбільш напруженому періоду) по формулі:

$$n_{тр\ класу\ 3} = \frac{U_{вес.роб}}{D_p \cdot W_{зм} \cdot K_{зм}}, \quad (1)$$

де $U_{\text{вес.роб}}$ - площа ранньовесняної культивації, $U_{\text{вес.роб}} = 787900$ га;

D_p - кількість робочих днів, $D = 4$ дні;

$W_{\text{зм}}$ - норма виробітку, $W_{\text{зм}} = 46,2$ га /зм;

$K_{\text{зм}}$ - коефіцієнт змінності, $K_{\text{зм}} = 1,3$.

$$n_{\text{тр}} = \frac{787900}{4 \cdot 46,2 \cdot 1,3} = 3280 \text{ тр.}$$

а в умовному вимірі це складе

$$n_{\text{ум.ет.тр класу 3}} = n_{\text{тр}} \cdot K_i, \quad (2)$$

де K_i - коефіцієнт переведу фізичних у еталонні трактори, $K_i = 1,65$.

$$n_{\text{ум.ет.тр класу 3}} = 3280 \cdot 1,65 = 5411,6 \text{ ум.ет.тр.}$$

Потребу в тракторах класу 1,4 визначаємо по напруженому періоду їх використання.

Напружений період – посів кукурудзи і соняшнику, що співпадають по термінам.

З урахуванням інших культур, де терміни посіву співпадають з посівом кукурудзи і соняшнику загальна площа по області складе 600 тис. га (табл. 1).

$$n_{\text{тр класу 1,4}} = \frac{U_{\text{посів.роб}}}{D_p \cdot W_{\text{зм}} \cdot K_{\text{зм}}}, \quad (3)$$

де $U_{\text{посів.роб}}$ - площа посіву, $U_{\text{посів.роб}} = 600000$ га;

D_p - кількість робочих днів, $D = 5$ днів;

$W_{\text{зм}}$ - норма виробітку, $W_{\text{зм}} = 13,5$ га /зм;

$K_{\text{зм}}$ - коефіцієнт змінності, $K_{\text{зм}} = 1,3$.

$$n_{\text{тр класу 1,4}} = \frac{600000}{5 \cdot 13,5 \cdot 1,3} = 6838 \text{ тр.},$$

а в умовному вимірі це складе

$$n_{\text{ум.ет.тр класу 1,4}} = n_{\text{тр}} \cdot K_i, \quad (4)$$

де K_i - коефіцієнт переведу фізичних у еталонні трактори, $K_i = 0,6$

$$n_{\text{ум.ет.тр класу 1,4}} = 6838 \cdot 0,6 = 4102,5 \text{ ум.ет.тр.}$$

Кількість тракторів марки Т-70С (аналог ХТЗ-16131), що використовуються на вирощуванні цукрового буряка визначаємо виходячи із площі посіву в 1100 га по напруженому періоду – посів (табл. 1). Їх кількість у фізичному вимірі складе – 17, а ум.ет. – 15,3 тр.

Для визначення загальної кількості тракторів, зайнятих на інших, не пов'язаних з виконанням робіт по технологічним картам, скористаємося способом укрупнених розрахунків. Він полягає в тому, що необхідність в тракторах визначається обсягом механізованих робіт у переводі на ум.ет.га. і величини щільності механізованих робіт.

Для розрахунку необхідної кількості ум.ет.тракторів для області в першу чергу визначаємо обсяг робіт в ум.ет.га по формулі:

$$W_{ум.ет.га} = U \cdot \alpha, \quad (5)$$

де U - загальна площа ріллі, $U = 1655500$ га;

α - щільність механізованих робіт, $\alpha = 5 \dots 7$.

$$W_{ум.ет.га} = 1655500 \cdot 7 = 11585000 \text{ ум.ет.га.}$$

Виходячи з обсягу робіт в 11585000 ум.ет.га визначаємо кількість тракторів у еталонному вимірі по формулі:

$$n_{ум.ет.тр} = \frac{W_{ум.ет.га}}{W_{річ}}, \quad (6)$$

де $W_{річ}$ - річна норма виробітку на ум.ет.тр.(за даними статистики складає 900 ум.ет.га/ум.ет.тр. або 1200 ум.ет.га/ум.ет.тр. по нормативам).

$$n_{ум.ет.тр900} = \frac{11585000}{900} = 12876,1 \text{ ум.ет.тр.}$$

На підставі аналізу даних розподіл між тракторами загального призначення і універсально-просапними у еталонному вимірі має співвідношення як 60 до 40% відповідно.

Розраховуємо кількість тракторів загального призначення із вище приведеного співвідношення. Їх кількість складе: $n_{ум.ет.тр заг.приз} = 7725 \text{ ум.ет.тр.}$ - при $K_{зм} = 1,3$ та річному завантаженні 900 ум.ет.га/ум.ет.тр.;

З них тракторів тягового класу 3 (Т-150, ХТЗ-150К, ХТЗ-161, ХТЗ-170) – 5411,6 ум.ет.тр., тракторів тягового класу 5 (К-701, К-744) - 2313 ум.ет.тр., а у фізичному вимірі при коефіцієнті переведу 2,65 - 843 трактора.

Кількість тракторів класу 1,4 – універсально-просапних в еталонному вимірі складає $n_{ум.ет.тр унів-прос} = 5151,1 \text{ ум.ет.тр.}$

З них тракторів МТЗ (ЮМЗ) - 4103 ум.ет.тр.

Тракторів тягового класу 0,9...0,6 (Т-40А, Т-25, Т-16) розраховуємо по формулі:

$$\begin{aligned} n_{ум.ет.тр 0,9...0,6} &= n_{ум.ет.тр.просап.} - n_{ум.ет.тр.клас1,4} = \\ &= 5151,1 - 4012,5 = 1047,6 \text{ ум.ет.тр.} \end{aligned} \quad (7)$$

Якщо універсально-просапні трактори пропонувати у рівній пропорції, то необхідно визначення середнього значення коефіцієнту переведу

$$K_{cp} = \frac{K_{Т-40}(0,5) + K_{Т-25}(0,3) + K_{Т-16}(0,2)}{3} = 0,34 \quad (8)$$

Тоді їх кількість у фізичному вимірі складе

$$n_{ум.ет.тр.кл0,9-0,6} = \frac{1047,6}{0,34} = 3083 \text{ тр.}$$

Визначаємо загальну кількість тракторів які необхідні для виконання робіт на площі 1655500 га у фізичному вимірі

$$n_{тр} = n_{тр. класу 5} + n_{тр. класу 3} + n_{тр. класу 2} + n_{тр. класу 1,4} + n_{тр. класу 0,9-0,6} \quad (9)$$

$$n_{тр} = 873 + 3280 + 17 + 6838 + 3083 = 14091 тр.$$

Кількість тракторів за їх призначенням по Донецькій області наведена даними таблиці 2

Таблиця 2.

Необхідна кількість тракторів у фізичному вимірі для Донецької області за їх призначенням та тракторозабезпеченість

Трактори за призначенням	Марка трактора	Кількість одиниць (при прийнятих коефіцієнті зміни та середньорічного наробітку)	
		1,3; 900	1,5; 1200
Загального	Т-150-05-09, ХТЗ-181	3280	2457
	ХТЗ-150К-09; ХТЗ-16131; ХТЗ-17021(22)		
	К-701	873	656
	К-744		
Універсально-просапні	МТЗ-82.1; Беларусь 892 (920)	6838	5926
	ЮМЗ- 8240.2; ЮМЗ-8290; ЮМЗ – 102.80.		
	ХТЗ-3520 (3510)	3083	855
	Т-28		
Спеціальні	Т-70С**	17	16
Загалом		14091	9910
Тракторозабезпеченість, тр./1000 га ріллі.		8,51	5,99

*- може бути замінена на трактор зі здвоєними шинами або на арочні шини

** - їх кількість буде залежити від кількості господарств, що вирощують цукровий буряк.

Висновки. Розраховано, що потреба у тракторах для Донецької області знаходиться у межах 9910 – 14091 шт. Розподіл між марками проводили в залежності від виду культур, які вирощуються у регіоні.

Література.

1. *Машиновикористання в землеробстві.* / За ред. проф. *И.Ю. Ильченка.* – К.: Урожай, 1996. – 382 с.
2. *Иофинов С.А.* Эксплуатация машинно-тракторного парка. *С.А. Иофинов, Г.П. Лышко.* – М.: Колос, 1984. – 351 с.

3. Операционная технология выращивания зерновых культур. Справочник / Сос. Сокоренко. Под ред. В.Ф. Сайко. – К.: Урожай. 1990. – 312 с.
4. Каталог сельскохозяйственной техники. – К.: Техноторг. 2009.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОСТИ В ТРАКТОРАХ (НА ПРИМЕРЕ ДОНЕЦКОЙ ОБЛАСТИ)

Шабала Н.А., Болтянский В.М., Митин В.Н.

Аннотация – в статье представлено методику по определению количественного и марочного состава тракторов на примере Донецкой области.

DETERMINATION OF NECESSITY IN TRACTORS (ON EXAMPLES OF DONETSK REGION)

N. Shabala, V. Boltyansky, V. Mitin

Summary

In the article the method of determination of quantitative composition of tractors is resulted on the example of the Donetsk region.



УДК. 631.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ НА ПОЛЯХ ЗРОШУВАНИХ МАШИНАМИ КРУГОВОЇ ДІЇ

Шульга О.В., асп.¹*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (80619) 42-12-65

Анотація – в статті наведена методика визначення продуктивності зернозбиральних агрегатів на полях, зрошуваних машинами кругової дії.

Ключові слова – продуктивність, збирання зернових, зрошувальна машина, спосіб руху, коефіцієнт робочих ходів, змінна продуктивність.

Постановка проблеми. У зв'язку з нерівномірним розподілом опадів степова частина України відноситься до зони ризикованого землеробства. Тому штучне зволоження ґрунту шляхом зрошування в період засухи є одним з основних напрямків інтенсифікації землеробства.

На 2011 рік загальна площа зрошуваних земель в Україні складала 700 тис. га, з них в Запорізькій області – 32 тис. га. Найбільше зрошуваних земель знаходиться в Херсонській області – 330 тис. га. На більшій частині цих земель для їх поливу використовують дощові машини кругової дії. Ці машини представляють собою водовідний трубопровід, встановлений на колісні опори, який обертається по колу навколо гідранта. При багаторазовому русі цих машин в процесі зрошування по слідах опорних коліс утворюються колії. В подальшому вони створюють значну перешкоду для роботи зернозбиральних агрегатів, рух яких традиційно відбувається в прямолінійному напрямку. При багаторазовому перетині цих колій ходові системи та вузли збиральних машин зазнають значних динамічних навантажень. Сильні поштовхи викликають передчасний знос базових елементів ходових систем агрегатів та частого виходу їх з ладу. Також знижується рівномірність зрізу рослин та забивається різальний апарат. Внаслідок цього знижується швидкість, а значить і продуктивність збиральних машин [1].

¹ Науковий керівник – д.т.н., чл.-кор. НААН України Надикто В.Т.

© О.В. Шульга

Аналіз останніх досліджень. Питанню руху зернозбиральних агрегатів на зрошуваних полях присвячені праці Надикти В.Т., Черепухіна В.Д., Рязанцева А.І., Цимбаленка С.В., Сапункова А.П., та Єгорова Ю.І. Проблема колії на полях від зрошувальних машин є актуальною і нині.

Одним із способів, збільшуючим ефективність використання зернозбиральних агрегатів на зрошуванні, є використання непрямолінійного руху. Так Надикто В.Т. та Черепухін В.Д. в своїх працях пропонують при знаходженні дощової машини на полі, рухатися збиральній техніці по півколу або по розімкненому колу [1]. Якщо зрошувальна машина переведена на іншу позицію, то можливо виконувати рух по спіралі. При цьому, в якості оцінювального параметру вони пропонують розглядати коефіцієнт робочих ходів, що є функцію, аргументом якої є відношення сумарних довжин шляху агрегату на поворотній смузі ($\sum L_x$) та на робочому ході ($\sum L_p$) [1].

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{\sum L_x}{\sum L_p}} \quad (1)$$

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є визначення показників, які впливають на продуктивність зернозбиральних агрегатів на зрошуваних полях.

Основна частина. Для сільськогосподарської техніки практично неможливо забезпечити найвищі показники продуктивності за всіма параметрами. Тому параметри та режими роботи слід вибирати таким чином, щоб забезпечити найкращі показники продуктивності в конкретних умовах праці [5].

На збиранні зернових культур найбільш розповсюджені гоновий та круговий способи руху агрегатів, які відрізняються один від одного довжиною шляху холостого ходу, складністю виконання повороту.

Гонові способи руху збиральних агрегатів забезпечують найбільш високу якість роботи. Але при русі агрегату гоновим способом холостий хід його суттєво великий [2]. Кількість поворотів n_{Π} залежить від довжини гону так:

$$n_{\Pi} = \frac{V_p T_p}{(L_r - 2E)}, \quad (2)$$

де V_p – робоча швидкість, км/год;
 T_p – час основної роботи, год;
 L_r – довжина гону, м;
 E – ширина поворотної смуги, м.

Згідно з виразом (2), при зменшенні довжини гону, кількість поворотів збільшується, що призводить до зменшення коефіцієнту робочих ходів.

Продуктивність зернозбирального агрегату визначається із виразу [2]:

$$W_3 = 0,1B_p V_p \tau, \quad (3)$$

де B_p – робоча ширина захвату, м;

V_p – робоча швидкість, м;

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Максимальна швидкість $V_{p \max}$ (км/год) комбайну обмежується його пропускною здатністю [8]

$$V_{p \max} = \frac{360 g_{\max}}{B_p h (1 + \delta_k)}, \quad (4)$$

де g_{\max} – пропускна здатність комбайну, (кг/с)

δ_k – відношення маси соломи до маси зерна

h – врожайність, ц/га.

Звідси максимально можлива технічна продуктивність W_{\max} (га/год) зернозбирального комбайну за його пропускною здатністю може бути виражена формулою:

$$W_{\max} = \frac{36 g_{\max}}{h(1 + \delta_k)} \tau. \quad (5)$$

Аналізуючи вираз (5), ми бачимо, що підвищити продуктивність зернозбирального агрегату можливо тільки за рахунок (τ).

$$\tau = T_p / T_{\text{зм}}, \quad (6)$$

$$\text{де } T_{\text{зм}} = T_p + T_{\text{пз}} + T_{\text{пов}} + T_{\text{нм}} + T_{\text{то}} + T_{\text{пер}} + T_{\text{обс}} + T_{\text{воп}} + T_{\text{тп}} + T_{\text{он}} + T_{\text{пу}}. \quad (7)$$

У виразі (7): $T_{\text{зм}}$ – загальний час зміни; T_p – основний робочий час зміни, витрачений на корисну роботу агрегату; $T_{\text{пз}}$ – тривалість підготовчо-заключних робіт, що пов'язана з витратою часу на проведення щозмінного технічного обслуговування агрегату, підготовку його до переїзду, переїзди на початку та наприкінці зміни, одержання наряду і здавання роботи; $T_{\text{пов}}$ – час на холості повороти і заїзди при роботі на загінці; $T_{\text{нм}}$ – час простоїв агрегату через технічні несправності машин; $T_{\text{то}}$ – тривалість технологічного обслуговування агрегату протягом зміни; $T_{\text{пер}}$ – тривалість можливих внутрішньозмінних переїздів агрегату з однієї робочої ділянки на іншу; $T_{\text{обс}}$ – тривалість організаційно-технічного обслуговування агрегату в загінці, пов'язана з очищенням робочих органів, перевіркою якості роботи, технологічними регулюваннями та технічним обслуговуванням; $T_{\text{воп}}$ – час для відпочинку та особистих потреб обслуговуючого агрегат персоналу; $T_{\text{тп}}$ – витрата часу на усунення технологічних порушень робочого процесу в складових елементах агрегату (накопичення технологічних мас у робочих органах, намотування і напресування рослинних решток і бур'янів тощо);

$T_{он}$ – час простоїв агрегату через організаційні неполадки; $T_{пу}$ – час простоїв агрегату через погодні (метеорологічні) умови[2].

При цьому особливу увагу треба уділяти показнику « $T_{пов}$ », від якого залежить коефіцієнт робочих ходів. Також необхідно враховувати « $T_{нм}$ ». В момент потрапляння коліс агрегата в колію виникає сила удару, пропорційна швидкості руху. Чим більша висота підйому коліс, тим більша сила удару і чим більший радіус кочення, тим вона менша. Сильні удари викликають передчасний знос несучих елементів ходових систем агрегатів, пошкодження та частого виходу їх з ладу [2].

Зниження рівномірності зрізу рослин та забивання ріжучого апарату збільшують « $T_{тп}$ ».

Внаслідок ударів та коливань підвищується втомлюваність оператора збирального агрегата, що впливає на його реакцію та вимагає додатковий час на відпочинок « $T_{воп}$ », а це призводить до зниження продуктивності агрегата.

Висновки. За результатами дослідження роботи зернозбиральних агрегатів на зрошуванні важливим є вибір раціонального способу руху збиральних агрегатів з дотриманням агротехнічних вимог виконання збиральних робіт та поліпшеними умовами праці. При виборі такого способу потрібно враховувати наступні показники: коефіцієнт робочих ходів, час простою агрегату через несправності ходової системи, час на очищення ріжучого апарату, час на відпочинок.

Продуктивність та ефективність даного способу в порівнянні з іншими способами руху необхідно оцінювати продуктивністю за зміну.

Література

1. *Черепухин В.Д.* Определение оптимальной ширины рабочих участков при непрямолинейном способе движения уборочных агрегатов на орошаемых землях./ *В.Д.Черепухин, В.Т. Надыкто, С.М. Чеботарёв* // Механизация и электрификация сельского хозяйства – Киев, 1987 – Вып.66 – С. 45 – 51.
2. *Ільченко В.Ю.* Машиновикористання в землеробстві /*В.Ю.Ільченко, Ю.П. Нагірний,* - К.: Урожай, 1996.- 382 с.
3. Движение машино-тракторных агрегатов на полях, орошаемых дождевальными машинами «Фрегат» // Тракторы и сельхозмашины, 1978, №10. – С. 21 – 22.
4. *Сапунков А.П.* Применение дождевальной техники / *А.П.Сапунков.* - М.: «Агропромиздат», 1991, - 125с.
5. *Погорельий Л.В.* Научные основы повышения производительности сельскохозяйственной техники / *Л.В. Погорельий, В.Г.Бильский, Н.П. Кононенко.* - К.: Урожай, 1989, - 238с.
6. *Зубов Н.И.* Влияние режимов выполнения поворотов на производительность и эксплуатационные показатели машинно-тракторного агрегата / *Н.И. Зубов* // Труды ВИМ, т. 91. - М., 1981. – с.143-154.

7. Влияние надёжности агрегата на уровень технической оснащённости процесса / *И.А.Богуславский, В.М. Болтянский* // «Повышение эффективности использования широкозахватных и скоростных машинно-тракторных агрегатов». Научные труды УСХА, 1977.- вып.141. – с. 3-9.
8. *Хробостов С.Н.* Эксплуатация машинно-тракторного парка / *С.Н.Хробостов*, - М.: Колос, 1973. – 607с.
9. *Портнов М.Н.* Зерноуборочные комбайны / *М.Н.Портнов*, - М: Агропромиздат, 1985. – 304с.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ АГРЕГАТОВ НА ПОЛЯХ ОРОШАЕМЫХ МАШИНАМИ КРУГОВОГО ДЕЙСТВИЯ

Шульга А.В.

Аннотация – в статье приведена методика определения производительности зерноуборочных агрегатов на полях орошаемых машинами кругового действия.

TO THE QUESTION OF INCREASE OF PRODUCTIVITY OF GRAIN-HARVESTING UNITS ON FIELDS IRRIGATED BY MACHINES OF CIRCULAR ACTION

O. Shulga

Summary

In article the technique of definition of productivity of grain-harvesting units on fields irrigated by machines of circular action is resulted.



УДК 631.372:631.331.004

ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА АСИМЕТРИЧНОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

Чорна Т.С., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: chyorny@mail.ru

Анотація – в роботі наведено експлуатаційно-технологічну оцінку асиметричного посівного агрегату.

Ключові слова – асиметричний посівний агрегат, експлуатаційно-технологічна оцінка, міжрядний обробіток.

Постановка проблеми. Експлуатація універсально-просапного трактора ХТЗ-160 на вирощуванні просапних культур з міжрядям 70 см з серійними просапними сівалками та культиваторами можлива в двох випадках [1]:

- при зміні колії енергетичного засобу з 2100 мм на 2800 мм за допомогою проставок, які встановлюються на кожне колесо;
- при використанні зчпного корегуючого пристрою (далі бруса) з наступним асиметричним агрегуванням сільськогосподарської машини.

При використанні цього пристрою автоматична зчіпка типу СА-2 зміщується відносно поздовжньої вісі симетрії енергетичного засобу на 0,35 м (рис. 1). В результаті виключається розміщення висівних секцій просапної сівалки по колії трактора і рух останнього по рядках культурних рослин під час міжрядного обробітку.



Рис. 1. Розміщення автоматичної зчіпки типу СА-2 з корегуючим пристроєм.

Аналіз останніх досліджень. Проведений хронометраж показав, що трудомісткість встановлення чотирьох проставок становить 13,2 люд.·год., тоді як на встановлення бруса витрачається 0,3 люд.·год. При цьому технологічний процес встановлення проставок потребує залучення додаткових робітників і має підвищену травмонебезпечність. В той же час, встановленням бруса може займатися один механізатор. Враховуючи необхідність демонтажу проставок і бруса, трудомісткість підвищується до 26,4 люд.·год. і 0,6 люд.·год. відповідно [2].

Формулювання цілей статті. Експлуатаційно-технологічна оцінка роботи агрегату дає змогу оптимізувати режим роботи машино-тракторного агрегату при виконанні технологічної операції. Для її проведення були проведені польові дослідження роботи на сівбі й міжрядному обробітку асиметричного агрегату на базі орно-просапного трактора.

Основна частина. Якісні показники роботи асиметрично посівного агрегату на базі універсально-просапного трактора ХТЗ-160 та просапної сівалки СПЧ-12 визначали згідно існуючої методики [3].

Як симетричний, так і асиметричний посівні МТА рухалися зі швидкістю 2,47 м/с (тобто 8,64 км/год.). Сівалка була налаштована на глибину висіву 7 см. При ширині захвату даного посівного МТА 8,4 м продуктивність його роботи за годину основного часу становила 7,2 га/год. (табл. 1).

Таблиця 1.

**Результати лабораторно-польових випробувань МТА
на сівбі соняшнику**

Показник	Значина
Склад МТА:	
– енергетичний засіб	ХТЗ – 160
– сільськогосподарська машина	СПЧ – 12
Умови праці:	
– вологість ґрунту в шарі 0...15 см, %	16,8
– щільність ґрунту у шарі 0...15 см, г/см ³	1,20
– забур'яненість поля, г/м ²	1,40
Режим роботи агрегату:	
– робоча швидкість, км/год.	8,6
– ширина захвату, м	8,4
– глибина ходу сошників, см	6...8
Продуктивність за 1 годину основної роботи, га/год.	7,2
Продуктивність за 1 годину змінного часу, га/год.	4,6
Витрати палива, кг/га	1,7
Коефіцієнт використання:	
– змінного часу	0,64
– робочих ходів	0,94

Продовження таблиці 1.

Показник	Значина
Коефіцієнт надійності технологічного процесу	0,99
Агротехнічні показники:	
– стандарт відхилення траєкторії рядків, \pm см	1,5
– кількість насіння на 1 пог. метр, шт.	3,4
– середня відстань між насінням, см	33,2

Оскільки коефіцієнт використання часу зміни дорівнював при цьому 0,64, то змінна продуктивність асиметричного МТА була 4,6 га/год. В результаті тривалість сівби на полі площею 90 га становила 2 дні.

Слід підкреслити, що при асиметричному агрегуванні прямолінійність рядків є цілком задовільною (рис.2). Аналіз експериментальних даних показав, що прямолінійність руху ХТЗ-160 з сівалкою повністю відповідає агротехнічним вимогам [4]. Відхилення траєкторій посівних секцій і маркера від прямої лінії на довжині 50 м не перевищують 5 см для симетричного і асиметричного (зі зміщенням на 0,35 м сівалки) агрегатів.

Стосовно стикових міжрядь. При встановлених 70 см середня значина стикових міжрядь (дійсна) становила $73 \pm 2,4$ см при асиметричному і $69 \pm 2,8$ см – для симетричного посівного агрегату.

Виробнича перевірка асиметричного посівного агрегату на базі трактора серії ХТЗ-160 (16131) та німецької 12-и рядної (з міжряддями 70 см) просапної сівалки «Ортіма» (рис. 3) проводилась у навчально-дослідному господарстві «Лазурне» (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Лазурне).

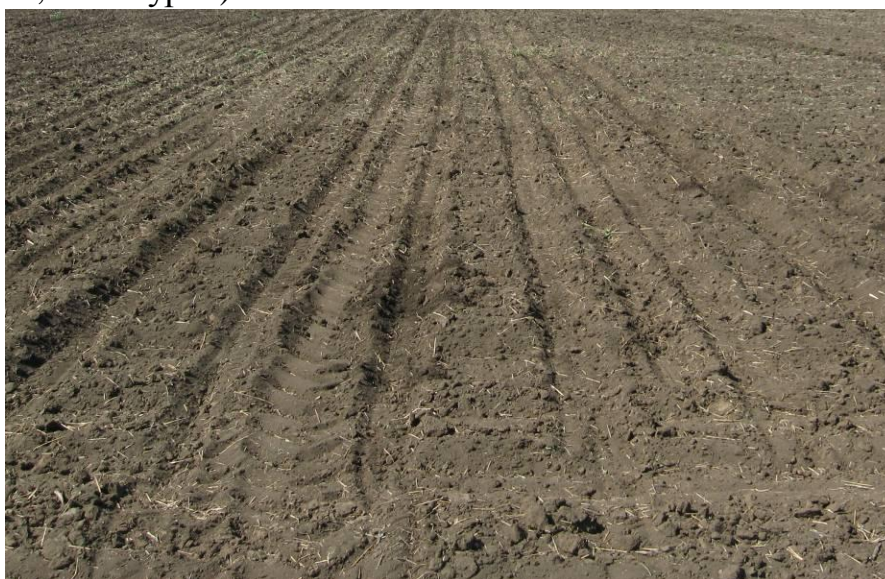


Рис. 2. Прямолінійність рядків при роботі посівного асиметричного агрегату на базі трактору ХТЗ-160.

Продуктивність праці такого агрегату становила 10,2 га / год. Отже при коефіцієнті використання зміни 0,60...0,65 таким агрегатом за 10 годин роботи можна засіяти не менше 60 га. А при використанні часу зміни більш раціонально, наприклад, за рахунок механізації заправки насіння у посівні секції, об'єм виконаних робіт можна збільшити до 80...90 га за 10 годин роботи. Враховуючи, що середній розмір полів на півдні України складає 90 га, використання 12-рядного посівного агрегату на базі орно-просапного трактора серії ХТЗ-160 дає змогу засівати одне поле за один світовий день.



Рис. 3. Асиметричний посівний агрегат у складі трактора ХТЗ-16131 та 12-рядної просапної сівалки «Optima».



Рис.4. Трактор ХТЗ-160 в агрегаті з культиватором КРН-8,4.

При першому міжрядному обробітку асиметричний посівний агрегат рухався зі швидкістю 1,9 м/с (6,84 км/год.). Робочі органи культиватора були налаштовані на глибину обробітку ґрунту 6 см і ширину односторонньої захисної зони 16 см. В результаті роботи такого агрегату отримали дійсну значину глибини міжрядної культивації посівів соняшнику в межах $5,8 \pm 1,4$ см, дійсну середню значину захисної зони – $15,8 \pm 2,4$ см при коефіцієнті варіації 15%.

Під час другого міжрядного обробітку просапний асиметричний МТА рухався зі швидкістю 2,4 м/с (8,6 км/год.). Глибина обробітку ґрунту знаходилася в межах $7,4 \pm 1,6$ см.

Змінна продуктивність роботи агрегату становила 5,8 га/год. За десять годин роботи таким МТА оброблювали поле площею не менше 58 га. Пошкодження культурних рослин не перевищувало 1% .

Таблиця 2.

**Результати лабораторно-польових випробувань МТА
на першому та другому міжрядному обробітку соняшнику**

Показник	міжрядний обробіток	
	перший	другий
Склад МТА:		
– енергетичний засіб	ХТЗ – 160	ХТЗ – 160
– сільськогосподарська машина	КРН-8,4	КРН-8,4
Умови праці:		
– вологість ґрунту в шарі 0...15 см, %	17,8	18,8
– щільність ґрунту у шарі 0...15 см, г/см ³	1,21	1,24
– забур'яненість поля, г/м ²	9,20	18,50
Режим роботи агрегату:		
– робоча швидкість, км/год.	6,8	8,6
– ширина захвату, м	8,4	8,4
– ширина односторонньої захисної зони, см	16,0	16,0
– глибина обробітку ґрунту, см	6,0	7,0
Продуктивність за 1 годину роботи, га/год.	5,0	5,7
Продуктивність за 1 годину змінного часу, га/год.	4,4	5,0
Витрати палива, кг/га	1,7	1,9
Коефіцієнт використання:		
– змінного часу	0,88	0,88
– робочих ходів	0,96	0,96
Коефіцієнт надійності технологічного процесу	0,99	0,99
Агротехнічні показники:		
ширина стикових міжрядь, см	72,3±1,2	72,3±1,2
ширина захисної зони:		
– середнє значення, см	15,8 ± 0,4	15,4±0,4
– стандарт, ± см	2,4	2,4
– коефіцієнт варіації, %	15,2	15,6
глибина обробітку:		
– середнє значення, см	5,8±1,4	6,6±0,9
– стандарт, ± см	1,5	1,1
– коефіцієнт варіації, %	25,9	16,7
підрізання бур'янів, %	98,0	92,0

Висновки. При встановлених 70 см дійсна середня значина стикових міжрядь становила 73 см при асиметричному і 69 см – при симетричному агрегуванні сівалки.

Можлива частота виходу за межі допуску дорівнює $0,029 \text{ м}^{-1}$, тобто 1 викид на кожні 34 м робочого шляху. В кінцевому рахунку це забезпечило проведення вказаної технологічної операції з продуктивністю 5 га/год. і пошкодженням культурних рослин менше 1%.

Література.

1. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : [навч. посібник] / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – Мелітополь: ММД, 2006. – 337 с.
2. Чорна Т.С. Підвищення ефективності використання просапного агрегату на базі орно-просапного трактору / Т.С. Чорна // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2008. – Вип. 8, т.9 – С. 125 – 128.
3. ГОСТ 24055 – 88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Общие положения. – Взамен ГОСТ 24055 – 80. – [Введ. 01.01.89.] – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 15 с.
4. Орманджи К.С. Контроль качества полевых работ / К.С. Орманджи – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191 с.

ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА АСИММЕТРИЧНОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

Черная Т.С.

Аннотация – в работе приведена эксплуатационно-технологическая оценка асимметричного посевного агрегата.

OPERATING-TECHNOLOGICAL ESTIMATION OF ASYMMETRIC CULTIVATED AGGREGATE

T. Chorna

Summary

The technological estimation of asymmetric sowing aggregate is in-process resulted operating.



УДК 631.171: 634

РЕЗУЛЬТАТИ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЬОВИХ ВИПРОБУВАНЬ МАКЕТНОГО ЗРАЗКА СЕКЦІЇ МАШИНИ ДЛЯ САДІННЯ ПІДЩЕП ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР

Чижиков І.О.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-21-32

Анотація – в статті наведено методику та результати лабораторно-польових випробувань макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур.

Ключові слова – садіння підщеп, садильний апарат дискового типу, показники якості висаджених підщеп.

Постановка проблеми. Якість саджанців плодових культур залежить не тільки від сортів, але й у значній мірі від якості висаджених підщеп у перше поле розсадника. Показниками якості висаджених підщеп є крок садіння від 15 см до 20 см, глибина садіння від 20 см до 25 см, відхилення висаджених підщеп від осі ряду у межах ± 3 см та вертикальної осі до 10° . Останній показник найбільш значущий при формуванні біоструктурного (лінійного) показника якості саджанців – викривлення штамба саджанця. Зокрема, для щеп першого року вирощування при досягненні висоти рослин від 70 до 80 см відхилення їх штамба від вертикальної осі не повинно перевищувати 5° . Найбільш відповідним, з точки зору забезпечення вищеперерахованих показників якості висаджених підщеп є машини, що мають садильний апарат дискового типу з радіально розташованими захватами [1]. Такий садильний апарат реалізовано в експериментальному зразку машини МПП-4 для садіння підщеп, яку було розроблено в ДПКТІ «Плодмашпроект» [2,3]. При проведенні виробничої перевірки даної машини в ДПДГ «Мелітопольське» було встановлено, що садильний апарат не забезпечує якість садіння підщеп за показником їх відхилення від вертикальної осі, на основі чого встановлено необхідність удосконалення його конструкції [1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначення показників якості роботи макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В [4] представлено математичну модель процесу садіння підщеп, що забезпечує вирішення завдання на задовільнення умов.

В [5] розроблено модель оптимізації процесу садіння підщеп плодових культур садильним апаратом дискового типу, яка описує процес переміщення підщепи із захвату садильного апарата в борозну до її остаточного положення в ґрунті. Зокрема, визначено в якому положення повинна бути підщепа в захваті при виході з садильного апарата, щоб глибина садіння та відхилення висаджених підщеп від вертикальної осі не перевищувало нормативних значень.

В [6] запропоновано садильний апарат, який містить ряд технічних інновацій у порівнянні з садильним апаратом МПП-4, основними з яких є орієнтуючий пристрій та орієнтири для садильників, які сумісно забезпечать положення підщеп в захваті садильного апарата до положення, визначеного в [5].

В [7] обґрунтовано конструктивно-технологічну схему орієнтуючого пристрою та визначено його оптимальні геометричні параметри за умовою взаємодії з підщепами різних діаметрів при мінімальному травмуванні їх тканин.

Основна частина. Методика досліджень. Для проведення лабораторно-польових випробувань на базі машини МПП-4 було виготовлено макетний зразок секції з конструктивними змінами, визначеними в [6,7] (рис.1).



Рис.1. Макетний зразок в секції для садіння підщеп: а) вид зліва; б) вид справа.

Оскільки основним завданням експериментальних досліджень було підтвердження положень, визначених в [5], то лабораторно-польові випробування склалися з двох таких частин:

- визначення впливу положення підщеп у захваті садильного апарата на відхилення висаджених підщеп від вертикальної осі та глибину садіння. Висаджували підщепи яблуні М9 та аличі, кількістю

100 штук кожного виду у кожному досліді з діаметрами в межах від 5 мм до 13 мм і довжиною від 420 мм до 500 мм. Кут β за допомогою упорів змінювався в таких межах: $0^\circ; 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ; 25^\circ; 30^\circ$. Обмежувачі вкладання підщеп у захвати були налаштовані на глибину садіння 0,25 м.

- проведення агротехнічної оцінки роботи макетного зразка за показниками: кутового відхилення висаджених підщеп від вертикалі; глибини садіння; кроку садіння; відхилення висаджених підщеп від осі ряду; технологічного виходу підщеп.

На заліковій ділянці елементами обліку були абсолютна вологість та твердість ґрунту у горизонтах 0-30 см, які визначались за методикою [8,9], швидкість руху та коефіцієнт ковзання опорних коліс саджалки.

Кутове відхилення висаджених підщеп від вертикалі визначалась за допомогою кутоміра, глибина, крок садіння та відхилення висаджених підщеп від осі ряду визначались за допомогою рулетки та лабораторної лінійки по методиці [10].

Результати вимірювань заносились до польового журналу. Отримані дані оброблялися методами варіаційної статистики з використанням програмного середовища пакету «MS Office Excel».

Результати досліджень. Досліди проводились макетним зразком секції в третій декаді жовтня 2011р. в період садіння підщеп у відділенні №3 ДГДГ «Мелітопольське». Умови проведення експерименту: тип ґрунту – темно-каштановий важкосуглинковий, фон – чорний пар. Фізичний стан ґрунту у горизонтах приведений у таблиці 1.

Таблиця 1.

Фізичний стан ґрунту

Показники	Шари ґрунту, см		
	0-10	10-20	20-30
Вологість ґрунту – W, %	18,4	18,9	19,3
Твердість ґрунту, МПа	0,63	0,75	0,94

Після обробки експериментальних даних встановлено, що значення кута відхилення висаджених підщеп від вертикалі $\delta_{\text{ост}} \leq 10^\circ$, досягається при значенні кута β установки упорів в діапазоні від 20° до 30° (рис.2). Коефіцієнт кореляції між теоретичними та експериментальними даними становить: для підщеп яблуні М9 – $R = 0,981$; для підщеп аличі - $R = 0,971$. Найменше середнє значення кута $\delta_{\text{ост}}$ для підщеп яблуні М9 та аличі зафіксовано на рівні $5,1^\circ$ та $5,6^\circ$ відповідно, при значенні кута $\beta = 25^\circ$. При $\beta = 30^\circ$, середнє значення кута $\delta_{\text{ост}}$ дещо збільшувалось і становило для підщеп яблуні

- $5,6^\circ$ і для підщеп аличі - $7,5^\circ$. При цьому, середнє значення глибини садіння становило - 23,6 см для підщеп яблуні та 24 см для підщеп аличі. Отримані дані знаходяться в діапазоні значень нормативних вимог, що підтверджує результати теоретичних досліджень [5], в яких встановлено, що відхилення висаджених підщеп, що з імовірністю 0,99 відхилення висадженої підщепи від вертикалі до 10° забезпечиться при куті β в діапазоні $22^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$ і підщепа буде висаджена на глибину більш ніж 20 см, при умові того, що обмежувач вкладання підщеп у захвати буде налаштований на глибину садіння 0,25 м (рис.3, 4).

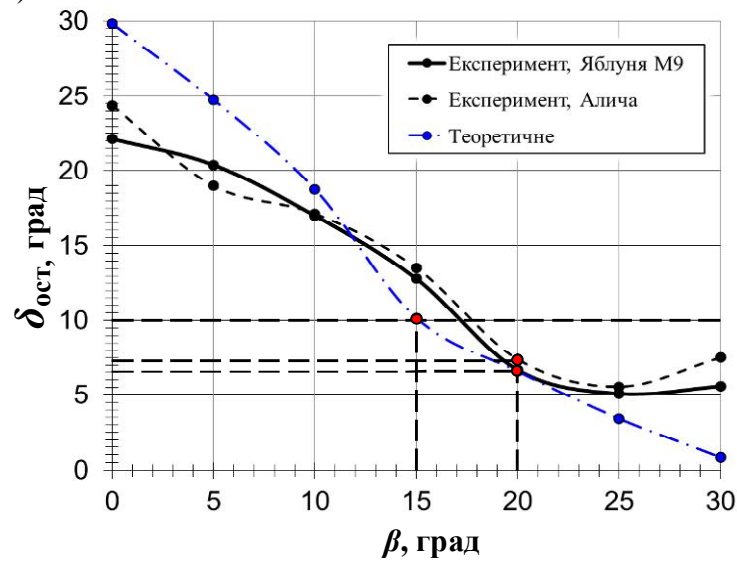


Рис.2. Графік залежності середнього значення кута $\delta_{\text{ост}}$ відхилення висаджених підщеп від вертикалі від кута β відхилення підщеп в захваті.



Рис. 3. Вкладання підщеп у захвати садильного апарата у процесі садіння.



Рис. 4. Секція макетного зразка машини в процесі роботи.

Однак, значення кута відхилення підщеп у захваті садильного апарату $\beta = 25^\circ$, може бути оптимальним при садінні на темно-каштанових важкосуглинкових ґрунтах. На інших ґрунтах, наприклад на більш глинистих або піщаних ґрунтах, значення кута β може дещо різнитися.

Агротехнічна оцінка роботи макетного зразка секції було проведено при $\beta = 25^\circ$. При проведенні агротехнічної оцінки швидкість руху секції становила 0,138 м/с, коефіцієнт ковзання опорних коліс дорівнював 8%. В результаті агротехнічної оцінки були визначені якісні показники садіння, які представлені в таблиці 1.

Крім того, як було встановлено в [5], щоб не змінювати положення підщеп в захваті, яке їм задав орієнтуючий пристрій, що може відобразитись як на відхиленні висаджених підщеп від вертикалі так і на глибині садіння, копір садильного апарата був налаштований таким чином, що захват відкривався в точці співпадання його центру з радіусом диска садильного апарата, який знаходився у вертикальному положенні. А це дало позитивний ефект, що відобразилось на якісних показниках садіння.

В результаті агротехнічної оцінки були визначені якісні показники садіння, які представлені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Показники якості роботи макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур на суглинкових ґрунтах

Назва показника	Значення показника	
	яблуня М9	алича
Відхилення підщеп від вертикальної вісі (середнє), град*	5,1	6,6
Глибина садіння (середнє), см	23,8	24,2
Крок садіння (середнє), см	18,7	18,8
Відхилення підщеп від осі ряду, см	±1	±1,5
Технологічний вихід підщеп, %	92	89

* - понад 30% висаджених підщеп не мали відхилення від вертикальної осі.

Висновки. На підставі проведених лабораторно-польових випробувань макетного зразку секції машини для садіння підщеп встановлено, що садильний апарат запропонованої конструкції забезпечує процес садіння з відхиленням висаджених підщеп від вертикальної осі до 10° та глибину садіння до 25 см, що відповідає нормативним вимогам щодо якості висаджених підщеп.

Література.

1. *Чижигов І.О.* Удосконалення засобів механізації для садіння підщеп плодових культур / *І.О. Чижигов* // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2009. - Вип.9, т.3. - С. 59-64.
2. *Сафонов А.Ф.* Технологические параметры плодопитомнической сажалки МПП-4 / *А.Ф. Сафонов* // Техника в сельском хозяйстве.- 1992.- №4. -С. 20-21.
3. *Сафонов О.Ф.* Механізація вирощування плодових саджанців / *О.Ф.Сафонов* // Техніка в АПК. – 1997. - №2. - С. 26-27.
4. *Караєв О.Г.* Математична модель процесу садіння підщеп плодових культур апаратом дискового типу [Електронний ресурс] / *О.Г. Караєв, І.О. Чижигов* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, т.2. – С. 56-63.- Режим доступу: www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau/2011_2/index.html.
5. *Чижигов І.О.* Модель оптимізації процесу садіння підщеп плодових культур садильним апаратом дискового типу / *І.О. Чижигов* // Збірник наукових праць ІМТ НААН «Механізація,

- екологізація та конвертація біосировини у тваринництві». – Вип. 1(9). – Запоріжжя, 2012. – С. 83-96.
6. Пат. на корисну модель № 59975 Україна, МПК А01С11/04. Садильний апарат дискового типу / *І.О. Чижиков, О.Г.Караєв*. - № 201012936; заявл. 01.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.
 7. *Караєв О.Г.* Обґрунтування параметрів орієнтуючого пристрою садильного апарата машини для садіння підщеп плодових культур / *О.Г. Караєв, І.О Чижиков, В.В. Кузьмінов* // Науковий вісник НУБП України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ, 2011.- Вип.166, ч.2.- С. 103-115.
 8. ГОСТ 28268-89. Почвы. Методы определения влажности, максимальной гигроскопической влажности и влажности устойчивого завядания растений. - Введ. 01.06.1990. – М.: Изд-во стандартов,1989.- 6 с.
 9. ДСТУ 5096:2008. Якість ґрунту. Визначання твердості ґрунту твердоміром Ревякіна.- Введ. 01.03.2009. – К.: Держстандарт України, 2008.- 8 с.
 10. ОСТ 70.5.5 – 74. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для посадки саженцев деревьев, винограда и кустарников. Программа и методы испытаний.- Введ. 21.06.1974. – М.: [Б.и.], .- 48с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНО-ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ МАКЕТНОГО ОБРАЗЦА СЕКЦИИ МАШИНЫ ДЛЯ ПОСАДКИ ПОДВОЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР

И.А. Чижиков

Анотація – в статті приведена методика і результати лабораторно-польових испытаній макетного образця секції машини для посадки подвоев плодових культур.

RESULTS OF LABORATORY-FIELD TESTS THE MODEL SAMPLE OF SECTION OF THE MACHINE FOR PLANTING OF STOCKS OF FRUIT CROPS

I. Chizhikov

Summary

In article the technique and results of laboratory-field tests of the model sample of section of the machine for planting of stocks of fruit crops is resulted.



УДК 631.171.075.3

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНІКИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (0619) 42-04-42, 42-05-70

Анотація – у статті розглянуто економічну ефективність підвищення надійності техніки в умовах експлуатації.

Ключові слова – економічна ефективність, підвищення надійності техніки, безвідмовність, довговічність, економічна оцінка, термін служби машин.

Постановка проблеми. Проблема забезпечення якості продукції завжди привертала увагу учених, виробників і експлуатаційників. Ще гостріше вона стоїть в даний час у зв'язку з переходом на ринкові умови господарювання, загостренням конкуренції вітчизняних товаровиробників, як між собою, так і з іноземними фірмами. Особливе значення має підвищення якості продукції у галузі машинобудування, рівень якої визначає темпи технічного прогресу в решті всіх галузей. При цьому підвищення якості продукції повинне здійснюватися з урахуванням економічної доцільності, оскільки межі підвищення якості визначаються, зрештою, не технічними можливостями, а економічною ефективністю [1,2,3,4].

Аналіз останніх досліджень. Одним з найважливіших розділів складної і багатогранної проблеми підвищення якості продукції є його оцінка. Пояснюється це тим, що не можна ефективно працювати над підвищенням якості не маючи науково-обґрунтованих методів формування і розрахунку його показників. Актуальність проблеми оцінки якості продукції в машинобудуванні обумовлюється тим, що до теперішнього часу складові надійності – безвідмовність і довговічність, рівень яких для цих виробів є основним при оцінці їх якості, не мають задовільних методів розрахунку за винятком використання статистики відмов виробів [5].

Найбільшою мірою це відноситься до довговічності, яка повинна оцінюватися оптимальними термінами служби машин, які визначають раціональне використання цієї найважливішої частини виробничого потенціалу країни, підвищення ефективності виробництва за

рахунок підвищення продуктивності праці і зниження витрат на виробництво продукції [4].

Основою для економічної оцінки і встановлення оптимальних термінів служби машин, що кількісно виражають їх довговічність, є дані про зміну поточних і капітальних витрат при використанні техніки через фізичний і моральний знос. Економічні наслідки цього у загальних рисах вивчені, проте практично відсутнє теоретичне обґрунтування залежностей зміни витрат в часі, конкретний вид цих функцій, недостатня диференціація цих витрат по статтях калькуляції [6,7].

Формулювання цілей статті. Розглянути економічну ефективність підвищення надійності техніки в умовах експлуатації.

Основна частина. Встановлення оптимальних термінів машини і оцінку їх надійності необхідно розглядати спільно з системою ремонту, оскільки вона визначає швидкість фізичного зносу машин, а звідси безвідмовність і довговічність. Забезпечення надійності машин - проблема комплексна. Вона починається на етапі проектування машини, закладається при її виробництві, реалізується на етапі експлуатації і підтримується за допомогою системи технічного обслуговування і ремонту до закінчення терміну служби машини.

При низькій надійності машин відбувається збільшення простоїв, браку продукції, що виготовляється, витрат на обслуговування і ремонт, а отже, зниження продуктивності і підвищення собівартості продукції. Крім того, у ряді галузей, наприклад, сільському господарстві і виробництві продуктів харчування, це призводить до безповоротної втрати урожаю, молока і інших продуктів харчування.

За відсутності необхідного рівня надійності техніки відбувається передчасне вибуття її з процесу виробництва, тобто передчасне списання. Для того, щоб забезпечити виконання завдань, що стоять перед конкретною галуззю, наприклад, сільським господарством, транспортом, будівництвом, необхідно буде збільшити виробництво машин, що практично неможливо зробити в сучасних умовах через відсутність капітальних додаткових вкладень і недоліку оборотних коштів у підприємств. В той же час, якщо навіть на етапах проектування і виробництва вдалося закласти і забезпечити необхідну надійність машин, то реалізація цієї потенційно високої надійності залежить від умов експлуатації техніки і, перш за все від системи її обслуговування і ремонту та якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності необхідно керувати процесом експлуатації машин за рахунок створення і використання оптимальної системи їх технічного обслуговування та ремонту і науково-обґрунтованих доремонтних, міжремонтних і повних ресурсів та термінів служби виробів. Повна реалізація надійності техніки, що закладено на етапах проектування і виробництва дозволить підвищити її продуктивність, а отже і поліпшити

всі економічні показники роботи без використання капітальних додаткових вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Все вищевикладене дозволяє визначити надійність техніки як найважливішу економічну категорію і пов'язати її з системою обслуговування і ремонту, оптимальними термінами служби машин, забезпечити оптимальне керування цією найважливішою складовою якості в умовах експлуатації. Встановлення і дотримання оптимальних термінів служби машин - одна з головних умов підвищення ефективності виробництва як в окремо взятому підприємстві, так і в галузях виробництва в цілому. Із всіх властивостей надійності найбільший вплив на кінцеві економічні результати роботи машин і устаткування надає довговічність і безвідмовність, оскільки їх рівень визначає величину витрат на капітальні і поточні ремонти, на усунення відмов в процесі експлуатації техніки, а звідси показники економічної ефективності її застосування.

Інші властивості, що є складовими частинами надійності: ремонтпридатність і збереженість, закладаються, в основному, на етапі проектування і істотно вплинути на них в процесі експлуатації машини важко. Велика частина вітчизняної і зарубіжної літератури, головним чином, присвячена питанням загальної економічної оцінки впливу фізичного і морального зносу на економічні результати роботи машин. При цьому часто не враховуються особливості конструкції машин, системи обслуговування, структура ремонтного циклу і оптимальні терміни служби машин. Методично правильне рішення задачі можливе тільки, коли дослідження проводиться з урахуванням вищезазначених чинників, оскільки для різних типів машин і різних сфер їх використання існують значні відмінності в підходах до забезпечення надійності в процесі їх експлуатації, наприклад, авіація, наземний транспорт, сільське господарство і тому подібне

Забезпечення надійності машин - проблема комплексна. Вона починається на етапі проектування машини, закладається при її виробництві, реалізується на етапі експлуатації і підтримується за допомогою системи технічного обслуговування і ремонту до закінчення терміну служби машини. Ефективність використання потенційної надійності виробу, закладеної на етапах проектування і виробництва, головним чином залежить від системи обслуговування і ремонту техніки і якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності машини необхідно, щоб система технічного обслуговування і ремонту, а також міжремонтні ресурси і термін служби машини були науково обґрунтованими. Це дозволить підвищити експлуатаційну надійність машин, а, отже, їх продуктивність і поліпшити всі економічні показники роботи без використання додаткових капітальних вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Аналіз різних критеріїв оцінки економічної ефективності показує, що найбільш прийнятним з них для оцінки заходів щодо підвищення якості і надійності машин, є критерій мінімуму приведених сумарних витрат на виробництво і експлуатацію техніки. Це тим більше справедливо для оцінки надійності техніки заданої конструкції і в умовах експлуатації.

У різних галузях народного господарства до вирішення цієї задачі підходять з урахуванням особливостей використання машин. Так для сільськогосподарської техніки такою особливістю є сумісний облік трактора і робочої машини (плуга, сівалки і т. д.). Керування надійністю техніки в експлуатації припускає розробку системи технічного обслуговування і ремонту з оптимальним доремонтним і міжремонтними ресурсами машин. Всі ці системи можна класифікувати на три напрями: ремонт по відмові; планово-запобіжна система ремонту і ремонт по стану, які найчастіше застосовуються в поєднанні один з одним. Аналіз існуючих систем ремонту показує, що при їх розробці в різних галузях часто не відбивається роздільний облік витрат на поточний, капітальний ремонт і усунення відмов, не враховується різночасність витрат, а найголовніше процес використання машин розглядається як некерований, тоді як в реальності всі ці витрати є неубутними функціями часу.

Узагальнення всіх варіантів моделювання оптимальних доремонтних та післяремонтних ресурсів дозволило встановити їх оптимальні значення для тракторів (таблиця 1).

Таблиця 1.

Оптимальні значення доремонтних та післяремонтних ресурсів тракторів

Марка трактора	Оптимальні значення, мото-год.
К-701, Т-150К	4500-4800
К-700А	4250-4500
ДТ-75М	3500-3600
МТЗ-80	3900-4000

Проведений аналіз показує, що річне напрацювання машин і їх експлуатаційна надійність залежать, в основному, від умов і рівня їх використання і обслуговування, які включають: якість виконання операцій технічного обслуговування і ремонту, кваліфікацію обслуговуючого персоналу, стан виробничої бази, природно-кліматичні умови.

Великий вплив на річне напрацювання машин надає вік машини. Найбільше річне випрацювання машин спостерігається зазвичай на другому році, а потім вона плавно знижується рік від року, частково підвищуючись при проведенні чергового капітального ремонту. Із

збільшенням віку машини також збільшуються витрати на запасні частини, простої їх через технічні причини. Аналогічне положення має місце і за кордоном. Дослідження динаміки питомих приведених витрат на капітальний і поточний ремонт показує, що їх величина росте із збільшенням номера ремонту, знижуючись відразу після проведення чергового ремонту, але це зниження не досягає величини питомих приведених витрат попереднього ремонту. Дослідження показали, що зростання цих витрат із збільшенням віку машини і номера ремонту відбувається по двох причинах: старінню машини і зменшенню величини міжремонтного напрацювання. Ще яскравіше виражена тенденція зростання залежності від напрацювання витрат на усунення відмов. Крім того виникають вельми значні втрати від простоїв.

Висновок. Ефективність використання потенційної надійності виробу, закладеної на етапах проектування і виробництва, головним чином залежить від системи обслуговування і ремонту техніки і якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності машини необхідно, щоб система технічного обслуговування і ремонту, а також міжремонтні ресурси і термін служби машини були науково обґрунтованими. Це дозволить підвищити експлуатаційну надійність машин, а, отже, їх продуктивність і поліпшити всі економічні показники роботи без використання додаткових капітальних вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Література.

1. *Шебанін В.С.* Перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування в Україні / *В.С. Шебанін* // Вісник аграрної науки Причорномор'я. №2. – 2007. – С. 4 – 10.
2. *Молодик М.В.* Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті / *М.В. Молодик* // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 92. – 2008. – С. 381 – 389.
3. *Краснощеков Н.В.* Машинно-технологические станции и техническая политика в АПК / *Н.В. Краснощеков* // Техника в сельском хозяйстве. №5. – 1999. – С. 3-9.
4. *Лезина Е.Г.* Влияние безотказности на экономическую эффективность машин / *Е.Г. Лезина* // Межвузовский сборник научных трудов. – Саранск, 2000. – С. 183.
5. *Коновалов Л.В.* Прогнозирование комплексной надежности оборудования по критериям отказа / *Л.В. Коновалов*. // Сталь. №3. – 1996. – С. 29-35.
6. *Лычева В.В.* Формирование себестоимости продукции в сельском хозяйстве: проблемы оценки затрат / *В.В. Лычева* // Межвузовский сборник научных трудов. – Саранск, 2000. – С. 183.

7. Некрасов С.С. Экономические критерии предельного состояния сложных машин / С.С. Некрасов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. №4. – 1999. – С. 20-23.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИКИ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Болтянская Н.И.

Аннотация – в статье рассмотрена экономическая эффективность повышения надежности техники в условиях эксплуатации.

ECONOMIC EFFICIENCY OF INCREASE TO RELIABILITY OF TECHNIQUE IN THE CONDITIONS OF EXPLOITATION

N. Boltyanskaya

Summary

In the article economic efficiency of increase of reliability of technique is considered in the conditions of exploitation.



УДК. 631.362.3:631.1

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ СКЛАДОВИХ ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ

Михайлов Є.В., к.т.н.,

Білокопитов О.О., аспірант¹

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-21-32

Анотація – в роботі представлено методику визначення критичної швидкості складових зернового вороху з використанням модернізованого парусного класифікатора РПК-30.

Ключові слова – критична швидкість, швидкість витання, коефіцієнт парусності, повітряний потік, повітрявідокремлюємі домішки, полова, збоїна соломи, насіння бур'янів, зерно, подрібнене зерно, щупле зерно, пил.

Постановка проблеми. Зерно, що надходить від зернозбирального комбайну, має різні домішки: насіння інших культур; насіння бур'янів; збоїну соломи; часточки ґрунту; травмоване і подрібнене зерно; «живе» і «мертве» сміття. Використання такого зерна неможливо, а ні як продовольчого, фуражного і тим більше як насінневого матеріал. Державним стандартом встановлено кондиції – показники якості насіння всіх сільськогосподарських культур [1]. До цих кондицій відносять чистоту насіння, його вологість та схожість.

Процес відділення насіння від домішок називається очисткою. Але надбання високої якості недостатньо лише за рахунок його очистки. Необхідно зерно відсортувати, розподілити на фракції або сорти, вирівнявши по будь-якому важливому признаку. Такими признаками для очищення зерна і домішок можуть бути: розміри зерна; щільність; шорсткість поверхні зерна; форма; колір; пружність; аеродинамічні властивості і так далі. Найбільш часте використання очистки - це розділення насіння за розмірами, а на первинному етапі підготовки насінневого матеріалу – за аеродинамічними властивостями [2,3].

Аналіз останніх досліджень. Явище пневматичного сепарування основане на різниці опорів, що здійснюється окремими частками повітряного потоку, і обумовлено їх різними аеродинамічними властивостями [4]. У вертикальному висхідному потоці сила тяжіння G і сила опору R , діюча на частку, завжди протилежні. Таким чином, співвід-

¹ Науковий керівник – к.т.н., доцент Михайлов Є.В.

© Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов

ношення G/R визначає напрямок руху частки: при $G/R < 1$ частка рухається вниз, при $G/R > 1$ - вверх и при $G/R = 1$ частка знаходиться у рівновазі, тобто витає.

Розгляданню цього явища присвячена робота [5], що пов'язана із класифікацією потоків сипкого матеріалу, які слід розрізняти: по геометрії каналів, в яких рухається потік матеріалів; по кінематиці потоку; за активністю динамічної взаємодії компоненти; по крупності і складу частинок; по розподілу об'ємної концентрації частинок в поперечному перерізі потоку (вороху); по температурі і вологості матеріалу.

Але аналіз розподілу складових зернового вороху може спостерігатися в досить широкому діапазоні об'ємних концентрацій від щільно упакованого вороху (ворох очисаного зерна зернових, рису, дуже зволоженого) до розрідженого шару, в якому відсутній взаємний вплив частинок на їх обтікання.

Врахування складу і розподілу складових зернового вороху в свою чергу стало основою створення ряду машин і пристроїв [6], вертикального аспіраатора АФ-5, вібраційного аспіраатора АВФ-10, пристрій для очищення зерна в процесі розсіву і оцінки ефективності аспірації.

Мета дослідження. Незважаючи на велику кількість досліджень у галузі очищення зерна, визначення аеродинамічних властивостей насіння сільськогосподарських культур та їх сторонніх домішок і сьогодні є актуальними.

Метою дослідження є удосконалення методика визначення критичної швидкості складових зернового вороху з використанням модернізованого парусного класифікатора РПК-30.

Основна частина. У сільськогосподарському виробництві в області очищення зерна від сторонніх домішок в останні роки використовуються процеси, в якому зерновий матеріал (ворох) знаходиться у "барботажному", або псевдозрідженому стані. При такому стані збільшується висота шару зернового матеріалу і збільшується пористість. Цей стан виникає тоді, коли шар зернового матеріалу пронизує повітряний потік з певною швидкістю і де частки вороху (полова, збоїна соломи, насіння бур'янів, зерно, подрібнене зерно, щупле зерно, пил) отримують здатність і починають рухатися, як рідина. Тобто пористість шару зернового вороху визначається як частка об'єму не зайнятої твердою фазою. Швидкість повітряного потоку, при якому шар зернового вороху переходить у псевдозрідженому стан називається критичною, а його опір дорівнює вазі матеріалу на одиницю площі. При цьому здійснюється перерозподіл складових зернового вороху по шарах. Складові, що мають більший коефіцієнт парусності, переміщуються в нижні шари, а з меншим коефіцієнтом парусності – у верхні.

Швидкість часток складових зернового вороху, зважених у повітряному потоку, називають швидкістю витання [3,4,8]. Це обумовлено

тим, що Міделева «площа перетину тіла» при різних його положеннях відносно повітряного потоку змінюється, а відповідно змінюється і його критична швидкість. «Тіло» не залишається нерухомим, а переміщується донизу...догори – тобто витає. При подальшому збільшенні швидкості повітряного потоку починається винесення «тіла» з зони його дії у циклони, відстійні камери, тощо. Така швидкість називається швидкістю пневмотранспортування [7].

Аеродинамічні властивості зерна (або домішок) проявляються, коли вони знаходяться під дією повітряного потоку, і характеризується коефіцієнтом парусності $K_{\text{п}}$, що визначається за формулою [8]:

$$K_{\text{п}} = \frac{K \cdot \rho \cdot F}{m}, \quad (1.1)$$

де – K – коефіцієнт опору зерна (або домішок) повітряному потоку;

ρ – щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

F – площа Міделевого перетину тіла (площа проекція тіла на площу, перпендикулярно швидкості повітряного потоку), м^2 ;

m – маса зерна, г;

Якщо «тіло» (зерно) вільно падає у безповітряному просторі, то під дією сили земного тяжіння воно має постійне прискорення g . Якщо ж «тіло» (зерно, домішка) падає у повітряному просторі, то воно зустрічає опір повітря. Із збільшенням швидкості падіння «тіла» опір повітря зростає, від цього прискорення падіння зменшується і може дорівнювати нулю, коли опір повітря стає рівним силі тяжіння. Після цього «тіло» якби зупиняється. Швидкість для цього випадку прийнято називати критичною [4,8].

Коефіцієнт парусності в такому разі доцільно визначати в залежності від критичної швидкості $V_{\text{к}}$ [8]:

$$K_{\text{п}} = \frac{g}{V_{\text{к}}^2}. \quad (1.2)$$

Швидкість витання тіла визначають на ротаметричному порціонно-парусному класифікаторі РПК-30 [9]. На наш погляд, більш точніші виміри швидкості витання «тіла» можливо отримати за рахунок обладнання РПК-30 подовжувачем ротаметра з дифузором та мікроманометром ММН-240 з трубкою Піто-Прандтля, та іншими типами реєструючих пристроїв. При цьому існуючі змінні поплавки ротаметра на використовуються.

На столі 1 (рис.1) на стояку 6 змонтовано подовжену трубку ротаметра 4, яка в свою чергу, з'єднана з ротаметричною трубкою 7 ротаметра, а через рухомий фланець 8 стояка 6, касету 9 і нерухомий фланець 10 - з пневматичним сепаруючим каналом 11. В подовжену трубку ротаметра 4 на відстані шести еквівалентних діаметрів від низу

дифузора 5 введено трубку Піто-Прандтля 3, що з'єднана з мікроманометром ММН-240. По стояку 6 ковзає фланець 8 подовженої трубки ротаметра 4. До нижнього частини подовженої трубки ротаметра 4 приєднано вхідний дифузор 5. Подовжена трубка ротаметра з дифузором, за допомогою важеля 17 вмонтованого в стіл 1, може переміщуватися вертикально вгору і притискати установлену у спеціальне гніздо верхнього фланця 10 касету 9 до нижнього торця фланця 10 пневмосепаруючого каналу 11. На опорі 16 змонтовано циклон 14 в верхній частині якого встановлено електродвигун 13 з вентилятором, а сам циклон через коліно 12 з'єднаний з пневмосепаруючим каналом 11. На вихідній трубці циклона (нижній його частині корпусу) встановлено приймальний стакан 15. Для встановлення подовженої трубки ротаметра і пневмосепаруючого каналу у вертикальне положення на ніжках стола 1 є регульовальні опори. Поплавок ротаметра для проведення експерименту не встановлюється, а регулювання швидкості повітряного потоку забезпечується шляхом зміни частоти обертання вала вентилятора за допомогою ЛАТРа 18.

Робота класифікатора полягає в наступному. “Тіло,, (зерно, домішок), розміщується на рідкій сітці касети 9 у аеродинамічній трубці і під дією вентилятора 13 створюється повітряний потік по замкненому контуру повітроводу. Змінюючи швидкість повітря, підбирають його так, щоб тіло “зависало” в повітрі, не падаючи до низу і не улітаючи вгору.

Швидкість повітряного потоку визначаємо за допомогою мікроманометра ММН-240 і трубки Піто-Прандтля

Методика лабораторних досліджень включає наступні етапи:

- 1) встановити РПК-30 по рівню;
- 2) звільнити і висунути касету поворотом важеля затискаючого пристрою, в яку висипати навіску насіння (домішок) масою 20...30 гр.;
- 3) встановити касету з насінням у гніздо ротаметра і затиснути її між ним і пневматичним каналом;
- 4) підключити прилад до електродвигуна, включити електродвигун;
- 5) відрегулювати швидкість повітряного потоку, що відповідає підйому перших зерен (домішок) до виносу останніх зерен (домішок), змінюючи ЛАТРОм частоту обертання вентилятора,
- 6) зафіксувати показання шкали мікроманометра у діапазоні дослідження;
- 7) визначити значення:
 - максимального і мінімального динамічного тиску;
 - мінімальну і максимальну швидкість витання;
 - мінімальну і максимальну величину коефіцієнта парусності;
 - швидкості транспортування зерна і складових зернового вороху.

Результати досліджень розміщуємо у відомості (табл. 1).

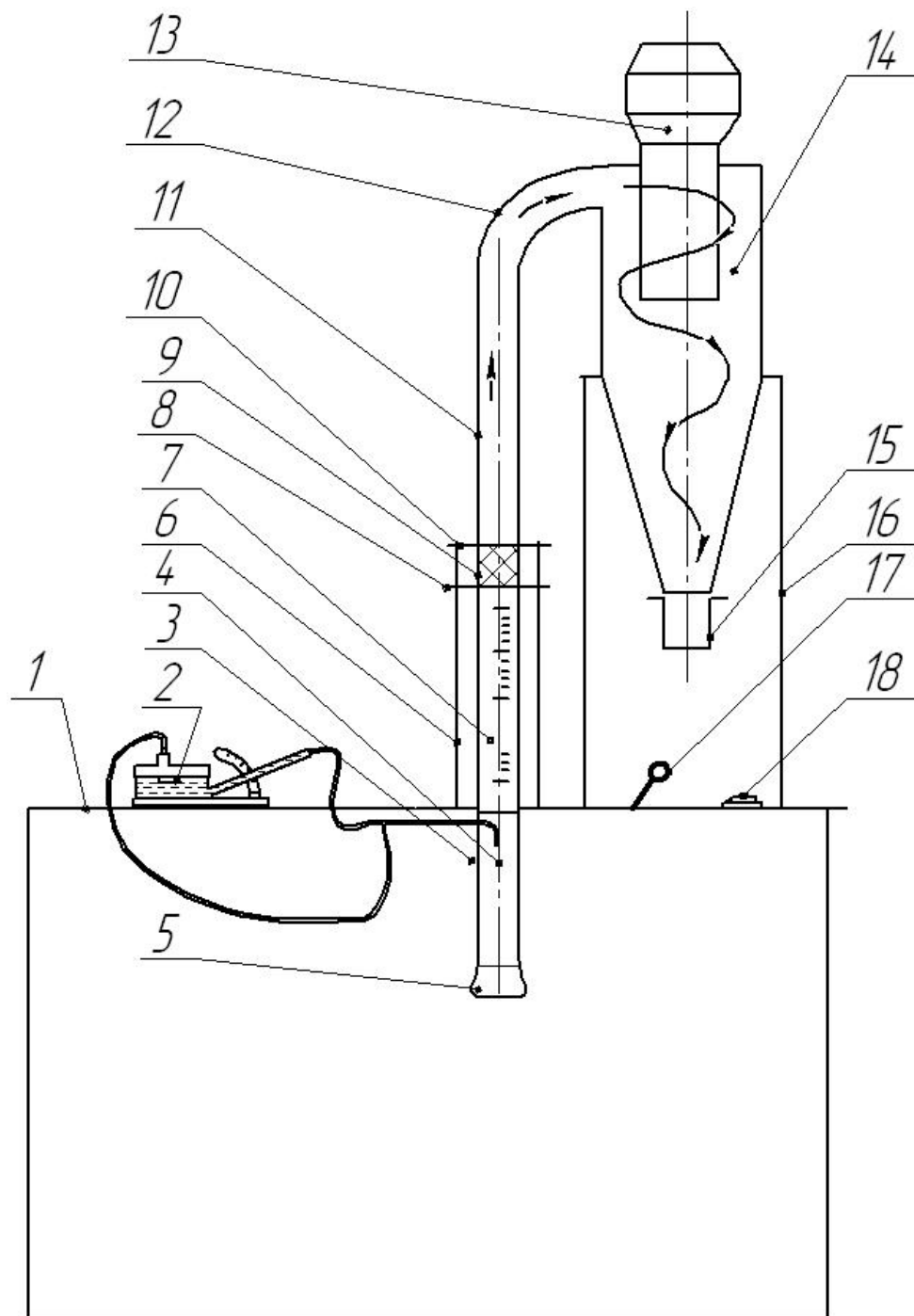


Рис. 1. Схема технологічного процесу модернізованого ротаметричного порціонно-парусного класифікатора РПК-30: 1 – стіл; 2 – мікроманометр ММН-240; 3 – трубка Піто-Прандтля; 4 – подовжена трубка ротаметра; 5 – дифузор; 6 – стояк; 7 – трубка ротаметра; 8 – фланець стояка рухомий; 9 – касета; 10 – фланець нерухомий; 11 – канал пневмосепаруючий; 12 – коліно; 13 – електродвигун вентилятора; 14 – циклон; 15 – стакан; 16 – опора; 17 – важіль; 18 – ЛАТР.

Таблиця 1.

Відомість результатів експериментальних досліджень визначення критичної швидкості (швидкості витання) та коефіцієнта парусності елементів зернового вороху (зерна, зерна подрібненого, насіння бур'янів, збоїни соломи, колосу та ін.).

№ точки вимірювання	Порядковий номер точки вимірювання по ширині каналу	Масштаб шкали мікроманометра, $\mu_{\text{ш}}$	Повний тиск				Динамічний тиск				Критична швидкість (шв. витання)		Коефіцієнт парусності		Швидкість транспортування
			MIN		MAX		MIN		MAX		MI	MA	MI	MA	
			мм	Па	мм	Па	мм	Па	мм	Па	м/с	м/с			
			H_m	$H = H_m \cdot \mu$	H_m	$H = H_m \cdot \mu$	$h_{\text{Ом}}$	$H_{\text{Оин}} = h_{\text{Ом}} \cdot \mu$	$h_{\text{Ом}}$	$H_{\text{Оин}} = h_{\text{Ом}} \cdot \mu$	$V_k = 1,26 \sqrt{h_{\text{Оин}}}$		$K_p = \frac{\sigma g}{V_k^2}$		
1.	1														
	2														
	3														
	⋮														
	n														
	Σ		-	-	-	-	-	-	-						
	$x_{\text{ср}}$		-	-	-	-	-	-	-						
	σ		-	-	-	-	-	-	-						
	v		-	-	-	-	-	-	-						

Для проведення експериментальних досліджень використовуються наступні прилади і обладнання:

- ротаметричний порціонно-парусний класифікатор РПК-30;
- мікроманометр ММН-240; дифманометр МР 200; дифманометр цифровий DT 8920;
- трубка Піто-Прандтля;
- подовжена трубка ротаметра з дифузором;
- відомість результатів експериментальних досліджень (табл. 1).

Висновок. Аналіз методик та засобів визначення критичної швидкості складових зернового вороху дає підставу про доцільність використання модернізованого ротаметричного порціонно-парусного класифікатора РПК-30, обладнаного подовженою трубкою з дифузором та удосконалення методики визначення критичної швидкості «тіла».

Література.

1. ДСТУ 2240-93 Насіння сільськогосподарських культур, сортові та посівні якості. Технічні умови.
2. Испытание сельскохозяйственной техники. Зерноочистительные машины и агрегаты. Семяочистительно-сушильные комплексы. Программа и методы испытаний ОСТ 70.10.2-82. Отраслевой стандарт СССР, - М.:1989.-126 с.
3. *Веселов С.А* Практикум по вентиляционным установкам./С.А. *Веселов*. – М.: Колос, 1982.-255 с.
4. *Березин М.А.* Практикум по расчетам технологического оборудования пищевых производств / *М.А. Березин, С.В. Истихин, В.В. Кузнецов*. Саранск: ООО «Мордовия-Экспо», 2009. 64 с.
5. *Логачев И.Н.* Аэродинамические основы аспирации: Монография / *И.Н. Логачев, К.И. Логачев*. – Санкт-Петербург: Химиздат, 2005. - 659с.
6. *Фадеев Л.В.* Очистка зерна после уборки. Снижение затрат. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://agro.imperija.com/index.php?id=1311788471>
7. *Шалугін В.С.* Процеси та апарати промислових технологій / *В.С. Шалугін, В.М. Шмандій* : Навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2008. –392 с.
8. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: [Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения] / *Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах*: Под.ред. Е.С.Босого. 2-изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977 568 с.
9. Ротаметрический порционно-парусный классификатор РПК-30. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.- М.: ЦОПКБ ВИМ, 1971.- 25 с.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗЕРНОВОГО ВОРОХА

Михайлов Е.В., Белокопытов А.А.

Аннотация – в работе представлена методика определения критической скорости составляющих зернового вороха с использованием модернизированного парусного классификатора РПК-30

METHOD FOR DETERMINING THE CRITICAL COMPONENTS SPEED COMPONENTS OF GRAIN PILE

Ye. Mikhaylov, O. Belokopytov

Summary

This paper presents a methodology for determining the critical components velocity of the grain pile with upgraded sailing qualifier RPK-30.



УДК. 631.362.3:631.1

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ

Михайлов Є.В., к.т.н.,

Білокопитов О.О., аспірант¹*Таврійський державний агротехнологічний університет**Тел. (0619) 42-21-32*

Анотація – в роботі представлено та надано аналіз статистичних характеристик зернового вороху, що надходить до зерноочисних комплексів господарств Запорізької області.

Ключові слова - машина попереднього очищення зерна, сепаратор барабанний, повітряний потік, ворох зерновий, легкі домішки, пил.

Постановка проблеми. Значну частку зібраного зерна з поля і закладеного на зберігання може скласти неповноцінне зерно, причиною якого є несприятливі погодні умови, хвороби і механічні пошкодження, умови його збирання, очищення і транспортування і так далі. До неповноцінного зерна відносять недозріле зерно, суховійне (щупле), зерно, що пошкоджено клопом – черепашкою, фузаріозом, головною, травмоване, бите, давлене і інше. Зниження якості такого зерна ускладнює умови зберігання, погіршує технологічні і поживні властивості. Крім того, деякі види дефектного зерна, містять токсини і інші шкідливі речовини, а під час зберігання в результаті життєдіяльності зерна та дії мікроорганізмів, відбувається втрата маси сухої речовини зерна [1, 2, 3].

Вивчення характеристик зернового вороху, що надходить до зерноочисних комплексів, вивчались в основному з метою [4,5,6,7]:

- визначення максимального середньодобового надходження зерна на тік, яке лежить в основі всіх розрахунків потреби зернотоку в технологічному обладнанні;
- виконання порівняльного аналізу можливості господарства щодо виконання першого технологічного правила: “все зерно, яке надійшло з поля на зерноочисний комплекс, повинно пройти попереднє очищення не пізніше 24 годин з моменту його надходження, а сире і вологе зерно - сушіння до 14% вологості”;
- визначення сукупної розрахункової продуктивності машин попереднього очищення зерна;

¹ Науковий керівник – к.т.н., доцент Михайлов Є.В.

© Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов

- визначення маси відходів при попередньому очищенні;
- розрахунок потреби в зерноскладах;
- визначення загальної площі зернокомплексу та потреби в робочій силі.

Як бачимо, всі представлені попередні дослідження в тому чи іншому ступені пов'язані з проектуванням зерноочисних комплексів.

Аналіз останніх досліджень. У виробництві зерна в останні роки існують суттєві складності. Особливу увагу у виробництві зернових приділяється післязбиральному обробітку. Зерновий ворох, що надходить на післязбиральну обробку, представляє собою суміш зерна основної культури, насіння інших культур, бур'янів, мінеральних (грудочки землі) і органічних домішок (полова, частки рослин) [6]. Задачею післязбирального обробітку є доведення якості зерна до кондицій, у відповідності до встановлених державним стандартом.

Суттєве значення в післязбиральному обробітку приділяється попередньому очищенню зернового вороху. Якість і ступінь попереднього очищення здійснює значний вплив на якість виконання подальших операцій післязбирального обробітку. Технологія очистки зерна передбачає послідовний пропуск зернового вороху через цілий комплекс зерноочисних машин, на кожній з яких відбувається виділення домішок різного складу. В результаті цього зерно основної культури підлягає багаторазовому впливу робочих органів, що призводить до підвищенню подрібнення і травмування зерна, а це в свою чергу оказує вплив на його товарні, продовольчі і насінні якості готового продукту.

Крім цього, складні погодні умови і збільшення урожайності зернових викликають коливання якісних і кількісних характеристик зернового вороху, зокрема вологості і засміченості. Збільшення норм вологості і засміченості призводить до зниження продуктивності зерноочисних машин на 2% на кожен відсоток збільшення засміченості і на 5% на кожен відсоток збільшення вологості [9]. Нерівномірність надходження зернового вороху від зернозбиральних комбайнів призводить до накопичення зерна у буртах на відкритих майданчиках зерноочисних комплексів. Внаслідок несвоєчасного попереднього очищення, тобто зберігання на протязі 1...2 діб, свіжозібраного зернового вороху на майданчику призводить до зниженню енергії проростання до 1,8%, а схожості насіння – до 8% [9].

Водночас, агротехнічними вимогами [10] визначається – зерно, що надходить на зерноочисний комплекс, в залежності від способу збирання по чистоті повинно бути:

- при роздільному збиранні – не менше 96 %;
- при прямому комбайнуванні – не нижче 95 %.

Формулювання цілей статті. Аналіз чистоти зерна, що надходить на зерноочисні комплекси господарств Запорізької області.

Основна частина. Методику якості вихідного матеріалу, що надходить на обробіток на зерноочисний комплекс після зернозбирального комбайну, визначали за результатами аналізу відібраних з нього зразків і навісок. Схеми складання вихідного зразка виконувались у відповідності з [8,11,12,13].

Взяття проб у відповідності з методикою здійснювали на току, вибірка складала 100 автомобілів з зерновим матеріалом. Для проведення експерименту було вибрано найбільш потужні господарства Запорізької області, які в даний час є філіями кафедри «Сільськогосподарські машини». Це господарства: ТОВ «40 років Жовтня» Куйбишевського району; ПП «Лана» Михайлівського району; ТОВ АФ «Райз-Максимко» Токмакського району; ПП «Росія» Бердянського району.

У відповідності з методикою визначався відсотковий вміст:

- крупних домішок – $m_{вд}$ - %;
- легких домішок – $m_{лд}$ - %;
- зернових домішок – $m_{пд}$ - %;
- «живого» сміття – $m_{жд}$ - %;
- насіння бур'яну – $m_{бд}$ - %;
- чистоти зерна – Z - %.

Залежність відсоткового змісту - крупних домішок, легких домішок; зернових домішок, насіння бур'янів, «живого» сміття та чистоти зерна (табл. 1), як відомо [14], має ймовірно-статистичну природу.

За результатами польових випробувань визначалось математичне очікування - $X_{ср}$, максимальне $m_{(max)}$ і мінімальне $m_{(min)}$ значення сторонніх домішок, середньоквадратичне відхилення σ та коефіцієнт варіації v .

Так, аналіз надходження на зернокомплекс крупних домішок вихідного матеріалу (таблиця 1), показує, що найвища засміченість ними у товаристві з обмеженої відповідальністю «Агрофірма «Райз-Максимко» при математичному очікуванні $m_{вд} = 0,6$ %. При цьому мінімальне значення крупних домішок в вихідному матеріалі склало $m_{вд(min)} = 0,24$ %, максимальне $m_{вд(max)} = 1,38$ %, а коефіцієнт варіації $V_{п} = 24,58$ %.

В господарствах ПП «Росія», ТОВ «40 років Жовтня», ПП «Лана» наявність засмічення крупними домішками майже однакова і математичне очікування відповідно склало $m_{вд} = 0,45$ %, $m_{вд} = 0,44$ %, $m_{вд} = 0,43$ %. При цьому мінімальне значення крупних домішок в вихідному матеріалі ПП «Росія», склало $m_{вд(min)} = 0,016$ %, максимальне $m_{вд(max)} = 2,64$ %, а коефіцієнт варіації $V_{п} = 90,92$ %, ТОВ «40 років Жовтня» - $m_{вд(min)} = 0,16$ %, $m_{вд(max)} = 1,19$ %, $V_{п} = 45,80$ %, ПП «Лана» - $m_{вд(min)} = 0,08$ %, $m_{вд(max)} = 1,98$ %, $V_{п} = 76,95$ %.

Легкі домішки, що надходять до зернокомплексу, в усіх чотирьох господарства знаходяться майже на одному рівні.

Таблиця 1.

**Залежність відсоткового змісту - крупних домішок,
легких домішок; зернових домішок, насіння бур'янів,
«живого» сміття та чистоти зерна**

№ п/п	Крупні домішки $m_{вд}, \%$	Легкі домішки $m_{лд}, \%$	Зернові домішки $m_{пд}, \%$	Живе сміття $m_{жд}, \%$	Насіння бур'янів $m_{бд}, \%$	Сміття $m, \%$	Чистота зерна $X, \%$
ПП «Россія»							
$m_{(Xcp)}$	0,45	1,45	2,79	-	-	4,70	95,28
$m_{(min)}$	0,016	0,10	0,33	-	-	0,52	84,95
$m_{(max)}$	2,64	6,18	6,13	-	-	15,05	99,48
σ	0,41	1,37	1,51	-	-	2,49	$\pm 2,49$
v	90,92	94,51	54,05	-	-	52,97	2,61
ТОВ АФ «Райз-Максимко»							
$m_{(Xcp)}$	0,60	1,05	11,62	-	-	13,28	86,72
$m_{(min)}$	0,24	0,20	6,31	-	-	7,87	80,19
$m_{(max)}$	1,38	3,43	17,97	-	-	20,59	92,13
σ	0,34	0,50	2,79	-	-	2,86	$\pm 2,87$
v	40,40	47,63	24,02	-	-	21,56	3,30
ТОВ «40 років Жовтня»							
$m_{(Xcp)}$	0,44	1,15	5,07	-	0,088	6,73	93,26
$m_{(min)}$	0,16	0,18	0,17	-	0	0,9	84,39
$m_{(max)}$	1,19	3,03	9,21	-	0,77	15,61	99,1
σ	0,20	0,84	1,58	-	0,21	2,34	$\pm 2,33$
v	45,80	73,22	31,21	-	244,03	34,71	2,50
ПП «Лана»							
$m_{(Xcp)}$	0,43	1,05	3,46	1,11	-	6,07	93,93
$m_{(min)}$	0,08	0,17	0,67	0	-	1,9	88,73
$m_{(max)}$	1,98	4,07	6,29	3,9	-	11,27	98,1
σ	0,33	0,69	1,14	0,57	-	1,91	$\pm 1,91$
v	76,95	65,30	33,08	51,55	-	31,49	2,03

Так, за математичним очікуванням ПП «Росія», ТОВ АФ «Райз-Максим-ко», ТОВ «40 років Жовтня», ПП «Лана» мають відповідно наступні показники: $m_{лд} = 1,45 \%$, $m_{лд} = 1,05 \%$, $m_{лд} = 1,15 \%$, $m_{лд} = 1,05 \%$. При цьому мінімальне $m_{лд(min)}$, максимальне $m_{лд(max)}$ і значення коефіцієнту варіації $V_{п}$ легких домішок в вихідному матеріалі склали:

- ПП «Росія» - $m_{лд(min)} = 0,10\%$, $m_{лд(max)} = 6,18\%$, $V_{п} = 94,51\%$;
- ТОВ АФ «Райз-Максимко» - $m_{лд(min)} = 0,20\%$, $m_{лд(max)} = 3,43\%$, $V_{п} = 47,63\%$;
- ТОВ «40 років Жовтня» - $m_{вд(min)} = 0,18\%$, $m_{вд(max)} = 3,03\%$, $V_{п} = 73,22\%$;
- ПП «Лана» - $m_{вд(min)} = 0,17\%$, $m_{вд(max)} = 4,07\%$, $V_{п} = 65,30\%$.

Зернові домішки, що надходять до зернокомплексу (пошкоджене, травмоване, подрібнене, щупле і т.д.) (табл. 1), в усіх чотирьох господарства знаходяться на різному рівні.

Аналіз засміченості зерновими домішками вихідного матеріалу, що надходить на зернокомплекс показують:

- ПП «Росія» - математичне очікування $m_{зд} = 2,79\%$, при мінімальному значенні зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{зд(min)} = 0,33\%$, максимальному $m_{зд(max)} = 6,13\%$, і коефіцієнті варіації $V_{п} = 54,05\%$;
- ТОВ АФ «Райз-Максимко» - математичне очікування $m_{зд} = 11,63\%$, мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{зд(min)} = 6,31\%$, максимальне $m_{зд(max)} = 18,89\%$, і коефіцієнт варіації $V_{п} = 24,02\%$;
- ТОВ «40 років Жовтня» - математичне очікування $m_{зд} = 5,07\%$, мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{зд(min)} = 0,17\%$, максимальне $m_{зд(max)} = 9,21\%$, і коефіцієнт варіації $V_{п} = 31,21\%$;
- ПП «Лана» - математичне очікування $m_{зд} = 3,46\%$, мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{зд(min)} = 0,67\%$, максимальне $m_{зд(max)} = 6,29\%$, і коефіцієнт варіації $V_{п} = 33,08\%$.

Отже в ТОВ АФ «Райз-Максимко» максимальне значення зернових домішок склало 18,89 %, а мінімальне 6,31%. І якщо в цілому подрібнене зерно, щупле в усіх чотирьох господарствах знаходяться приблизно на одному рівні, то пошкоджене шкідниками зерно знаходиться на дуже високому рівні, де головною причиною є затримка заходів боротьби із шкідниками. Звідси відсутність в наявності живого сміття, і в той же час дуже високий відсоток пошкодження.

Принципово інша ситуація з наявності «живого» сміття, в ПП «Лана» (табл.1). Математичне очікування наявності «живого» сміття $m_{жд} = 1,11\%$, мінімальне значення «живих» домішок в вихідному матеріалі $m_{жд(min)} = 0,0\%$, максимальне $m_{жд(max)} = 3,9\%$, і коефіцієнт варіації $V_{п} = 51,55\%$. Головна причина повна відсутність боротьби із шкідниками.

Але слід визначити високу ступінь боротьби із бур'янами. У навісках всіх досліджуваних господарств відсутні насіння бур'янів окрім ТОВ «40 років Жовтня» (табл. 1). Математичне очікування наявності насіння бур'янів склало $m_{бд} = 0,088\%$, мінімальне значення $m_{бд(min)} = 0,0\%$, максимальне $m_{бд(max)} = 0,77\%$, і коефіцієнт варіації $V_{п} = 244,03\%$. Причина, що висловлена спеціалістами господарства – не спрацював гербіцид на окремій ділянці поля.

Сума всіх сторонніх і продуктивних домішок дає можливість визначити чистоту зерна, що надходить на зерноочисний комплекс і показує:

- ПП «Росія» - математичне очікування $m_z = 95,29\%$, при мінімальному значенні чистоти в вихідному матеріалі $m_{z(min)} = 84,95\%$, максимальному $m_{z(max)} = 99,48\%$, і коефіцієнті варіації $V_{п} = 2,61\%$;
- ТОВ АФ «Райз-Максимко» - математичне очікування $m_z = 86,71\%$,

- мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{Z(\min)} = 80,19\%$, максимальне $m_{Z(\max)} = 92,13\%$, і коефіцієнт варіації $V_{\pi} = 3,30\%$;
- ТОВ «40 років Жовтня» - математичне очікування $m_Z = 93,26\%$, мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{Z(\min)} = 84,39\%$, максимальне $m_{Z(\max)} = 99,10\%$, і коефіцієнт варіації $V_{\pi} = 2,5\%$;
 - ПП «Лана» - математичне очікування $m_Z = 93,93\%$, мінімальне значення зернових домішок в вихідному матеріалі $m_{Z(\min)} = 88,73\%$, максимальне $m_{Z(\max)} = 98,10\%$, і коефіцієнт варіації $V_{\pi} = 2,03\%$.

Таблиця 2.

Порівняльна таблиця наявності максимальних сторонніх домішок до середнього значення чистоти надходженого зерна

№ п/п	Господарство	Сторонні домішки, %	Середнє значення чистоти, %
		max	
1	ПП «Росія»	7,38	95,28
2	ПП «Лана»	6,92	93,93
3	ТОВ «40 років Жовтня»	4,22	93,26
4	ТОВ АФ «Райз-Максимко»	4,81	86,71

Аналіз надходження зерна на зернокомплекс, показує, що найвища чистота зерна у приватного підприємства «Росія» 95,28%. Середня чистота зерна, що поступила до ТОВ «40 років Жовтня» Куйбишевського району і до ПП «Лана» Михайлівського району склала відповідно 93,26 % і 93,93 %. Найгірші чистота зерна 86,71% у ТОВ АФ «Райз-Максимко» Токмацького району.

Аналіз крупних та повітрявідокремлюємих домішок, що надходять до зерноочисних комплексів показує, що по наявності сторонніх домішок, технологічну операцію попереднього очищення зерна потрібно виконувати обов'язково.

Так, перед проведенням технологічної операції попереднього очищення зерна максимальне значення сторонніх домішок складає: у ПП «Росія» - 7,38 %; у ПП «Лана» 6,92 %; у ТОВ «40 років Жовтня» - 4,22 %; у ТОВ АФ «Райз-Максимко» - 4,81 %.

Висновки. Було наведено загальні відомості щодо очищення та сортування зерна, вимоги до посівних якостей насіння зернових культур та методу відбору зразків навівки матеріалу, що надходить від зернозбирального комбайну до зерноочисних комплексів господарств.

Представлені результати аналізу якості зернових матеріалів, і сторонніх домішок які надходять на зерноочисні комплекси господарств Запорізької області показують, що при більш високій чистоті

вороху у ПП «Росія» (95,28%) максимальне значення сторонніх домішок досягає більше 7%, а відповідно в даному випадку більш навантаженою буде машина попереднього очищення зерна. Повна протилежність у ТОВ АФ «Райз-Максимко» де чистота зерна досягає 86,7 % при дуже високому відсотку зернових домішок (17,97%). В цьому разі найбільше навантаження буде на машину первинного очищення.

Література.

1. Зберігання і переробка продукції рослинництва / *Подпрятков Г. І., Скалецька Л.Ф., Сеньков А.М., Хилевич В.С.* – К.: Мета, 2002. – 495 с.
2. *Волбикова Е.М.* Технология хранения зерна. / *Е.М. Волбикова* - СПб.: Лань, 2003. – 448 с.
3. *Лебедев В.Б.* Обработка и хранение семян. / *В.Б. Лебедев.* – М.: Колос, 1983. – 236 с.
4. *Дегтев В.М.* Обоснование основных параметров технологического оборудования и машин для послеуборочной обработки зерна в условиях Северо-Запада Нечерноземной зоны: дис... канд. техн. наук / *В.М. Дегтев.* - Л., 1984. – 202 с.
5. *Елизаров В.П.* Предприятия послеуборочной обработки и хранения зерна (расчет на ЕОМ) / *В.П. Елизаров.*- М.: Колос, 1977.-216 с.
6. *Янко В.М.* Вероятностная модель зернового материала, поступающего на предприятия послеуборочной обработки зерна / *В.М. Янко* // Земледельческая механика.- М.: Машиностроение, 1968.- Т. 10.- С.112-116
7. *Михайлов Є.В.* Передумови статистичного аналізу вологості, за-сміченості та натури зернових матеріалів/ *Є.В. Михайлов* // Праці ТГАТА 1998. Вип.1. Т.4. – С. 64 – 67.
8. ДСТУ 2240-93 Насіння сільськогосподарських культур, сортові та посівні якості. Технічні умови. – Введ. 01.07.2004. – К.: Держстандарт України, 1993 - 74 с.
9. *Ануфриев Г.В.* Состояние и некоторые пути совершенствования машин для предварительной очистки зерна / *Г.В. Ануфриев, О.С. Тарник* // Научные труды НПО ВИСХОМ 1989. - Вып. 4. - С. 103-109.
10. Сельскохозяйственные машины. Машины для уборки зерна. Агротехнические требования к уборке [Електронний ресурс]. – Режим доступа: http://www.bgsha.com/ru/learning/course/course_content.php? COURSE_ID=2&LESSON_ID=17
11. ГОСТ 12036-85 Семена сельскохозяйственных культур. Правила приемки и методы отбора проб – Введ. 01.06.1986. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004 - 12 с.
12. ГОСТ 12037-81 Семена сельскохозяйственных культур. Методы определения чистоты и отхода семян – Введ. 09.04.1981. – М.:

ИПК Издательство стандартов, 1991 - 31 с.

13. Казаков Е.Д. Методы оценки качества зерна / Е.Д. Казаков. - М.: Агропромиздат, 1987. – 215 с.
14. Киреев М.В. Имитационное моделирование при испытаниях зерноочистительно-сушильных комплексов / М.В. Киреев, В.М. Дегтев // научные труды ЛСХИ. Л., 1982, С. 80...83.
15. Операционная технология послеуборочной обработки зерна / А.Г. Чижиков, В.Д. Бабченко, Е.Е. Машиков. – М.: Россельхозиздат, 1981, – 192 с.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЕРНОВОГО ВОРОХА

Михайлов Е.В., Белокопитов А.А.

Аннотация – в работе представлен и выполнен анализ статистических характеристик зернового вороха, что поступает на зерноочистительные комплексы предприятий Запорожской области.

THE ANALYSIS STATISTICAL CHARACTERISTICS OF GRAIN HEAP

Ye. Mikhaylov, O. Belokopytov

Summary

The analysis of statistical characteristics of grain heap , which is fed to grain-cleaning complexes of Zaporozhye region is implemented and presented in the paper.



УДК.635.64:631.55

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОМЕНТНОГО ГІДРОЦИЛІНДРА

Крилов В.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619) 42-24-36

Анотація – у статті наведено аналіз стану та результати досліджень гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Ключові слова – вантаж, гідроманіпулятор, момент інерції, моментний гідроциліндр.

Постановка проблеми. Для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт останнім часом на базі тракторів і автомобілів, що випускаються серійно, створені конструкції машин, обладнаних гідравлічними маніпуляторами. Останні оснащуються змінними робочими органами - грейферами і кліщовими захватами.

Теоретично встановлено, що на розворот грейфера істотно впливає перетікання робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу моментного гідроциліндра [1]. Визначення внутрішнього перетікання робочої рідини досить утруднене, оскільки в спряжених деталях моментного гідроциліндра невідомі зазори. Отже, дослідження впливу гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра на ефективність його роботи є досить актуальним на сьогодні.

Аналіз останніх досліджень. З аналізу літературних джерел [1, 2] можна зробити висновок, що питання дослідження впливу гідравлічних характеристик на якість роботи моментного гідроциліндра при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт нині потребує подальшого вивчення.

Формулювання цілей статті. Мета роботи – дослідження впливу гідравлічних характеристик моментного гідроциліндра на ефективність його роботи.

Основна частина. Внутрішнє перетікання робочої рідини оцінюють коефіцієнтом σ , пропорційним перепаду тиску Δp між порожнинами нагнітання і зливу моментного гідроциліндра, а також об'ємним коефіцієнтом корисної дії η_v . Знайдемо зв'язок між об'ємним к.к.д. та коефіцієнтом σ .

Об'ємний к.к.д. ротатора знаходимо за формулою:

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_D}, \quad (1)$$

де Q_T – об'єм робочих порожнин моментного гідроциліндра;
 Q_D – витрата робочої рідини, що пройшла через ротатор за один робочий цикл.

Знаючи, що

$$Q_D = Q_T + \sigma \Delta p, \quad (2)$$

отримаємо

$$\eta_v = \frac{Q_T}{Q_T + \sigma \Delta p} \quad (3)$$

або

$$\sigma = \frac{Q_T(1 - \eta_v)}{\Delta p \eta_v}. \quad (4)$$

Для визначення об'ємного к.к.д. η_v використовуємо метод балансу потужності гідропривода

$$N_{ep} = N_H \eta_H \eta_P \eta_M, \quad (5)$$

де N_{ep} – ефективна потужність моментного гідроциліндра ротатора;

N_H – потужність на валі гідронасоса;

η_H – повний к.к.д. гідронасоса;

η_P – повний к.к.д. моментного гідроциліндра;

η_M – гідравлічний к.к.д. магістралей, що з'єднують гідронасос і моментний гідроциліндр.

Ефективну потужність ротатора визначаємо за формулою

$$N_{ep} = M \omega, \quad (6)$$

де M – усталений обертаючий момент на валу моментного гідроциліндра;

ω – усталена кутова швидкість вала моментного гідроциліндра.

Повний к.к.д. моментного гідроциліндра знайдемо з виразу

$$\eta_P = \eta_v \eta_{mex}, \quad (7)$$

де η_{mex} – коефіцієнт корисної дії, що враховує механічні втрати у вузлах моментного гідроциліндра.

Втрати потужності за рахунок тертя рідини об стінки трубопроводів враховують гідравлічним коефіцієнтом корисної дії η_M ,

$$\eta_M = 1 - \frac{\Delta p'}{p_H}, \quad (8)$$

де $\Delta p'$ – втрати тиску, пов'язані з перетіканням робочої рідини;

p_H – тиск робочої рідини у магістралі.

Величину $\Delta p'$ можна вирахувати як

$$\Delta p' = \frac{C_v}{g} v \frac{l_{\pi}}{d^2}, \quad (9)$$

де C – коефіцієнт, залежний від типу рідини;

v – кінематична в'язкість рідини;

l_{π} – приведена (наведена, подана) довжина трубопроводу;

d – діаметр трубопроводу;

v – швидкість руху рідини.

З урахуванням місцевих опорів знайдемо приведену довжину трубопроводу

$$l_{\pi} = l + 1350 n_{\Sigma} d, \quad (10)$$

де n_{Σ} – сумарний коефіцієнт з урахуванням місцевих втрат.

Визначивши η_p з рівняння (5) і порівнюючи з η_p з рівняння (7), отримаємо

$$\eta_p = \frac{N_{ep}}{N_H \eta_H \eta_M} = \eta_v \eta_{mex}. \quad (11)$$

Оскільки теоретичний обертаючий момент на валу моментного гідроциліндра

$$M_T = \frac{B \Delta p}{8} (D^2 - d^2), \quad (12)$$

де B – ширина лопаті моментного гідроциліндра;

D, d – діаметр циліндра і діаметр вала ротатора

$$M = M_T \eta_{mex}. \quad (13)$$

Визначивши η_v з рівнянням (11) і підставивши в нього значення з рівнянь (6, 12, 13), отримаємо:

$$\eta_v = \frac{\omega B \Delta p (D^2 - d^2)}{8 N_H \eta_H \eta_M}. \quad (14)$$

Для реєстрації потужності гідронасоса N_H застосовували ватметр-самописець М-348, ввімкнений в електричну схему електродвигуна привода насоса.

Після статистичної обробки результатів експериментальних даних отримано рівняння регресії

$$\eta_v = -0,0174 + 0,07082 \omega \Delta p. \quad (15)$$

Очевидно, що об'ємний коефіцієнт корисної дії моментного гідроциліндра пов'язаний з жорсткістю гідропривода c_r ,

$$c_r = \frac{M}{\varphi}, \quad (16)$$

де φ – кут повороту вала моментного гідроциліндра від дії обертаючого момента M при «замиканні» гідророзподільвачем порожнини нагнітання і зливу.

Якщо у якості залежної змінної вибрати c_r , а незалежної - η_v ,

то при обробці результатів експериментальних даних отримаємо регресійне рівняння:

$$c_r = 357,16 + 1076,62\eta_v^2. \quad (17)$$

Це рівняння справедливе в діапазоні зміни об'ємного к.к.д. від 0,1 до 0,9.

Таким чином, для визначення коефіцієнта внутрішнього перетікання σ за формулою (4) і жорсткості гідропривода c_r за формулою (16) необхідно знайти об'ємний к.к.д. за формулою (15).

Як відзначали ряд авторів [1, 2], об'ємний к.к.д. моментного гідроциліндра з прямокутною робочою лопаттю має низькі значення (0,3...0,5). Підвищити його досить важко, особливо при малих кутових швидкостях розвороту грейфера, тому що об'єм робочої рідини, що поступає в нагнітальну порожнину моментного гідроциліндра, можна співставити з внутрішнім перетіканням робочої рідини з порожнини нагнітання в порожнину зливу.

Висновок. З наведеного можна зробити висновок, що моментні гідроциліндри з прямокутною робочою лопаттю найбільш ефективні при максимальних кутових швидкостях розвороту грейфера.

Література.

1. *Желтобрюхов А.Н.* Определение утечек масла при движении пластины в поворотном гидродвигателе / *А.Н.Желтобрюхов* – В кн.: Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техника, 1974. – с. 62-63.
2. *Таубер Б.А.* Подъемно-транспортные машины / *Б.А.Таубер* – М. : Лесн. пром-сть, 1980. – 456 с.

ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОМЕНТНОГО ГИДРОЦИЛИНДРА

Крылов В.В.

Аннотация – в статье приведен анализ и результаты исследований гидравлических характеристик моментного гидроцилиндра при проведении погрузочно-разгрузочных работ.

THE RESEARCH OF ROTARY RAIN CHARACTERISTICS

V. Krylov

Summary

The analysis of the state and results researches of hydraulic descriptions of mimeograph during conducting of loading – unloading works is resulted in the article.



УДК 631:372

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ РОЗДІЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ РОЗПОДІЛЬНИКА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Сівак І.М., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (044) 527-82-33

Анотація – обґрунтування доцільності підвищення роздільної здатності розподільника мінеральних добрив в технологіях точного землеробства.

Ключові слова – рух, частинка, мінеральні добрива, повітряний потік, точне землеробство.

Постановка проблеми. В сучасних умовах особливістю проведення польових робіт є прагнення мінімізації "хімічного" тиску на оточуюче та робоче середовище, а також відповідність економічним вимогам виробництва сільськогосподарської продукції [1].

Аналіз останніх досліджень. При розробці інтегрованих або точніше біоценотичних (екологічних) систем особливої уваги заслуговує обґрунтування ролі і місця в них процесу застосування агрохімікатів та об'єктивна оцінка впливу цього процесу на якість та собівартість продукції рослинництва. Як свідчать літературні джерела, в ряді випадків без застосування пестицидів і внесення мінеральних добрив в сучасних умовах практично не можливо отримати оптимальний урожай сільськогосподарських культур. Більше того, хімічний метод досить часто грає домінуючу роль в збереженні якості сільськогосподарської продукції, зокрема зерна і особливо кондицій сильної, цінної та твердої пшениці. При цьому, як свідчить практика, небезпека від хімічних засобів захисту рослин і внесення мінеральних добрив як для навколишнього природного середовища, так і людини, як правило лежить в "необґрунтованому" застосуванні цих препаратів [2].

Формулювання цілей статті. Одним із шляхів оптимізації застосування мінеральних добрив є обґрунтування локального їх застосування до площ елементарних ділянок поля, що підлягають менеджменту і рівня змінних норм внесення.

Незважаючи на те, що в літературних джерелах зустрічається досить багато інформації щодо локального внесення мінеральних

добрив, в методичному відношенні цей напрям розвинений недостатньо. Зокрема, це відноситься до моніторингової системи, яка, як відомо, служить базисом для розрахунку заданих змінних норм внесення технологічних матеріалів. Так, наприклад, відомо, що польові місцевизначені параметри варіюють по всій площі поля і знаходяться в складному взаємозв'язку між собою та діючими факторами з боку оточуючого середовища [2-4].

Основна частина. Незалежно від напрямку руху машино-тракторного агрегату (МТА), ступінь варіювання місцевизначених параметрів знаходиться на однаковому рівні як по напрямку лінії гону, так і по ширині захвату машини. Це обумовлює необхідність керування нормою внесення технологічного матеріалу як у напрямку руху МТА, так і по ширині його захвату. Цей факт набуває важливості для широкозахватних машин, наприклад, для розподільників добрив, зернових сівалок, обприскувачів тощо з шириною захвату 20 м і більше [5, 6].

Кращі результати керування агробіологічним потенціалом сільськогосподарських угідь досягаються на тих ділянках поля, де більша родючість ґрунту і при цьому правильно розраховані та реалізовані норми внесення поживних речовин [7, 8]. Про це свідчить реалізація картограми рівня внесення мінеральних добрив на частині сільськогосподарського поля (рис. 1). Із рис. 2 видно, що площа частини поля має три ділянки з різним рівнем вмісту поживних елементів Q1, Q2 та Q3. Розбивши площу частини поля на технологічні проходи машини, очевидно, що в межах ширини захвату, норма внесення мінеральних добрив має різні показники.

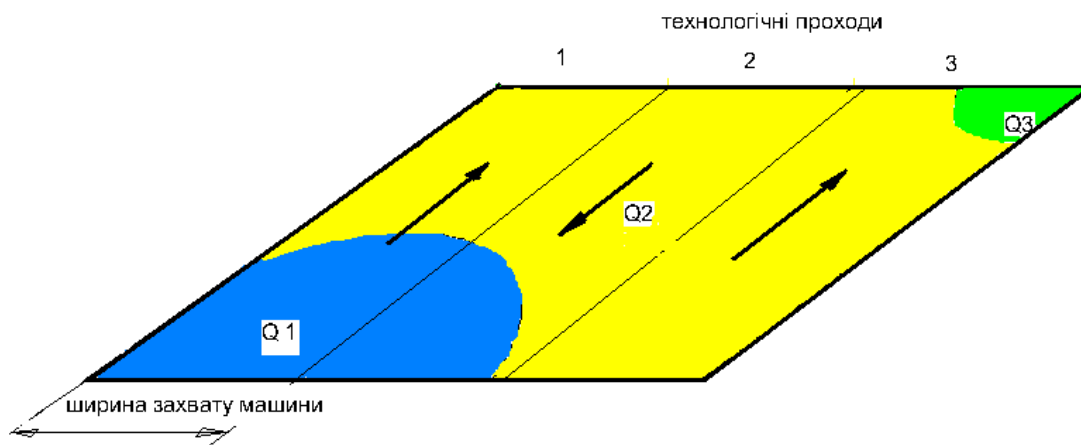


Рис. 1. Картограма частини поля із змінною нормою внесення мінеральних добрив.

При реалізації даної картограми машиною із змінними нормами внесення технологічного матеріалу лише по напрямку руху агрегату (рис. 2) – норма внесення по ширині захвату машини буде сталою

величиною і буде залежати від центральної вісі переміщення машини, де встановлюються елементи системи навігації.

Проведеними дослідженнями на Україні та в світі доведено, що економічна ефективність використання машин із змінними нормами внесення технологічного матеріалу за напрямком переміщення, порівняно із класичними машинами зі сталою нормою внесення, становить 20...25 % [9].

Але реалізована картограма внесення мінеральних добрив такими машинами відповідає запланованій картограмі, зображеній на рис. 2 лише на 70%, що суттєво впливає на зниження рівня екологічної чистоти вирощуваної продукції на певних ділянках поля, внаслідок внесення надлишкової кількості мінеральних добрив, та знижує показник очікуваного урожаю на тих ділянках поля, які отримали меншу від потрібної кількість мінеральних добрив.

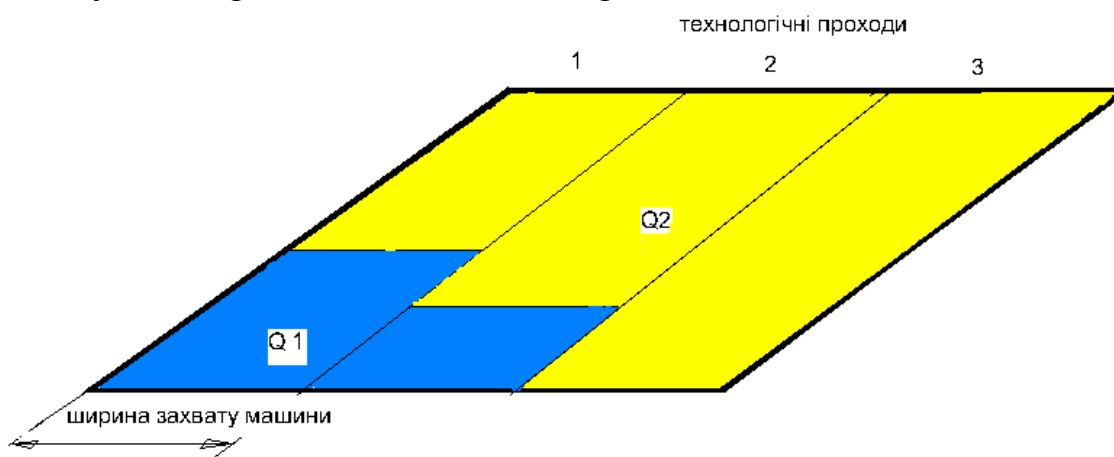


Рис. 2. Картограма частини поля після технологічного проходу машини із змінними нормами внесення технологічного матеріалу лише по напрямку руху агрегату.

Крім того, з рис. 2 видно, що ділянка поля з рівнем вмісту поживних елементів Q_3 , залишилася не реалізованою, оскільки її ширина менша за половину ширини захвату машини.

Отже, в аспекті місцевизначеного вирівнювання сільськогосподарського поля за вмістом поживних елементів, з метою отримання високих урожаїв екологічно чистої продукції рослинництва, досить жорстко постає питання підвищення роздільної здатності машин для реалізації технологій змінних норм внесення мінеральних добрив в системі точного землеробства. Тому доцільно варіювати нормою внесення мінеральних добрив не лише за напрямком переміщення сільськогосподарської машини, а і по ширині її захвату, тобто реалізувати місцевизначений перерозподіл мінеральних добрив за технологічними смугами ширини захвату машини. Ширина технологічної смуги машини повинна відповідати

розмірам найменших ділянок поля з різним вмістом поживних елементів, що становить 3...4 м [5 – 6].

Реалізація картограми зображеної на рис. 1 машиною із змінними нормами внесення мінеральних добрив за чотирма технологічними смугами ширини захвату, доводить, що отримана епюра перерозподілу мінеральних добрив по площі поля (рис. 3), на 95% відповідає запланованій, при цьому кожна ділянка поля отримує потрібну кількість мінеральних добрив як по напрямку руху агрегату, так і по ширині його захвату.

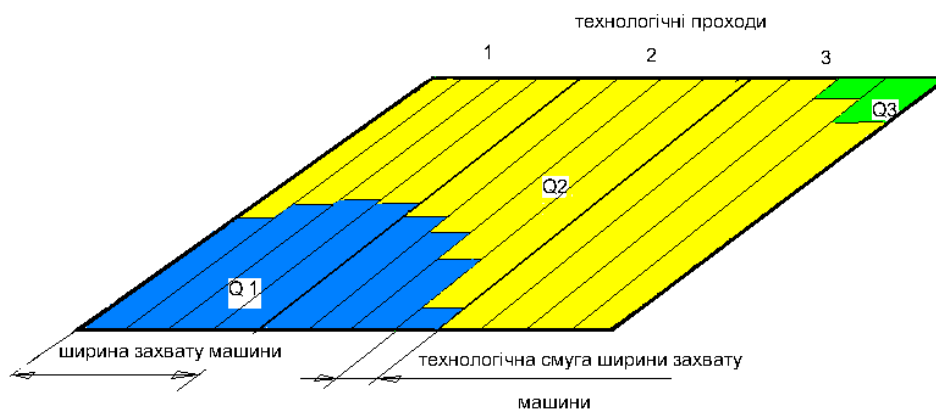


Рис. 3. Площа поля після технологічного проходу машини із змінними нормами внесення технологічного матеріалу за напрямком руху та по ширині захвату агрегату.

Зріст відсотка відповідності реалізованої картограми внесення мінеральних добрив за технологічними смугами ширини захвату агрегату до запланованої – є наслідком підвищення, в даному випадку в чотири рази, роздільної здатності машини.

Отже, роздільна здатність машин - реалізаторів в системі керованого землеробства – це показник точності реалізації заданих планів місцевизначеного перерозподілу технологічних матеріалів. Тому, одним із основних завдань такого підходу являється удосконалення існуючого парку машин для внесення технологічних матеріалів, шляхом підвищення їх роздільної здатності за технологічними смугами ширини захвату машини.

Висновок. На сьогодні можна вести мову про виконання технологій змінних норм внесення на макрорівні. Такий макрорівень характеризується середньою довжиною хвилі зміни впливового фактору (а разом з ним і реакції системи регулювання положенням робочих органів машини на перехідних процесах) на рівні 3-15 м. Отже, якщо розміри площ ділянок поля з однаковими рівнями градацій норми внесення на порядок більші, ніж указана довжина хвилі, то робота сільськогосподарської машини, як регулятора норми

технологічних внесень, може буде задовільною; в протилежному випадку – помилка виконання завдання може сягати 100 %, що відповідно веде до значних економічних втрат. В зв'язку з цим необхідно розробляти сільськогосподарські машини для внесення технологічних матеріалів з високою просторовою точністю їх доставки до заданої елементарної ділянки поля. Роздільна здатність (в аспекті варіювання норм внесення технологічних матеріалів) сучасних машин реалізаторів повинна складати близько 3×3 м.

Література.

1. *Васильев В.* Вредители сельскохозяйственных культур и лесных насаждений / *В. Васильев.* – К.: Урожай, 1989. – Т. III. – с. 15.
2. *Арешников Б.* Вредная черепашка и меры борьбы с ней / *Б. Арешников.* – М.: Колос, 1982. – С. 131.
3. *Адамчук В.В.* Технологічний процес і машини для диференційованого застосування мінеральних добрив / *В.В. Адамчук* // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільського господарства». – К.: НАУ, 2000. – Т. VIII. – С. 195–198.
4. *Войтюк Д.Г.* Перспективи впровадження в Україні системи точного землеробства / *Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, М.С. Волянський* // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ, 2002. – Т. XIII. – С. 93–97.
5. *Войтюк Д.Г.* Методи реалізації системи точного землеробства / *Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, Г.Р. Гаврилюк* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 1998. – Вип. 9. – С. 67–69.
6. *Сівак І.М.* Механізація застосування змінних норм внесення мінеральних добрив / *І.М. Сівак* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2003. – Вип. 60. – С. 314.
7. *Аніскевич Л.В.* Шляхи оптимізації розподілу технологічних матеріалів по площі поля / *Л.В. Аніскевич, І.М. Сівак, О.М. Миропольський* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 92. ч 2. – С. 303–309.
8. *Аніскевич Л.В.* Місцевизначене керування технологічними процесами сільськогосподарських машин / *Л.В. Аніскевич* // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ, 2000. – Т. IX. – С. 43–46.
9. *Аніскевич Л.В.* Модель функціонування посівної машини в системі точного землеробства / *Л.В. Аніскевич* // Сб. научн. труд. Керченского морского техн. инст-та «Механизация производствен-

- ных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий». – Керчь: КМТИ, 2001. – Вип. 1. – С. 112–118.
10. *Войтюк Д.Г.* Сучасні технології керування енергетичним потенціалом сільськогосподарського поля / *Д.Г. Войтюк, Л.В. Анискевич, В.В. Адамчук* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2004. – Вип. 73. – С. 286–291.
 11. *Анискевич Л.В.* Технологія компенсаційних внесень технологічних матеріалів в системі точного землеробства / *Л.В. Анискевич* // Збірник наук. праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ, 2002. – Т. XI. – С. 30–43.
 12. *Анискевич Л.В.* Формализация механизированных процессов переменных норм внесения технологических материалов в системе точного земледелия / *Л.В. Анискевич* // Сб. научн. трудов ВИМ «Машинная технология и техника для производства зерновых, масличных и зернобобовых культур». – М.: ВИМ, 2001. – Т. 3, ч. 2. – С. 238–241.
 13. Механіко-технологічні основи застосування системи точного землеробства (СТЗ) в агропромисловому комплексі України // Звіт про науково-дослідну роботу. – К.: НАУ, 2002. – № держреєстрації 0198 U 004123. – 112 с.
 14. *Кравчук В.І.* Місцевизначені технології в системі точного землеробства / *Кравчук В.І., Войтюк Д.Г., Анискевич Л.В., Баранов Г.Л.* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2000. – Вип. 29. – С. 194–201.

ОБОСНОВАНО ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ СПОСОБНОСТИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

И.Н. Сивак

***Аннотация* – Обосновано целесообразность повышения разделительной способности распределителей технологических материалов в технологиях точного земледелия.**

SUBSTANTIATION EXPEDIENCE IMPROVE THE SEPARATION ABILITY OF DISTRIBUTORS OF MINERAL FERTILIZERS

I. Sivak

Summary

Expedience improve the separation ability of distributors of process materials in precision farming technology.



УДК 631.3; 658.382:631.145

АНАЛІЗ СТАНУ ОХОРОНИ ПРАЦІ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ УКРАЇНИ

Комар А.С., аспірант¹*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-14-38

Анотація – робота присвячена аналізу стану виробничого травматизму (в тому числі смертельного характеру), професійної захворюваності на виробництві та стану охорони праці в агропромисловому комплексі України в цілому.

Ключові слова – виробничий травматизм, професійне захворювання, охорона праці, агропромисловий комплекс, промислова безпека, нещасний випадок, сільське господарство.

Постановка проблеми. Фахівці Міжнародної організації праці (МОП) визначили, що коло найбільш небезпечних галузей промисловості України, з точки зору виробничого травматизму, включають вугільну, агропромисловий комплекс та машинобудівну.

Стан охорони праці, рівень виробничого травматизму та професійної захворюваності робітників агропромислового комплексу є серйозною соціально-економічною проблемою галузі, що безпосередньо впливає на професійну діяльність працюючих.

Незадовільний стан охорони праці призводить до високого рівня травматизму та професійної захворюваності, що викликає тривогу і завдає шкоди конкретній особі та суспільству в цілому.

Аналіз останніх досліджень. Сільське господарство є однією з найнебезпечніших галузей промисловості України [6, 7, 8], США [3], Канади [2], Австралії [1] та ін. з підвищеним ризиком професійного захворювання та виробничого травматизму (в т.ч. смертельного характеру).

На підприємствах агропромислового комплексу (АПК) працює 2 млн. 451 тис. працівників. У 2011 році травмовано 1066 працівників (у 2010 р. – 1102), у тому числі зі смертельним наслідком 123 працівника (у 2010 р. – 102) [6]. Коефіцієнти частоти професійних захворювань і виробничого травматизму майже не змінюються, а кількість постраждалих зменшується пропорційно до зменшення кількості працюючих в АПК.

¹ Науковий керівник – к.т.н., професор Рогач Ю.П.

© А.С. Комар

На сьогодні вже здійснюються кроки щодо поліпшення стану охорони праці на виробництві: використовуються засоби індивідуального захисту (ЗІЗ), різноманітні пристрої безпеки, розробляються законодавчі та нормативно-правові акти з охорони праці та промислової безпеки, але через використання застарілої сільськогосподарської техніки та устаткування, недостатньої уваги стану охорони праці з боку керівників, зменшення кількості перевірок підприємств (у зв'язку із зменшенням чисельності інспекторів Держгірпромнагляду) залишає питання відкритим.

Формулювання цілей статті. Все це говорить про необхідність проаналізувати існуючу ситуацію стану охорони праці, професійних захворювань та виробничого травматизму в сільськогосподарському виробництві та виділити основні причини їх виникнення та запропонувати шляхи їх вирішення.

Основна частина. Аналіз стану промислової безпеки, що проводився Держгірпромнаглядом України, свідчить, що в Україні у 2011 році загальна кількість нещасних випадків, пов'язаних із виробництвом, порівняно з минулим роком зменшилась на 9%, або на 1041 випадок (на підприємствах України у 2011 році травмовано 10657 осіб, у 2010 році – 11698 осіб), а кількість нещасних випадків із смертельним наслідком, пов'язаних із виробництвом, порівняно з минулим роком збільшилась на 41 нещасний випадок, або на 6% (на підприємствах України за 2011 рік смертельно травмовано 685 осіб, за 2010 рік – 644 особи) [6].

Серед інших галузей АПК характеризується як один з найбільш травмонебезпечних, поступаючись лише вугільній промисловості. В сільському господарстві численна кількість фермерських об'єднань (товариств, кооперативів та ін.), але основні небезпеки спільні для більшості з них [1]:

1) Тварини і рослини – травми завдані тваринами включають укуси, удари, трощення, защемлення, витоптування та передачу деяких інфекційних захворювань таких, як лямблій, сальмонелу, стригучого лишая та ін.

2) Хімічні речовини – пестициди та гербіциди можуть призвести до таких травм як опіки, респіраторні захворювання, отруєння.

3) Замкнуті простори – бункери, ємності для води, молочні чани і ями з гноєм можуть стати небезпечним середовищем, яке може викликати отруєння або задушення.

4) Електрика – небезпеки включають несправність перемикачів, електричних кабелів, устаткування та ліній електропередач.

5) Висота – падіння зі сходів, даху, сінажів та різних підвищень є основною причиною травм.

6) Деталі машин – небезпеки від яких включають трактори без захисту при перекиданні, вал відбору потужності (ВВП), ланцюгові передачі, шнеки і устаткування з незахищеними рухомими частинами.

7) Шум – шум від худоби, техніки і устаткування може вплинути на слух робітників.

8) Транспортні засоби – аварії, або падіння з мотоцикла чи квадроцикла, трактора, комбайна можуть призвести до серйозних травм.

9) Вода – утопитися можливо навіть при рівні води в п'ять сантиметрів. Греблі, озера, ставки, річки, канали, цистерни, бочки і струмки при цьому знаходяться в групі небезпек.

10) Погодні умови – небезпеки включають сонячні опіки, тепловий удар, зневоднення і переохолодження.

На підприємствах АПК спостерігається збільшення кількості нещасних випадків зі смертельним наслідком пов'язаних із виробництвом на 21 (у 2011 році загинуло 123 особи, у попередньому році – 102) (рис. 1, табл. 1, табл. 2) [6]. Умови праці робітників (підвищена загазованість та запиленість повітря, перевищення рівнів шуму та вібрації, параметри мікроклімату та освітленості, які виходять за межі норми), практично не відповідають санітарно-гігієнічним нормам.

Таблиця 1.

**Нещасні випадки зі смертельним наслідком
в агропромисловому комплексі України у 2011 р. [4]**

Галузі агропромислового комплексу	Кількість нещасних випадків
Сільське господарство	64
Харчова та переробна промисловість	26
Рибна галузь	4
Лісогосподарські роботи	29
РАЗОМ	123

Під час аналізу нещасних випадків в АПК, що проводився органами Держгірпромнагляду України, визначено, що основними причинами їх виникнення є організаційні: невиконання вимог інструкцій з охорони праці – постраждало 46 осіб (у 2010 році – 27 осіб); порушення вимог безпеки під час експлуатації транспортних засобів – постраждало 14 осіб (у 2010 році – 15 осіб); порушення правил дорожнього руху – постраждало 10 осіб (у 2010 році – 12 осіб) [6].

Основні види подій, що призвели до нещасних випадків із смертельним наслідком: падіння, обрушення, предметів, матеріалів тощо – травмовано 26 осіб (у 2010 році – 12 осіб); дія предметів та деталей, що рухаються – постраждало 25 осіб (у 2010 році – 14 осіб); падіння потерпілого (в т.ч. з висоти) – постраждало 15 осіб (у 2010 році – 16 осіб); наїзд транспортних засобів – постраждало 13 осіб (у 2010 році – 14 осіб) [6].



Рис. 1. Травматизм в АПК за 2002-2011 роки.

Таблиця 2.

Показники рівня коефіцієнтів частоти загального і смертельного травматизму в АПК за 2002-2011 роки

Роки	Середньооблікова чисельність робітників	Коефіцієнт частоти травматизму з розрахунку на 100 000 працюючих	
		всього (K _{чз})	в т.ч. смертельно (K _{чс})
2002	4771386	86,81	6,62
2003	4482303	77,95	6,16
2004	4257652	69,01	6,22
2005	4064907	71,51	5,81
2006	3818979	65,51	5,18
2007	3288393	65,84	5,72
2008	3037353	56,10	4,74
2009	2594313	47,72	4,32
2010	2472563	44,57	4,13
2011	2451278	43,49	5,02

На думку іноземних фахівців, які працювали за програмою МОП в Україні, велика кількість нещасних випадків зі смертельними наслідками пояснюється п'ятьма основними причинами [7]:

1. незадовільною підготовкою робітників і роботодавців з питань охорони праці;
2. відсутністю належного контролю за станом безпеки на робочих місцях та виконанням встановлених норм;

3. недостатнім забезпеченням працюючих засобами індивідуального захисту;
4. повільним впровадженням засобів та приладів колективної безпеки на підприємствах;
5. спрацьованістю (у деяких галузях до 80%) засобів виробництва.

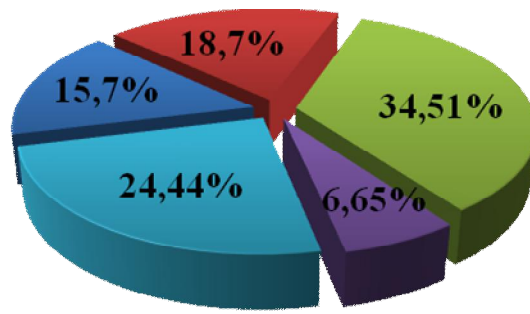
Стан охорони і безпеки праці в сільськогосподарському виробництві залишається незадовільним. Достатньо сказати, що ризик стати жертвою нещасного випадку або професійного захворювання в Україні в декілька разів вищий, ніж у розвинутих країнах [8].

Статистика профзахворювань за останні роки свідчить: із загальної кількості працівників, які щорічно набувають статус професійно хворих (близько 6000 осіб), лише 0,4% є працівниками сільськогосподарського виробництва (за даними 2006р. – 28 осіб, тобто лише одному працівнику села в рік на всю область вдається підтвердити статус професійно хворого та оформити належну пенсію). Ці цифри не можна визнати такими, що об'єктивно характеризують здоров'я сільських працівників з огляду на кількість шкідливих та небезпечних чинників виробничого довкілля, що діють на працівників АПК. Втрачають своє здоров'я механізатори на тракторах і комбайнах застарілих конструкцій, доярки та інші тваринники, переміщаючи великі вантажі, зварювальники, які працюють без респіраторів та інші категорії працівників. З різних причин, зокрема через обтяженість додатково власним господарством, вони не мають змоги своєчасно звернутися за належною медичною допомогою [8].

Професійні захворювання виникають від дії на робітника фізичних, хімічних та біологічних шкідливих виробничих чинників (рис. 2, рис. 3).

Що стосується аналізу професійного ризику, то масштаб цього питання обумовлений складною природою професійних ризиків в АПК, значним їх різноманіттям, важко передбачуваними і тривалими наслідками.

Професійний ризик смертельного травмування на виробничих процесах у сільському господарстві України стабільно залишається на досить високому рівні у межах $1,1 \cdot 10^{-4} \dots 1,4 \cdot 10^{-4}$ [8]. Такий рівень смертельного ризику перевищує не лише задовільний ($\leq 5 \cdot 10^{-5}$), але і допустимий ($\leq 10^{-4}$) рівні, які встановлено у країнах з розвинутою ринковою економікою. Проблема зниження професійного ризику в сільському господарстві є надзвичайно складною і на цей час не знайдено універсального способу її вирішення.



- хвороби, що виникли від дії вібрації (вібраційна хвороба);
- хвороби, що виникли від дії шуму (кохлеарний неврит (глухота));
- хвороби, що виникли від фізичного перенапруження (поліневралія, цервікобрахіалгія (біль в шийці плечової кістки));
- хвороби, що виникли від біологічних чинників (хронічний бруцельоз, туберкульоз);
- хвороби, що виникли від хімічних чинників (бронхіальна астма, алергічний дерматоз).

Рис. 2. Основні професійні захворювання в АПК [9].

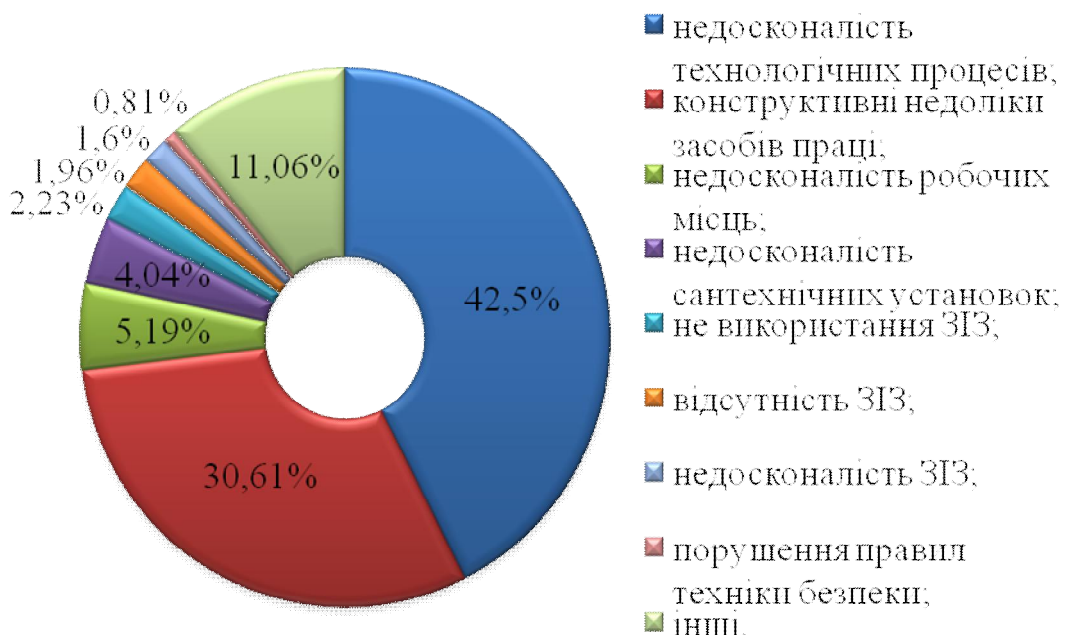


Рис. 3. Основні причини виникнення професійних захворювань в АПК [5].

Основні причини виробничого травматизму та професійної захворюваності в сільському господарстві [9]:

- незадовільний стан основних виробничих фондів;
- скорочення обсягів капітального і профілактичного ремонту

будівель, споруд, транспортної техніки та обладнання;

- істотне скорочення або повне припинення робіт зі створення нових технологій і нової техніки;
- недостатня кваліфікація адміністративно-технічних керівників виробництва;
- зниження уваги до безпеки виробництва;
- низький рівень навчання та контролю навичок і знань з охорони праці, погіршення виробничої і технологічної дисципліни.

Висновки. Короткий аналіз стану охорони праці АПК України показує, що безпека в сільському господарстві перебуває не у найкращому стані. Крім змін та вдосконалення діючих законів, розробку та введення в дію нових законодавчих та нормативно-правових актів з охорони праці та промислової безпеки держава має вирішити наступні задачі: розробити нові методи управління охороною праці; формування у працівників знань і навичок, необхідних для безпечної праці; створення ЗІЗ нового покоління на основі вдосконалення технології виготовлення засобів захисту.

Вирішити зазначені завдання в галузі охорони праці можна завдяки науковому потенціалу галузі, інакше суттєвих змін у забезпеченні нормативів безпеки праці в АПК не досягти.

Література.

1. Farm safety - risks and hazards / Better Health Channel (www.betterhealth.vic.gov.au) 1999/2011 State of Victoria (Australia), 2011. Available from: http://www.betterhealth.vic.gov.au/bhcv2/bhcarticles.nsf/pages/Farm_safety_risks_and_hazards?open Accessed April 15, 2012.
2. Risk Factors Associated with Farm Injuries in Canada (1991 to 2001) / Agriculture and Rural Working Paper Series. Agriculture Division, Ottawa (Statistics Canada), Available from: http://www.betterhealth.vic.gov.au/bhcv2/bhcarticles.nsf/pages/Farm_safety_risks_and_hazards?open Accessed April 15, 2012.
3. What You Should Know About: Agriculture Injury / Oklahoma State Department of Health. (1000 NE 10th) Oklahoma City (USA), 2004. Available from: http://www.ok.gov/health/documents/CG_Agriculture.pdf Accessed April 14, 2012.
4. Відомості про нещасні випадки зі смертельним наслідком в агропромисловому комплексі у 2011 році з розподілом по регіонах [Електронний ресурс] / Урядовий портал Міністерства Аграрної Політики України. – 16.04.2012 – Режим доступу : <http://www.minagro.gov.ua/page/?12884.htm>.
5. Михайлов В.Н. Состояние производственного травматизма в системе АПК / В.Н. Михайлов, А.К. Тургиев // Информационно-консультационная служба сельских товаров производителей

- Московской области. — Москва, 2001. — № 4.
6. Про стан промислової безпеки в Україні у 2011 році, вжиті Держгірпромнаглядом заходи [Електронний ресурс] / Державна служба гірничого нагляду та промислової безпеки України – 16.04.2012 – Режим доступу : http://www.dnopr.kiev.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=6839&Itemid=201.htm.
 7. Стан охорони праці в Україні та інших країнах [Електронний ресурс] / Бібліотека технічної літератури. – 15.04.2012 – Режим доступу : http://bamper.info/ohrana_truda/shedeckiy/.
 8. Стан охорони праці, пожежної безпеки і безпеки дорожнього руху в агропромисловому виробництві у 2008 році та у I кварталі 2009 року [Електронний ресурс] / Урядовий портал Міністерства Аграрної Політики України. – 15.10.2011 – Режим доступу : <http://www.minagro.kiev.ua/page/?8233.htm>.
 9. *Тургиев А.К.* Состояние условий труда работников агропромышленного комплекса / *А.К. Тургиев* – Вестник ФГОУ ВПО МГАУ 2008. – № 2. – С. 136-138.

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ОХРАНЫ ТРУДА В АГРОПРОМЫШЛЕННОМ КОМПЛЕКСЕ УКРАИНЫ

А.С. Комар

Аннотация – работа посвящена анализу состояния производственного травматизма (в том числе смертельного характера), профессиональной заболеваемости на производстве и состояния охраны труда в агропромышленном комплексе Украины в целом.

ANALYSIS STATUS OF LABOR PROTECTION IN AGROINDUSTRIAL COMPLEX OF UKRAINE

A. Komar

Summary

Activity is dedicated to analyzes the state of occupational injuries (including fatal injuries), occupational diseases and the state of labor protection in the agricultural of Ukraine as a whole.



УДК [631.3:614.712].001.4

ЗНЕПИЛЮВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ КАБІН ТРАКТОРІВ

Мохнатко І.М., к.т.н.,

Рогач Ю. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (06192) 42-14-38

Анотація – робота присвячена проблемі знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів.

Ключові слова – знепилення вентиляційного повітря, сезон запиленості, концентрація пилу, продуктивність системи вентиляції.

Постановка проблеми. Поліпшення умов праці механізатора пов'язано зі створенням сприятливого мікроклімату в кабіні трактора.

Аналіз літературних джерел і експериментальних досліджень показує, що несприятливі умови праці в кабіні трактора обумовлені недоліками проектування системи вентиляції, опалення й знепилювання повітря в кабіні трактора. Використання технічних рішень, які застосовувалися раніше на аналогах даних машин, відсутність обліку ергономічних вимог до робочих місць і до компонування кабін, у свою чергу також веде до погіршення умов перебування на робочому місці тракториста. Разом із тим, різноманітні умови експлуатації тракторів: робота при низькій або високій температурі зовнішнього повітря, високій запиленості, різкій зміні кліматичних зон, наприклад, при русі на тривалі відстані - вимагають врахування всіх основних факторів при проектуванні систем вентиляції, опалення й знепилювання повітря.

Аналіз останніх досліджень. Проблеми, пов'язані із запиленістю повітря й підтримкою необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, вирішуються за допомогою установки в кабінку трактора надійної системи вентиляції, обов'язковим елементом якої є пиловідділення.

Проблемою при розробці систем вентиляції є складність врахування специфічних особливостей використання пилоочисних пристроїв на конкретному об'єкті.

Формулювання цілей статті. Метою цієї роботи являється визначення систем для знепилення вентиляційного повітря кабін тракторів з високою ефективністю пилоловлення.

Основна частина. При роботі тракторів (оранка, боронування культивация тощо) утворюється пил від механічного впливу коліс, гусениць і сільськогосподарських знарядь на ґрунт. Пил у вигляді стійкої хмари, що складається із дрібних частинок у зваженому стані, одночасно або супроводжує тракторний агрегат, або рухається йому назустріч, або збоку.

Найбільш вагомими факторами, які визначають вміст пилу в робочій зоні тракториста, є вологість і структура ґрунту, розміщення робочого місця, напрямок і швидкість руху вітру, швидкість руху агрегату. Проникаючи в кабіну, пил нагромаджується й осідає на різних елементах кабіни та під час роботи внаслідок вібрації піднімається в повітря й може накопичуватися в зоні дихання в значних концентраціях (табл. 1).

Таблиця 1.

Концентрація пилу в кабінах тракторів у рівноцінних умовах

Трактор	Концентрація, $\times 10^{-6}$ кг/м ³	
	мінімальна	максимальна
Т-150 К	2,5	18,6
МТЗ-80	40,0	116,0
Т-70 С	20,5	86,0
ДТ-75	26,8	67,5
К-701	18,6	38,5
ЮМЗ-6Л	36,5	127,0

Протягом сезону запиленість у зоні дихання тракториста коливається в широких межах, як залежно від видів сільськогосподарських робіт, так і від періодів найбільшого випадання опадів. Одним із показників, що впливають також на формування фону запиленості в кабіні трактора, є кратність повітрообміну в самій кабіні.

Широко вивчалось питання про концентрацію пилу навколо кабіни трактора Т-150К при виконанні різних видів сільськогосподарських робіт [1]. Так, максимальна концентрація пилу над капотом становила $179,6 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, на рівні очей механізатора спереду лобового скла - $76,7 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, на висоті 0,2 м над кабіною - $47,7 \cdot 10^{-6}$ кг/м³ і на висоті 0,5 м над кабіною - $36,2 \cdot 10^{-6}$ кг/м³. Таким чином, зі збільшенням висоти над ґрунтовим горизонтом концентрація пилу знижується й досягає в зоні повітрязабірника системи вентиляції кабіни $47,7 \cdot 10^{-6}$ кг/м³.

Зі збільшенням висоти над поверхнею дороги запиленість повітря зменшується. На рівні даху трактора концентрація пилу в повітрі становить 20...27% концентрації на рівні остова трактора, а на висоті 2,5...2,7 м від дорожнього покриття – не перевищує $50 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, і тому саме тут доцільно встановлювати повітрязабірник системи знепилювання повітря, що подається в кабіну.

Закордонними авторами [2] також відзначається аналогічна тенденція зниження концентрації пилу в залежності від висоти над ґрунтовим горизонтом від $195 \cdot 10^{-6}$ до $34 \cdot 10^{-6}$ кг/м³. У таблиці 2 наведено технічні характеристики деяких закордонних апаратів, так, при значних показниках продуктивності щодо очищеного повітря, ефективність пилоочищення не перевищує 92...94%. Більша продуктивність системи призводить також до збільшення маси й габаритів вузлів системи, енерговитрат на привод вентилятора [1].

Таблиця 2.

Технічні характеристики закордонних апаратів

Тип пиловловлювача	Продуктивність м ³ /год	Гідравлічний опір, Па	Ефективність, %
Д1 – Д1v Польща	800 – 10000	1350	92,2
TGL Німеччина	800 – 5760	1200	90
SGA Чехія	800 – 10000	1650	90,8
SHA Англія	800 – 10000	1730	91,2
TOSHIBA Японія	800 – 10000	850	94,1

З аналізу літературних джерел встановлено, що обладнання робочих місць системою вентиляції кабін тракторів, знижує вміст пилу в зоні подиху на роботах з найбільшим отриманням пилу, в 5...8 разів [3]. У зонах малорухомого повітря, у кутах кабіни концентрація пилу дуже висока, і ці зони є постійними мініджерелами пилу.

У таблиці 3 наведено дані про концентрацію пилу в кабінах різних транспортних машин, не обладнаних приладами знепилювання повітря.

Вибір апарату для очищення повітря від пилу повинен здійснюватися за показниками його технічних характеристик, що задовольняють вимогам санітарних норм.

Таблиця 3.

Концентрація пилу в кабінах, не обладнаних приладами знепилювання повітря

Вид виконуваної роботи	Концентрація пилу, $\times 10^{-6}$ кг/м ³	Швидкість вітру, м/с	Температура повітря, °С
Трактор на обробці ґрунту	min 3,4	1,5	12
	max 79,7	5,1	25
Бульдозер на переробці щебенів і піску	min 8,0	1,5	15
	max 31,4	3,5	27
Трактор-трелювальник на лісотехнічних роботах	14,6	2,0	29
Трактор на збиранні сіна	min 1,4	1,8	18
	max 5,1	3,8	28
Автовантажувач на прибиранні вулиць	min 2,2	1,5	6
	max 13,0	6,0	20

Розроблено стандарти [4,5], які визначають вимоги до обладнання робочих місць механізаторів та оцінки їх безпеки, а також до параметрів мікроклімату в робочій зоні.

Однак більшість тракторів не відповідають сучасним вимогам стандартів, тому при розробці систем вентиляції та знепилювання повітря необхідно враховувати, що трактори експлуатуються в різних природно-кліматичних зонах при виконанні широкого спектра сільськогосподарських операцій.

Проблемою при розробці систем вентиляції є складність врахування специфічних особливостей використання пилоочисних пристроїв на конкретному об'єкті та фізичних процесів тепло- і масообміну, що відбуваються в повітряному середовищі кабіни. Відсутність єдиного методу якісної і кількісної оцінки систем вентиляції кабін транспортних і сільськогосподарських машин приводить до більших розбіжностей при нормуванні витрати повітря.

На рисунку 1 наведено залежність концентрації пилу в кабіні від продуктивності системи вентиляції при різній концентрації пилу зовні кабіни в місці нещільностей і повітрязабірника, ефективності пиловловлення кабінного пиловіддільника й кількості повітря, що проникає через нещільності [1].

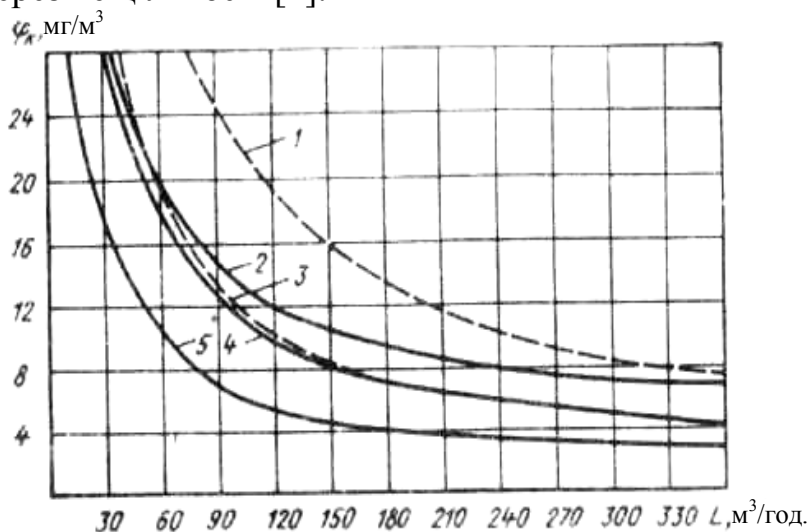


Рис. 1. Залежність концентрації $\phi_{до}$ пилу в кабіні від продуктивності L системи вентиляції при різній концентрації $\phi_{н}$ і $\phi_{про}$ пилу зовні кабіни в місці нещільностей і повітрязабірника, ефективності η пиловловлення кабінного пиловіддільника й кількості $L_{н}$ повітря, що проникає через нещільності:

- 1 – $\phi_{про} = 50 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\phi_{н} = 200 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\eta = 0,98$, $L_{н} = 12$ м³/год;
- 2 – $\phi_{про} = 35 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\phi_{н} = 100 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\eta = 0,9$, $L_{н} = 12$ м³/год;
- 3 – $\phi_{про} = 50 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\phi_{н} = 200 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\eta = 0,98$; $L_{н} = 6$ м³/год;
- 4 – $\phi_{про} = 35 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\phi_{н} = 100 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\eta = 0,98$, $L_{н} = 12$ м³/год;
- 5 – $\phi_{про} = 35 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\phi_{н} = 100 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, $\eta = 0,98$, $L_{н} = 6$ м³/год.

Висновки. Таким чином, зменшити запиленість повітря в кабіні трактора можна поліпшенням герметичності кабіни, підвищенням продуктивності системи вентиляції, встановленням повітрязбірника системи вентиляції в зоні з найменшою запиленістю повітря на даху кабіни, а також високою ефективністю пиловловлення кабінного пиловіддільника.

Література.

1. Хохряков В. П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей / В.П. Хохряков. – М.: Машиностроение, 1987 – 151 с.
2. Зарубежные системы нормализации микроклимата в кабинах тракторов.: обзорная информация / ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш / Л.Г. Маляренко, В.А. Михайлов, О.Н. Шельцина [и др.]- М, 1978.-31 с.
3. Лях Г.Д. Кондиционирование воздуха в кабинах транспортных средств и кранов / Г.Д. Лях, В.И. Смола. - М. – 1981. - 128 с.
4. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. ГОСТ 12.1.005-88.- М.: Изд-во стандартов,- 75с.
5. Санитарные правила. Предельно допустимые концентрации аэрозолей. СП-4617-88.- М. - 64 с.

ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА КАБИН ТРАКТОРОВ

Мохнатко И.Н., Рогач Ю.П.

Аннотация – работа посвящена проблеме запыления вентиляционного воздуха кабин тракторов с помощью ротационных противопоточных воздухоочистителей.

WORK WITHOUT THE MAINTENANCE OF A DUST OF VENTILATING AIR OF CABINS OF TRACTORS

I. Mohnatko, Y. Rogach

Summary

Work is devoted a problem of work without the dust maintenance in a cabins tractors with the help air rotory dust cleaners.



УДК 631.07

ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ККД МЕЗ ПЕРЕМІННОГО ТЯГОВОГО КЛАСУ 1,4 – 3

Чаплинський А.П.

НДІ механізації землеробства півдня України Таврійського ДАТУ

Тел. (0619) 42-04-69

Анотація – розглянуто динаміку зміни коефіцієнта корисної дії (ККД) модульного енергетичного засобу (МЕЗ) перемінного тягового класу 1,4-3 на базі енергетичного модуля з колісною формулою 4К2а.

Ключові слова – тяговий ККД, модуль, модульний енергетичний засіб, енергетичний модуль, технологічний модуль, тяга, кочення, буксування.

Аналіз стану та постановка проблеми. Модульний енергетичний засіб універсально-просапного призначення перемінного тягового класу 1,4 – 3 складається із енергетичного (ЕМ) та технологічного (ТМ) модулів (рис.1)

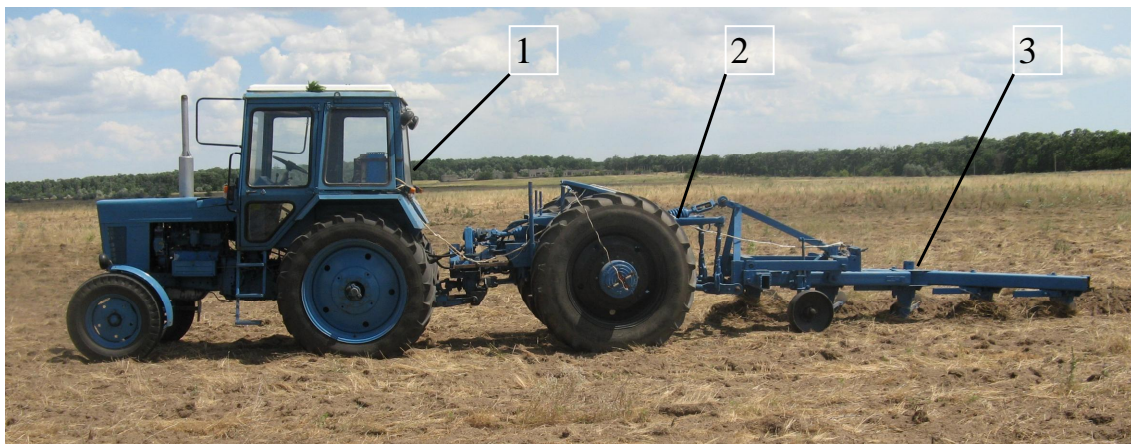


Рис. 1. МЕЗ 1,4 – 3 в агрегаті із задньонавісним плугом:

- 1 – енергетичний модуль (ЕМ);
- 2 – технологічний модуль (ТМ);
- 3 – задньонавісний плуг ПЛН – 5 – 35.

В роботах, присвячених розгляду питання застосування МЕЗ, в якості енергетичного модуля здебільшого застосовувались трактори з колісною формулою 4К4а. Але, оскільки нині в багатьох господарствах широко застосовуються трактори з колісною формулою 4К2а, то слід розглянути можливість складання МЕЗ саме на базі такого трактора.

Одним з найвагоміших параметрів, який дозволяє оцінити роботу МТА, є визначення його тягового коефіцієнта корисної дії (ККД).

В роботах [1, 2, 3] було розглянуто характер зміни тягового ККД модульного енергетичного засобу перемінного тягового класу 1,4-3 на базі трактора з колісною формулою 4К4а.

Задачею даної статті є теоретичне визначення характеру зміни тягового ККД у МЕЗ перемінного тягового класу 1,4-3 на базі тракторів з колісною формулою 4К2а і 4К4а в залежності від тягового зусилля.

Методика досліджень. Тяговий ККД повнопривідного МЕЗ (тобто з трьома ведучими осями) визначається із залежності [4]:

$$\eta_{\text{МЕЗ}} = \frac{N_a \cdot (\varphi_a - f_a) + N_b \cdot (\varphi_b - f_b) + N_c \cdot (\varphi_c - f_c)}{\frac{N_a \cdot \varphi_a}{\eta_{\text{Ма}} \cdot (1 - \delta_a)} + \frac{N_b \cdot \varphi_b}{\eta_{\text{МВ}} \cdot (1 - \delta_b)} + \frac{N_c \cdot \varphi_c}{\eta_{\text{МС}} \cdot (1 - \delta_c)}}, \quad (1)$$

де N_a, N_b, N_c – вертикальні навантаження на мостах МЕЗ (тут і далі індекси **a** і **b** відносяться відповідно до переднього і заднього мостів енергетичного, а індекс **c** – до мосту технологічного модулів);

$\varphi_a, f_a, \delta_a; \varphi_b, f_b, \delta_b; \varphi_c, f_c, \delta_c$ – питомі дотичні сили тяги, коефіцієнти опору коченню та буксування мостів МЕЗ;

$\eta_{\text{Ма}}, \eta_{\text{МВ}}, \eta_{\text{МС}}$ – ККД трансмісій приводів переднього и заднього мостів енергетичного, а також мосту технологічного модулів МЕЗ.

У разі використання енергетичного модуля із приводом лише задніх коліс (4К2а) рівняння тягового ККД (1) прийме вид:

$$\eta_{\text{МЕЗ}} = \frac{N_b \cdot (\varphi_b - f_b) + N_c \cdot (\varphi_c - f_c) - N_a \cdot f_a}{\frac{N_b \cdot \varphi_b}{\eta_{\text{МВ}} \cdot (1 - \delta_b)} + \frac{N_c \cdot \varphi_c}{\eta_{\text{МС}} \cdot (1 - \delta_c)}}. \quad (2)$$

Для визначення вертикальних навантажень, які припадають на мости МЕЗ, складено відповідну розрахункову схему сил та моментів (рис. 2).

Вертикальні навантаження на мостах модульного енергетичного засобу знайдемо із умов його статичної рівноваги у поздовжньо – вертикальній площині проєкцій. Крім вищезгаданих зовнішніх сил та моментів, в загальному випадку на МЕЗ діють: дотичні сили тяги $P_{\text{кв}}, P_{\text{кс}}$; сили $P_{\text{fa}}, P_{\text{fb}}, P_{\text{fc}}$ і моменти M_a, M_b, M_c опору кочення; сили ваги енергетичного (G_r) і технологічного (G_m) модулів.

Оскільки для розв'язання поставленої задачі слід визначити конструктивні параметри ЕМ, то у якості фізичного об'єкту досліджень було прийнято МЕЗ 1,4 – 3, який складено на базі трактора МТЗ-80.

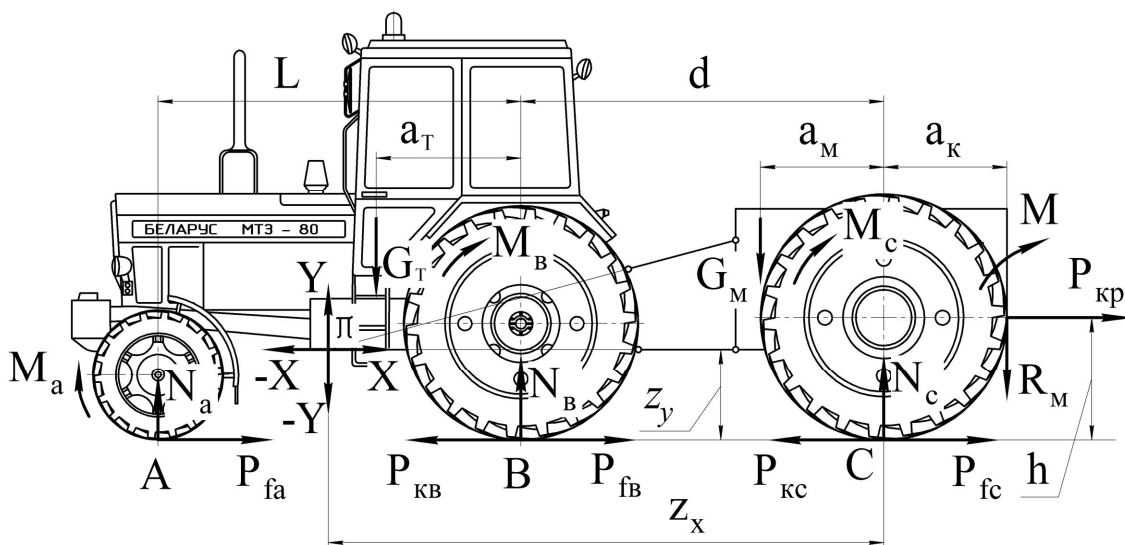


Рис. 2. Схема сил і моментів, що діють на МЕЗ 1,4 – 3 у поздовжньо – вертикальній площині.

Основна частина. Аналіз розрахункової схеми вказує на те, що вона цілком подібна до схеми сил та моментів, які діють на мости МЕЗ з трьома ведучими мостами. Різниця полягає у тому, що у МЕЗ на базі трактора із приводом лише задніх коліс відсутня дотична сила тяги переднього мосту.

Таким чином, методика та залежності, що були отримані при визначенні тягового ККД МЕЗ з трьома ведучими осями [1], є цілком прийнятними і для визначення ККД МЕЗ з двома ведучими осями.

З урахуванням деяких поправок систему рівнянь, що наводилась у [1], було трансформовано в систему рівнянь, яка дозволяє досліджувати характер зміни тягового ККД МЕЗ на базі ЕМ з колісною формулою 4К2а залежно від його конструктивних параметрів.

За результатами розрахунків були побудовані графіки залежності тягового ККД МЕЗ від тягового зусилля на гаку. На рисунку 3 наведено динаміку зміни тягового ККД для обох МЕЗ.

Аналіз розрахункових даних та графіків показав, що максимальне значення тягового ККД (η) у МЕЗ на базі МТЗ-82 становить 0,57, а у МЕЗ на основі МТЗ-80 – 0,512, тобто на 10% менша (рис. 3). Водночас, тяговий ККД у МЕЗ на базі МТЗ-80 досягає максимуму при тяговому зусиллі 34 кН, а у МЕЗ на основі МТЗ-82 він зміщується в зону більших тягових зусиль і припадає на тягове зусилля 40 кН.

Також видно, що характер протікання тягового ККД у МЕЗ на базі МТЗ-80 в зоні малих тягових зусиль (до 22 кН) більш високий. При тяговому зусиллі 12 кН він майже на 20% вищий, але поступово зменшується зі збільшенням тягового зусилля.

Проаналізуємо, що обумовлює такий результат. Для цього слід визначити складові тягового ККД.

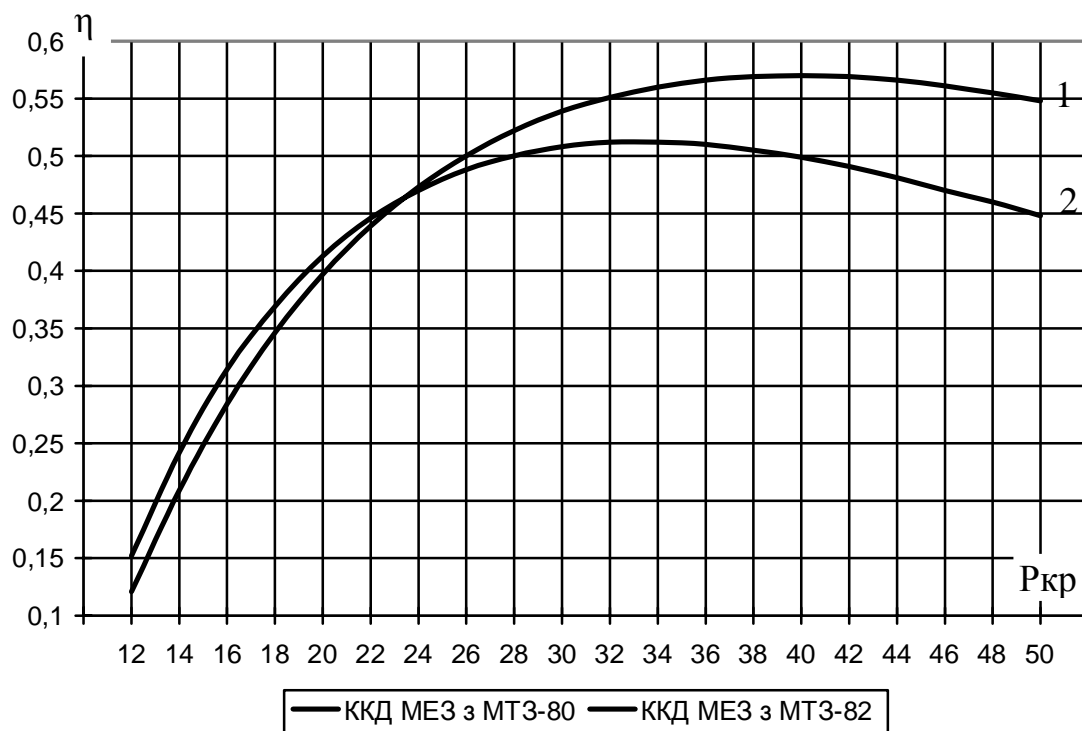


Рис. 3. Графіки залежності ККД МЕЗ від тягового зусилля
 1 – МЕЗ на базі МТЗ-82; 2 – МЕЗ на базі МТЗ-80.

Згідно з теорією трактора [5] тяговий ККД можна визначати із загально визнаної формули:

$$\eta_m = \eta_{mp} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta, \tag{3}$$

де η_{mp} – ККД трансмісії;

η_f – ККД перекочування;

η_δ – ККД буксування рушіїв МЕЗ.

Оскільки у трактора МТЗ – 80 ведучим є лише задній міст, то в нього відсутні втрати потужності на привод переднього мосту. Із-за цього ККД трансмісії у тракторів з колісною формулою 4К2а вищий, що сприяє збільшенню тягового ККД у МЕЗ на базі МТЗ-80. Однак, як видно з рис.3, ця перевага має вагомий вплив лише в зоні малих тягових зусиль (до 22 кН).

Для з'ясування причин, які обумовлюють більший, та зміщений в зону більших тягових зусиль, тяговий ККД у МЕЗ на базі МТЗ-82, слід дослідити характер протікання двох наступних його складових.

Для дослідження характеру протікання ККД перекочування та ККД буксування рушіїв МЕЗ були побудовані графіки їх залежності від тягового зусилля (рис. 4).

Коефіцієнт корисної дії перекочування визначали за наступними формулами:

- для МЕЗ на базі МТЗ-82

92

$$\eta_f = \frac{N_a \cdot (\varphi_a - f_a) + N_B \cdot (\varphi_B - f_B) + N_C \cdot (\varphi_C - f_C)}{N_a \cdot \varphi_a + N_B \cdot \varphi_B + N_C \cdot \varphi_C}; \quad (4)$$

- для МЕЗ на базі МТЗ-80

$$\eta_f = \frac{N_B \cdot (\varphi_B - f_B) + N_C \cdot (\varphi_C - f_C) - N_a \cdot f_a}{N_B \cdot \varphi_B + N_C \cdot \varphi_C}. \quad (5)$$

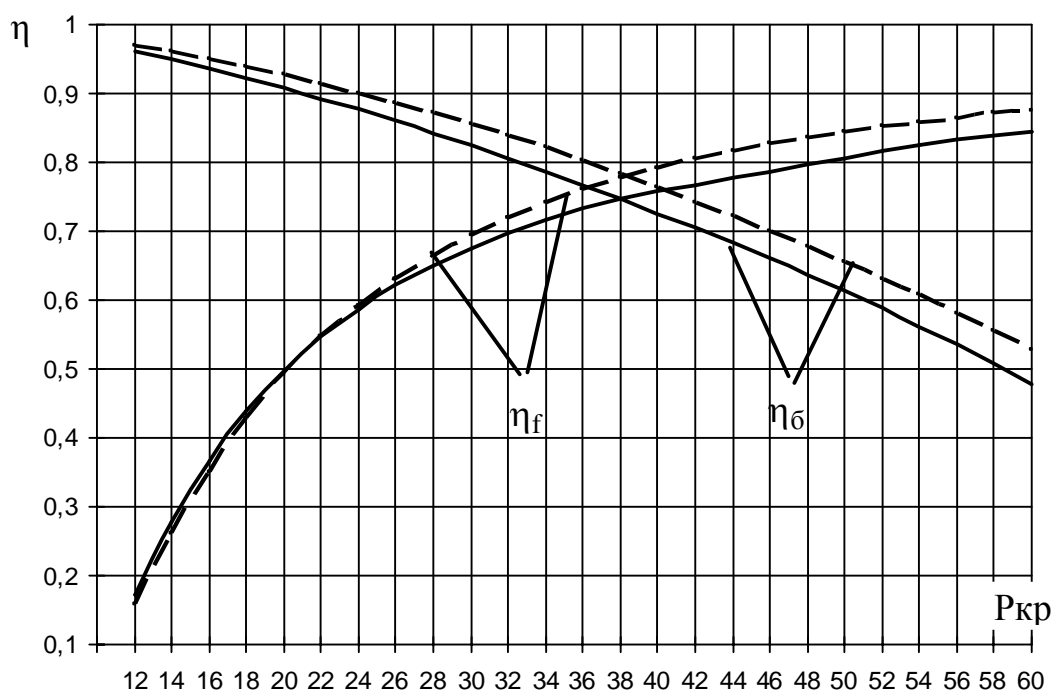


Рис. 4. Коефіцієнти корисної дії кочення (η_f) та буксування (η_δ):
 - - - - для МЕЗ на базі МТЗ-82;
 — — — для МЕЗ на базі МТЗ-80.

ККД буксування визначали із наступної залежності:

$$\eta_\delta = 1 - \delta_\delta, \quad (6)$$

де δ_δ - буксування рушіїв заднього мосту трактора.

В свою чергу:

$$\delta_B = A \cdot \frac{P_{кр} - (\varphi_C - f_C) \cdot N_C}{N_a + N_B} + B \cdot \left[\frac{P_{кр} - (\varphi_C - f_C) \cdot N_C}{N_a + N_B} \right]^2, \quad (7)$$

де А, В – коефіцієнти апроксимації кривої буксування МЕЗ.

Аналізуючи характер протікання кривих ККД буксування (η_δ), видно (див. рис.4), що по мірі росту тягового зусилля у МЕЗ на базі МТЗ-82 він хоча і зменшується, але постійно залишається більшим, ніж ККД буксування МЕЗ на базі МТЗ-80 (рис. 4). Причому, різниця між ними поступово збільшується, тобто інтенсивність падіння η_δ у другого МЕЗ більша, ніж у першого.

Останній факт можна пояснити більш розвинуеною ходовою системою МЕЗ на базі МТЗ-82, ніж у МЕЗ на базі МТЗ-80.

Характер протікання ККД кочення (η_f) у обох МЕЗ в зоні малих тягових зусиль майже однаковий (зона до 22 кН). Проте, у МЕЗ на базі МТЗ-82 ККД кочення, починаючи з тягового зусилля 22 кН, збільшується більш стрімко (рис.4). Додамо, що різниця між значинами η_f при цьому постійно збільшується. Це і не дивно, оскільки буксування у МЕЗ на базі МТЗ-82 в цій зоні менше. Цей факт приводить до зсуву максимального тягового ККД МЕЗ на базі МТЗ-82 в зону більших тягових зусиль.

Висновки.

1. В зоні малих тягових зусиль тяговий ККД у МЕЗ на базі МТЗ-80 хоча і не значно, але вищий, за рахунок більшого ККД трансмісії.

2. При зростанні тягового зусилля ККД буксування у МЕЗ на базі ЕМ з колісною формулою 4К4а падає з меншою, а ККД кочення - зростає з більшою інтенсивністю, ніж значини аналогічних показників у МЕЗ на базі ЕМ з колісною формулою 4К2а. Саме такий характер поведінки складових тягового ККД МЕЗ базі ЕМ з колісною формулою 4К4а і обумовлює зміщення його максимуму в зону більших тягових зусиль.

3. Машино-тракторні агрегати на основі МЕЗ раціональніше складати з повнопривідними енергетичними засобами.

Література.

1. Чаплинський А.П. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу / А.П. Чаплинський, В.Т. Надикто // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2006. – Вип. 35. – С. 118 – 129.
2. Надикто В.Т. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу / В.Т. Надикто, А.П. Чаплинський // Техніка АПК. – 2007. - №1 – 2. – С. 15 – 17.
3. Чаплинський А.П. Аналіз впливу змінення конструктивних параметрів МЕЗ тягового класу 1,4 – 3 на його тяговий ККД / А.П. Чаплинський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2007. – Вип. 67, т. 1. – С. 193 – 201.
4. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин / А.Т. Скойбеда – Минск.: Наука и техника, 1979.
5. Тракторы: Теория: [Учебник для студентов вузов по специальности "Автомобили и тракторы"] /В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. -М.: Машиностроение, 1988.-376 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО КПД МЭС ПЕРЕМЕННОГО ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4 – 3

Чаплинский А.П.

Аннотация – рассмотрен характер протекания тягового КПД у МЭС, созданных на базе энергетических модулей с колесными формулами 4К2а и 4К4а. Рассмотрен характер протекания КПД буксования и перекатывания для этих МЭС.

THE TRACTION EFFICIENCY DEFINITION OF THE MODULE POWER UNITS OF THE VARIABLE DRAWBAR CATEGORY 1.4-3

A. Chaplinskiy

Summary

The type of traction efficiency change of the module power units, completed on the basis of the power modules with the 2WD and 4WD wheel arrangements are considered. The traction efficiency change during slippage and rolling are also studied.



УДК 621.869.88:635.64

ОБОСНОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ В КОНСТРУКЦИИ ТАРЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ТОМАТОВ

Мельник В.И., д.т.н.,

Цыганенко М.А., к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенка

Тел (057) 732-98-21

Лубко Д.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Аннотация – работа посвящена обоснованию конструктивных параметров тары для транспортировки продукции овощеводства, которая легко повреждается от действия динамических нагрузок.

Ключевые слова – томат, тара, статическая нагрузка, коэффициент бокового давления, высота слоя.

Постановка проблемы. Из всей продукции растениеводства наиболее требовательной к условиям транспортирования являются томаты и их свойства предъявляют жесткие требования к создаваемой транспортной таре. Основные требования следующие:

- обеспечение лучшей сохранности перевозимых овощей;
- обеспечение эффективной механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ;
- удобство использования в качестве транспортного, уборочного и торгового оборудования;
- достижение высоких технико-эксплуатационных показателей, прежде всего таких, как собственная масса, коэффициент использования грузоподъемности транспортных средств.

Постановка задачи. Выполнение перечисленных требований легче всего обеспечить, используя тару, при создании которой учтены физико-механические свойства перевозимой продукции. При этом тара должна иметь обоснованную грузместимость (габаритные размеры) и такую конструкцию, которая обеспечит удобство работы с ней и минимальные механические воздействия на плоды в процессе перевозок и хранения.

Основная часть. Обоснование габаритных размеров и общей грузоподъемности тары выполняется в горизонтальном сечении. Основными аргументами для выбора горизонтальных габаритных размеров транспортной тары было соответствие единой международной системе размеров, основанной на номинальных размерах грузовых единиц и в частности, международному модулю с размерами в плане 1200×800 [1], а также отечественным отраслевым стандартам, в частности, ГОСТ 21140–88 и модулю с горизонтальными размерами 400×600 [2]. Тут понятие «соответствие» мы понимаем как «кратность размеров», т.е. предлагаемая тара может быть больше или меньше перечисленных размеров в целое число раз.

В конечном итоге, с учетом приведенных выше аргументов, было принято, что предлагаемая тара должна иметь размеры в плане 800×600мм. Данный размер обеспечивает: во-первых, удобство работы с контейнером, как на поле, так и в теплицах и небольших торговых залах; во-вторых, при транспортировании обеспечивает заполняемость площади кузова современных транспортных средств, с коэффициентом не ниже 0,8.

Первым и очень важным как фактор для определения высоты транспортной тары и высоты слоя томатов в ней является статическая нагрузка. Давление верхних плодов в слое представляет собой статически сжимающую нагрузку для плодов, которые размещены в нижнем слое. Статическая сжимающая нагрузка, приходящаяся на отдельный плод в слое, зависит от высоты слоя плодов, плотности их укладки и имеет вероятностный характер [1, 3].

По данным некоторых исследователей, на величину статической нагрузки оказывают влияние размеры плодов и трение их о стенки контейнера [1, 3, 4, 5]. Последний фактор тем значительнее, чем меньше горизонтальные габаритные размеры тары.

Для ориентировочной оценки величину статической сжимающей нагрузки, действующей на плоды P_C , можно считать изменяющейся по линейному закону в зависимости от высоты слоя h (в м) и плотности укладки ρ (в кг/м³): $P_C = f(\rho, h)$. Но известны более точные зависимости, которые были получены путем тензометрических исследований нагрузок на плоды, расположенные на дне контейнера размером в плане 800×600 мм [1, 3]. При этом плотность укладки плодов составляла 585 и 600 кг/м³ соответственно для томатов открытого и закрытого грунта.

Измерения нагрузок производились при помощи месдозы, выполненной из оргстекла в виде круглой пластины диаметром 70 мм и толщиной 3 мм, закрепленной по контуру на металлическом корпусе. К пластине на обращенной внутрь корпуса поверхности прикреплены и соединены по схеме полумоста два проволочных тензодатчика.

Месдоза с зафиксированным в центре пластины образцом помещалась на дно тары. Регистрация действующих на образец нагрузок при изменении высоты слоя осуществлялась по шкале тензоусилителя ТА-5 на основании предварительной тарировки датчиков.

Установлено, что полученные таким путем данные по величине нагрузки, действующей на отдельные плоды в слое, хорошо аппроксимирует следующее выражение [1]:

$$P_c = C\rho gh^{1-\nu} \frac{\pi d^2}{4}, \tag{1}$$

где ρ – плотность укладки плодов томатов, кг/м³;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

h – высота слоя плодов, м;

ν – безразмерный коэффициент бокового давления;

$C = 1$ - коэффициент согласования единиц измерения, м ^{ν} ;

d - диаметр плода, м.

Появление коэффициента бокового давления ν обусловлено эффектом защемления плодов между собой и боковыми стенками тары. Каждый плод, внедряясь под действием силы тяжести в пространство между окружающими его такими же плодами, подобно клину передает нагрузку как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях. Поэтому часть вертикальной нагрузки перераспределяется на стенки тары. Этот механизм, во-первых, проявляется тем сильнее, чем ближе соседние стенки тары, т.е. чем меньше горизонтальные размеры последней; во-вторых, поясняет появление нелинейности (рис. 1) в выражении (1). В процессе исследований установлено, что для большинства типоразмеров современной тары, применяющейся при перевозках плодов томатов, величина коэффициента бокового давления лежит в интервале от 0,12 до 0,15 [1, 3].

Описанные выше процессы и закономерности хорошо согласуются с данными других исследователей [1, 4, 5].

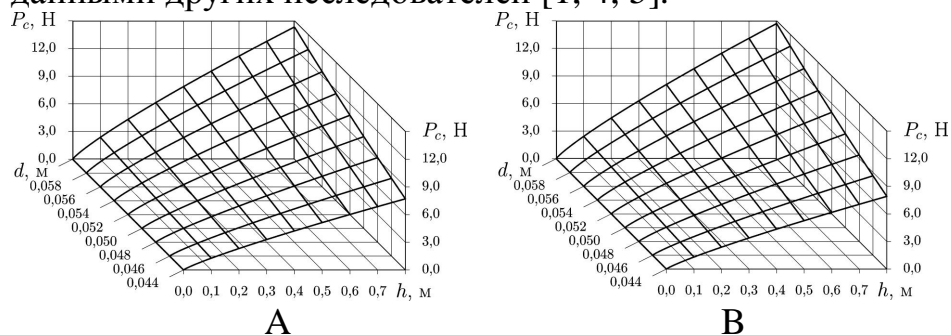


Рис. 1. Зависимость давления P_c , которое воспринимается отдельным плодом, находящимся в слое, от высоты h слоя плодов: А - томаты открытого грунта; В - томаты закрытого грунта.

Практический смысл зависимости (1) позволяет ее использовать для установления допустимых внутренних размеров тары по высоте или толщины слоя томатов в ней. Открытым остается только следующий вопрос: какую нагрузку P_d на плод следует считать допустимой.

В настоящее время новые сорта появляются очень часто, исследователи, как правило за основу принимают вкусовые качества и сроки созревания плодов томатов, а в чем и как транспортировать отодвигается на второй план. Каждый сорт, в своей физико-механической характеристике должен иметь такой параметр как высота укладки плодов в транспортной таре. Нами проведены исследования плодов томатов открытого и закрытого грунта на предмет величины статической разрушающей нагрузки.

Из авторских экспериментов [3, 6, 7] следует, что когда нагрузка, действующая на отдельный плод, достигает разрушающей величины P_p (табл. 1), плод соответственно трескается.

Таблица 1.

Экспериментальные значения статической разрушающей нагрузки для плодов томатов открытого и закрытого грунта при сжатии жесткими плоскими поверхностями

Плоды томатов	Среднее значение \bar{P}_p разрушающей нагрузки P_p , Н
Открытого грунта	39,7
Закрытого грунта	51,6

Очевидно, что использовать среднее значение \bar{P}_p разрушающей нагрузки P_p в качестве допустимой статической нагрузки P_d при расчетах высоты тары h_T не представляется возможным, поскольку в таком случае значительная часть томатов в таре будет гарантированно поврежденной даже без транспортирования. Причина следующая: в процессе транспортирования и хранения томатов крайне нежелательно допускать даже остаточные деформации плодов за пределами упругости. Экспериментами установлено, что предел упругости для плодов томатов открытого и закрытого грунта составляет 28...36% от \bar{P}_p . Если в процессе механического воздействия на плоды предел упругости пройден, то на поверхности томатов остаются вмятины, что по понятным причинам не является желательным и является снижением качества перевозимой продукции.

С учетом изложенного выше, введем безразмерный коэффициент предела упругости $\eta_{пв}$, который по величине должен попадать в

интервал значений от 0,28 до 0,36. Таким образом, допустимую статическую нагрузку можно определить так

$$P_d = \eta_{\text{ПВ}} \bar{P}_p. \quad (2)$$

Но при движении транспортного средства по дорожным неровностям возникают динамические нагрузки на плоды. Величина динамического воздействия на транспортируемый груз овощей и плодов зависит от амплитудного спектра неровностей дороги, скорости прохождения неровностей транспортным средством и передаточной функции воздействий от неровностей дороги к слою плодов.

Разумеется, кузов автомобиля, тара и томаты в ней совершают не только вертикальные колебания. Как показали исследования плавности хода поддрессоренных и недрессоренных транспортных средств, вертикальные ускорения колебаний в полтора раза превышают горизонтальные [8]. Поскольку инерционные силы пропорциональны ускорениям, то можно утверждать, что для разрушения плодов при транспортировании критическими являются именно вертикальные нагрузки и колебания. Из этого следует вывод, что именно им и необходимо уделить наибольшее внимание, а если так, то в дальнейшем горизонтальные составляющие колебаний мы рассматривать не будем.

Из практики известно, что динамические нагрузки на плоды, возникающие при движении транспортного средства по дорожным неровностям, могут в $n \in [1,7; 3,0]$ раза превышать действующие статические [9]. Из этой работы [9] следует, что в практике перевозок плодоовощной продукции допустимая величина показателя разрушающей нагрузки не должна превышает $1/3$ допустимой статической.

$$P_p = \frac{1}{3} P_{\text{Дст}}. \quad (3)$$

Вывод. Таким образом, при исследовании новых сортов плодов томатов определить статическую разрушающую нагрузку в лабораторных условиях не представляет трудности, а в результате не сложно использовать результат в практическом применении транспортирования плодов томатов.

Литература.

1. Каверин В.А. Бестарная и контейнерная перевозка сырья / В.А. Каверин. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 176 с.
2. Тара. Система размеров. ГОСТ–21140–88 (СТ СЭВ 227 – 87). – М.: Издательство стандартов, 1988. – 28с.
3. Мельник В.И. Обоснование размеров секции контейнера для перевозки томатов / В.И. Мельник, М.А. Цыганенко //Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59. т. 2. – С. 75 – 80.
4. Беренштейн И.Б. Определение оптимальной высоты наполнения

- контейнеров плодами / *И.Б. Беренштейн, В.М. Баженов* // Садоводство, виноградарство и виноделие Молдавии.–1975.–№1. –С.42–44.
5. *Тюма Ю.* Проектирование контейнера для навалочного транспортирования цитрусовых / *Ю. Тюма, М. Ивамото, М. Сига* : пер. с японск. – М.: ВЦП, 1973. – 18 с.
6. *Цыганенко М.О.* Зменшення рівня механічного впливу на томати при транспортуванні / *М.О.Цыганенко, В.І.Мельник* // Вісник аграрної науки. – 1999. – №11. – С.49 – 52.
7. *Цыганенко М.А.* Оценка стойкости томатов в зависимости от вида контактной поверхности в транспортируемой таре / *М.А. Цыганенко* // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХДТУСГ. – Харків: ХДТУСГ, 2000. – Вип. 1. – С. 148 – 155.
8. Колебания автомобиля. Испытания и исследования./ Под ред. *Я.М. Певзнера.* – М.: Машиностр., 1979. – 208 с.
9. Механіко–технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / [*Царенко О.М., Войтюк Д.Г., Швайко В.М.* та ін.]: за ред. *С.С. Яцуна.* – К.: «Мета», 2003. – 448 с.

ОБГРУНТУВАННЯ ДЕЯКИХ ПАРАМЕТРІВ У КОНСТРУКЦІІ ТАРИ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТОМАТІВ

Мельник В.І., Цыганенко М.О., Лубко Д.В.

Анотація – робота присвячена обґрунтуванню конструкційних параметрів тари для транспортування продукції овочівництва, яка легко пошкоджується від дії динамічних навантажень.

GROUND OF SOME PARAMETERS IN CONSTRUCTION OF CONTAINER FOR PORTAGE OF TOMATOES

V.Melnik, M.Tsyganenko, D.Lubko

Summary

Work is devoted the ground of parameters of constructions of container for transporting of products of vegetable-growing, which is easily damaged from the action of the run-time loadings.



УДК 631.372

ПЕРСПЕКТИВНИЙ ТИПОРозмірний РЯД МЕЗ З Кількома ГОЛОВНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (067) 18-58-338

Анотація – викладено варіант бачення перспективного типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення з кількома головними параметрами.

Ключові слова – мобільний енергетичний засіб, головні параметри, номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна, рівень універсальності, типорозмірний ряд.

Постанова проблеми. Сільськогосподарське виробництво України базується на мобільних енергетичних засобах (МЕЗ), які створені у відповідності з типорозмірним рядом регламентованим стандартом [1], однак з урахуванням результатів робіт [2 і 3] можна зробити висновок, що потенціал цих енергозасобів, виражений коефіцієнтом універсальності конструкції, використовується в діючих технологічних процесах на 25 – 30 %. Викладене дає можливість стверджувати, що нормативно затверджений сьогодні в Україні типорозмірний ряд МЕЗ не відповідає умовам ефективного ведення сільськогосподарського виробництва в сучасних умовах і потребує переосмислення, та, щонайменше, уточнення.

Аналіз останніх досліджень. Основою типорозмірного ряду є його головні параметри, які повинні залишатися незмінними в процесі модернізації машини.

Оскільки збільшення потужності двигуна практично не впливає на тягові показники трактора, в якості головного параметра для обґрунтування типорозмірного ряду тракторів на довгий час було прийняте номінальне тягове зусилля. Цей показник був більш стійкий при модернізації машин, включаючи і підвищення їх потужності [4]. До цього часу виконуються дослідження спрямовані на уточнення методики віднесення тракторів до тягових класів [5, 6, 7], що є свідченням недостатньої стабільності вибраного головного параметра.

Спроби градації МЕЗ за потужністю встановленого двигуна викладені в роботах [8, 9, 10, 11]. Основним їх недоліком є наявність

різних рівнів потужності двигунів енергозасобів практично одного класу. Вказаний факт говорить про відсутність єдиних науково обґрунтованих підходів до градації енергозасобів за цим параметром.

В роботі [12], описано класифікацію енергозасобів за потужністю встановленого двигуна у відповідності з Міжнародною агрегатно уніфікованою системою класифікації енергозасобів та за річним завантаженням, що дозволяє прогнозувати можливу економічну ефективність енергозасобу. Одним з недоліків даної роботи є відсутність науково обґрунтованої методики віднесення енергозасобів до груп за потужністю встановленого двигуна та річним завантаженням. Крім того, у роботі [12] розглянуто лише збиральні машини спеціалізовані та створені на базі самохідних шасі, що можуть вивільнятися, і не враховано енергозасобів інших конструкцій.

Певного розвитку дослідження щодо уточнення типорозмірного ряду МЕЗ зазнали в роботах [13, 14], де наведено орієнтовні рівні потужності їх двигунів як в загальному випадку, так і всередині кожного з існуючих тягових класів. Однак результати досліджень, викладені в цих роботах відокремлені між собою і у такому вигляді не несуть необхідної для споживача інформації про енергозасіб. Це ускладнює використання отриманих результатів у якості як окремих типорозмірних рядів, так і в якості елементів одного типорозмірного ряду.

В роботі [15] запропоновано градацію енергозасобів за рівнями універсальності, що також можна сприймати як спробу побудови типорозмірного ряду МЕЗ, однак результати досліджень, наведені в цій роботі не можуть одноосібно розкривати можливості енергозасобу особливо в плані його роботоздатності, тягових властивостей тощо.

Таким чином, в результаті проведеного аналізу встановлено, що існує щонайменше чотири підходи до обґрунтування типорозмірних рядів МЕЗ: за номінальним тяговим зусиллям; за потужністю встановленого двигуна; за річним завантаженням та за рівнем універсальності.

Мета й завдання досліджень. Обґрунтувати перспективний типорозмірний ряд МЕЗ сільськогосподарського призначення з уточненими головними параметрами.

Основна частина. Дослідження проводились шляхом встановлення взаємодії між головними параметрами, які можуть з достатньою точністю характеризувати типорозмірний ряд МЕЗ.

Аналіз технічних характеристик МЕЗ виробництва передових тракторобудівних підприємств світу та їх вартісних показників дозволив встановити, що з метою забезпечення найбільшої інформативності про мобільні енергетичні засоби, яка вміщена в головних параметрах їх типорозмірного ряду останній доцільно представляти

багатопараметричним, головними параметрами якого доцільно прийняти номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна та рівень універсальності.

Завдання обґрунтування типорозмірного ряду МЕЗ полягає у поєднанні обґрунтованих в роботах [13, 14] рядів енергозасобів за номінальним тяговим зусиллям, за потужністю встановленого двигуна та за рівнем універсальності.

Поєднання рядів за номінальним тяговим зусиллям та потужністю встановленого двигуна вже відбулося оскільки рівні потужності визначалися в межах тягових класів [14] і лише, з урахуванням обґрунтованого у роботі [13] загального ряду потужностей двигунів для МЕЗ сільськогосподарського призначення з його базовими рівнями потребує уточнення шляхом заміщення рівнів потужностей приведених у роботі [14] аналогічними, або найближчими вищими, якщо відсутні аналогічні за розміром, рівнями потужності геометричного ряду обґрунтованого у роботі [13].

Відносно поєднання рядів номінального тягового зусилля і потужності встановленого двигуна з рядом універсальності представленим у роботі [15] слід зауважити наступне. Оскільки, як стверджується в роботі [14], існує залежність рівня універсальності від потужності всередині тягового класу енергозасобів, то базові рівні універсальності доцільно розподіляти всередині тягового класу енергозасобів подібно рівням потужності. Згідно даних роботи [14] в окремих тягових класах присутні 3-6 рівнів потужності, а рівнів універсальності передбачено всього 5. Зважаючи на те, що з урахуванням уточненого ряду рівнів потужності двигунів в типорозмірному ряду будуть представлені аналогічні, або вищі значення потужності порівняно з приведеними у роботі [14] обґрунтування рівня універсальності для них доцільно проводити за такими правилами:

а) якщо внесений до типорозмірного ряду рівень потужності початковий для певного тягового класу дорівнює, або дуже мало відрізняється (до 5%) від нижнього рівня для цього класу задекларованого в роботі [14], то даному початковому рівню потужності відповідає початковий рівень універсальності, другий рівень потужності відповідає другому рівню універсальності і т.д.;

б) якщо включений до типорозмірного ряду початковий рівень потужності перевищує задекларований у роботі [14] початковий рівень більше ніж на 5%, то початковому рівню потужності відповідає другий (або інший, відповідно до порядкового номера рівня потужності) рівень універсальності, а другому рівню потужності – третій рівень універсальності і т.д.;

в) якщо верхній рівень потужності енергозасобу даного класу перевищує верхню межу можливих значень потужностей задекларовану в

роботі [14] і порядковий номер цього рівня перевищує кількість рівнів універсальності, то цьому рівню потужності відповідає найвищий рівень універсальності;

г) для енергозасобів тягових класів 4 і вище, де спостерігається обмеження кількості рівнів потужності діють правила *a* і *в*.

З використанням приведених викладок було побудовано перспективний типорозмірний ряд мобільних енергетичних засобів, який наведено у таблиці 1.

Енергозасоби різних тягових класів передбачають різні рівні універсальності (табл. 1). Так, обґрунтованим типорозмірним рядом не передбачено найнижчого рівня універсальності для колісних енергозасобів класів 0,9, 3 та 8, а гусеничних 4, 5 та 8. Це можна вважати оправданим, оскільки енергозасоби, наприклад класу 3, за результатами досліджень [3] мають показники універсальності, які перевищують кількісне значення рівня універсальності першого базового рівня (0,10), хоч проміжний рівень того ж значення може бути для них реалізований.

Таблиця 1.

Перспективний типорозмірний ряд мобільних енергетичних засобів за номінальним тяговим зусиллям, потужністю встановленого двигуна та рівнем універсальності

Тяговий клас	Назва показника	Значення показника на рівнях					
		I	II	III	IV	V	VI
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Колісні енергозасоби</i>							
0,2	Потужність, кВт	5	6	7	8	10	12
	Універсальність	0,10	0,18* (0,10)**	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)
0,6	Потужність, кВт	20	24	29	35	41	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
0,9	Потужність, кВт	-	35	41	49	59	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
1,4	Потужність, кВт	49	59	70	83	99	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
2	Потужність, кВт	70	83	99	119	141	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
3	Потужність, кВт	-	119	141	169	201	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	1,00(0.60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
4	Потужність, кВт	141	169	201	240	-	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	-	-
5	Потужність, кВт	201	240	286	341	-	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	0,56(040; 050)	-	-
6	Потужність, кВт	240	286	341	-	-	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32(0,20; 0,30)	-	-	-
8	Потужність, кВт	-	307	406	-	-	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	-	-	-

Продовження таблиці 1.

1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Гусеничні енергозасоби</i>							
2	Потужність, кВт	59	70	83	99	119	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	1,00 (0,60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
3	Потужність, кВт	99	119	141	169	201	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	1,00 (0,60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
4	Потужність, кВт	-	141	169	201	240	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	1,00 (0,60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
5	Потужність, кВт	-	169	201	240	286	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	1,00 (0,60; 0,70; 0,80; 0,90)	-
6	Потужність, кВт	201	240	286	341	-	-
	Універсальність	0,10	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	-	-
8	Потужність, кВт	-	286	341	406	-	-
	Універсальність	-	0,18 (0,10)	0,32 (0,20; 0,30)	0,56 (0,40; 0,50)	-	-

^{*)} Базові рівні універсальності енергозасобу даної точки типорозмірного ряду;

^{**)} Проміжні рівні універсальності енергозасобу даної точки типорозмірного ряду.

На особливу увагу заслуговує встановлений факт відсутності реалізації в обґрунтованому типорозмірному ряді енергозасобів з двигунами потужністю 14 та 17 кВт передбаченими геометричним рядом обґрунтованим у роботі [13]. Причиною цьому, на нашу думку, є великий проміжок між тяговими класам 0,2 та 0,6. Ліквідувати це можна шляхом введення ще одного тягового класу, який характеризувався б енергозасобами з двигунами потужністю 12, 14, 17, 20 та 24 кВт. Однак для прийняття такого рішення необхідне достатнє наукове, і в першу чергу економічне, підґрунтя.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що перспективний типорозмірний ряд мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення повинен характеризуватися: номінальним тяговим зусиллям, яке, на даному етапі, буде реалізовуватись десятьма тяговими класами, а саме: 0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3; 4; 5; 6 та 8; потужністю встановленого двигуна представленою геометричним рядом, який характеризується межами 5-406 кВт, знаменником геометричної прогресії $q = 1,192$ та двадцятьма шістьма членами (рівнями потужності), а саме: 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 17; 20; 24; 29; 35; 41; 49; 59; 70; 83; 99; 119; 141; 169; 201; 240; 286; 341 та 406 кВт; рівнем універсальності, який передбачає п'ять базових рівнів розташованих у геометричній прогресії з знаменником $q_{ук} = 1,778$, а саме: 0,10; 0,18; 0,32; 0,56 та 1,00 і дев'ять, розташованих за правилами арифметичної прогресії з різницею $d = 0,10$ проміжних рівнів універсальності, а саме: 0,10; 0,20; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 0,70; 0,80 та 0,90.

Доповнення обґрунтованого типорозмірного ряду МЕЗ сільськогосподарського призначення може здійснюватись шляхом

введення додаткових класів за номінальним тяговим зусиллям, потужністю встановленого двигуна та рівнем універсальності, при умові достатнього наукового, і в першу чергу, економічного підґрунтя, що може скласти напрями подальших наукових досліджень з даного питання.

Література.

- 1 ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ628-85).Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. – Введ. 01.07.1987. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 7 с.
- 2 *Шкарівський Г.В.* Дослідження впливу загальної конструкції МЕЗ на показники універсальності при створенні машинно-тракторних агрегатів / *Г.В.Шкарівський*// Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”.. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2004.- Випуск 88. – С. 70-77.
- 3 *Шкарівський Г.В.* Дослідження показників універсальності тракторів, зайнятих у виконанні основних технологічних процесів / *Г.В.Шкарівський, С.П.Погорілий, А.С.Кохно*// Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”.. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2004.- Випуск 88. – С. 78-85.
- 4 *Трепененков И.И.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / *И.И.Трепененков* – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
- 5 *Коврыгин В.Д.* Основные направления повышения технического уровня промышленных тракторов средних и высоких тяговых классов: Обзор.информ. / *В.Д. Коврыгин, Э.К. Стрельцов, Т.А. Калинина.* – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1988. – Вып. 6. (Сер. 1.Тракторы и двигатели)
- 6 *Ксенович И.П.* Рациональный типоразмерный ряд перспективных сельскохозяйственных тракторов / *КсеновичИ.П., Ляско М.И., Мининзон В.Н., Парфенов А.П.* // Тракторы и с.-х. машины. - 1990, - №11. – С. 4-7.
- 7 *Фогель А.А.* Типоразмерный ряд мощных промышленных тракторов / *А.А.Фогель, В.С. Захаров* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1991, - №3. – С. 9-11.
- 8 *Антышев Н.М.* Прогноз потребности и необходимости структуры тракторного парка / *Н.М. Антышев* // Тракторы и с.-х. машины. - 1993, - №8. – С. 1-6.
- 9 *Зангиев А.А.* Обоснование параметров семейства мобильных энергетических средств одного тягового класса / *А.А.Зангиев, Н.И. Бычков* // Техника в сел.хоз-ве. - 1999.- №3. – С. 3-5.
- 10 *Российский трактор: реальность и перспективы.* По материалам пресс-службы ОАО «Агромашхолдинг» // Тракторы и с.-х. машины. – 2004. -№5. – С. 2-9.

- 11 *Самсонов В.А.* Обоснование типоразмерного ряда тракторов с адаптируемыми параметрами / *В.А.Самсонов, А.А. Зангиев* // Техника в сел.хоз-ве. - 1998, - №4. – С. 24-28.
- 12 *Бутов П.* Классификация энергосредств по технико-экономическим параметрам / *П.Бутов, П.Назаров, А.Зацаринный* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2001, - №7. – С. 6-8.
- 13 *Шкарівський Г.В.* Обґрунтування рівнів потужності двигунів мобільних енергетичних засобів / *Г.В.Шкарівський, С.П. Пожидаєв* // Науково-теоретичний журнал Української академії аграрних наук “Вісник аграрної науки”. – 2005. - №9. – С. 48-51.
- 14 *Шкарівський Г.В.* Обґрунтування рівнів потужності двигунів мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення існуючих тягових класів / *Г.В.Шкарівський* // Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, - 2006. - Випуск 90. – С. 98-107.
- 15 *Шкарівський Г.В.* Обґрунтування рівнів універсальності мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення / *Г.В. Шкарівський* // Науково-теоретичний журнал Української академії аграрних наук “Вісник аграрної науки”. – 2008. - №1. – С. 44-47.

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ТИПОРАЗМЕРНЫЙ РЯД МЕС С НЕСКОЛЬКИМИ ГЛАВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Г.В. Шкаровский

Аннотация - изложено вариант видения перспективного типоразмерного ряда мобильных энергетических средств сельскохозяйственного назначения, с несколькими главными параметрами.

PERSPECTIVE STANDARD SERIES MONTH WITH SEVERAL MAJOR PARAMETERS

G. Shkarovsky

Summary

Version of the long-term vision set out standard series of mobile energy resources for agricultural purposes, with a few key parameters.



УДК 631.372

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АГРЕГАТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОДУЛІВ З САМОХІДНИМ ШАСІ

Погорілий С.П.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Тел.: (067) 18-58-338

Анотація - наведено теоретичні дослідження процесу агрегатування технологічних модулів з самохідним шасі типу Т-16МГ. Встановлено вплив основних конструкційних параметрів технологічних модулів на параметри самохідного шасі.

Ключові слова – технологічний модуль, самохідне шасі, процес агрегатування, пристрій для агрегатування, конструкційні параметри.

Постановка проблеми. Забезпечення можливості створення на базі мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) різних машинно-тракторних агрегатів (МТА) є важливим чинником ефективного його використання, що багато в чому, залежить від ефективності його систем агрегатування, наявності місць для агрегатування технологічних модулів (ТМ) тощо. Найбільш прогресивною для створення агрегатів різного компонування і призначення є конструкційно-компонувальна схема самохідного шасі типу Т-16МГ, СШ-28, яка передбачає установку ТМ на раму. Однак на даному етапі питання забезпечення ефективного агрегатування ТМ на рамі шасі приділяється недостатня увага, що підтверджує необхідність дослідження процесу такого агрегатування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес агрегатування потребував додаткового підйимального обладнання та додаткових працівників, що приводило практично до відмови від самохідного шасі, або використання його на одній технологічній операції переважно на транспортній. При чому слід зазначити, що потенціал самохідного шасі значно переважає всі існуючі конструкційно-компонувальні схеми [1].

В роботах Е.Д. Львова [2], Д.А. Чудакова [3], та інших, було проведено дослідження впливу параметрів ТМ на МЕЗ під час їх агрегатування при цьому ТМ розміщувався на задньому та передньому націпних пристроїв. Застосування теоретичних викладок вищезгаданих авторів дослідження процесу агрегатування ТМ на рамі шасі потребує уточнення.

Формулювання цілей статті. Дослідити взаємозв'язки параметрів ТМ та самохідного шасі під час агрегування.

Основна частина. Для дослідження впливу параметрів ТМ на показники самохідного шасі під час агрегування було розроблено принципову схему пристрою для агрегування, який встановлювався на самохідне шасі (рис. 1).

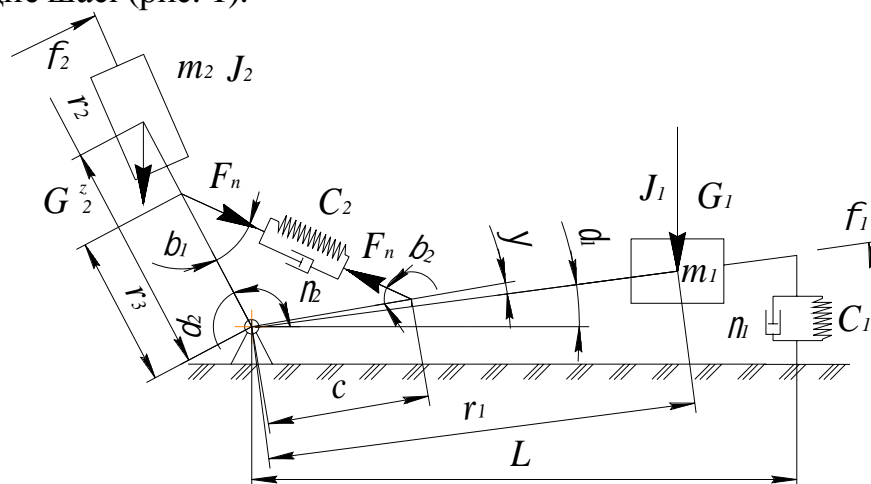


Рис. 1. Принципова схема самохідного шасі, обладнаного пристроєм для агрегування ТМ.

Для спрощення теоретичних викладок приймаємо наступні припущення:

- сили, які діють на самохідне шасі, пристрій для агрегування та ТМ діють в одній площині – поздовжньо-вертикальній;
- вісь симетрії ТМ у поздовжньо-горизонтальній площині, співпадає з віссю симетрії самохідного шасі;
- вісь обертання пристрою для агрегування знаходиться в одній поперечно-вертикальній площині з центром передніх коліс;
- під час агрегування ТМ, він може займати два положення, умовно прийемо початкове та кінцеве (робоче). Початкове положення відповідає положенню на початку агрегування, ТМ у такому положенні знаходиться поза рамою самохідного шасі. Кінцеве (робоче) положення відповідає положенню в кінці агрегування, ТМ у такому положенні знаходиться на рамі самохідного шасі.

Основними параметрами ТМ при моделюванні було прийнято масу та розміщення центра ваги (Ц.в.) відносно осі обертання пристрою для агрегування точки А (див. рис. 1). Розміщення Ц.в. було виражено через відстань, яка є гіпотенузою r між катетами координат Ц.в. та кутом δ між гіпотенузою та горизонтальною координатою Ц.в.

Для визначення сили, яка необхідна, для переміщення пристрою для агрегування та ТМ при підніманні опусканні, було використано

умову рівноваги відносно осі обертання (точки А, див. рис. 1). Рівняння рівноваги буде мати наступний вигляд:

$$G_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\delta_2) + G_3 \cdot r_4 \cdot \cos(\delta_4) - F_n \cdot r_3 \cdot \cos(\beta_1 - \frac{\pi}{2}) = 0, \quad (1)$$

де G_2, G_3 – відповідно вага ТМ та пристрою для агрегування, Н;

r_2, r_4 – відповідно відстані від осі обертання до Ц.в. ТМ та пристрою для агрегування, м;

δ_2, δ_4 – відповідно кути між горизонталлю та відповідними відстанями від осі обертання до Ц.в. ТМ та пристрою для агрегування, рад;

F_n – сила, яка виникає під дією ваги ТМ та ваги пристрою для агрегування, Н;

r_3 – відстань від осі обертання та прикладання сили F_n , м;

β_1 – кут між r_3 та силою F_n , рад.

Після перетворень залежності (1) отримаємо залежність для визначення сили, яка необхідна для переміщення ТМ.

$$F_n = \frac{G_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\delta_2) + G_3 \cdot r_4 \cdot \cos(\delta_4)}{r_3 \cdot \cos(\beta_1 - \frac{\pi}{2})} \quad (2)$$

Оскільки, залежність (2) визначає силу F_n при рівновазі, то для руху системи необхідно, щоб сила F_n була більшою правої частини залежності (2). В кінцевому варіанті залежність (2) матиме вигляд (3).

$$F_n > \frac{G_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\delta_2 + \varphi_2) + G_3 \cdot r_4 \cdot \cos(\delta_4 + \varphi_2)}{r_3 \cdot \cos(\beta_1 - \frac{\pi}{2})} \quad (3)$$

Тиск, необхідний для створення сили F_n визначаємо за відомими залежностями [4]. Для безштокової порожнини гідроциліндра він визначається із залежності:

$$P_n = \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot z \cdot D^2} \quad (4)$$

для штокової порожнини гідроциліндра:

$$P_w = \frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot z \cdot (D^2 - d^2)}, \quad (5)$$

де p_n, p_w – тиск відповідно у безштокової та штоковій порожнинах, Па;

D – діаметр поршня гідроциліндра, м;

d – діаметр штока гідроциліндра, м;

z – кількість циліндрів, шт.

Для розрахунків було використано наступні параметри: $G_2=0 - 8,5$ кН; $G_3=2,0$ кН; $r_2=0,58 - 0,91$ м; $r_4=0,21$ м; $\delta_2=0,69 - 1,57$ рад; $\delta_4=0,91$ рад; $r_3=0,26$ м; $\beta_1=2,67 - 0,81$ рад; $D=0,055$ м; $d=0,022$ м.

В результаті моделювання було отримано залежність впливу ваги ТМ (рис. 2, 3) на тиск в гідросистемі самохідного шасі під час агрегування.

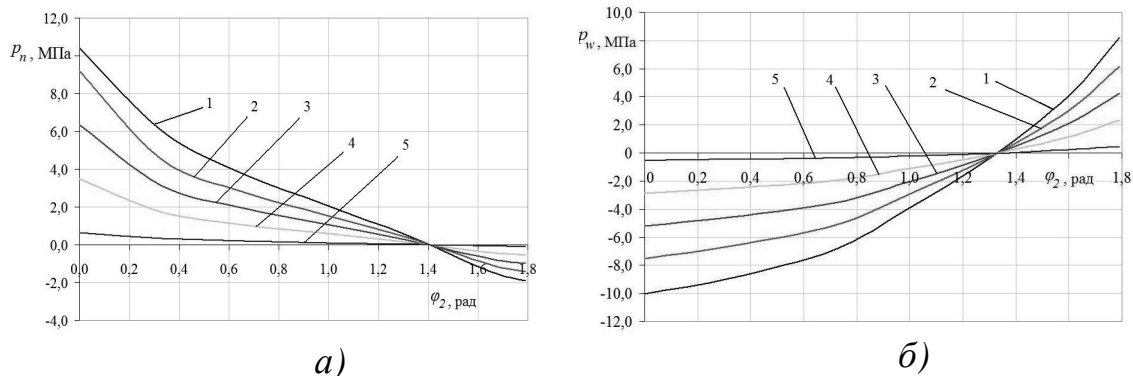


Рис. 2. Залежність впливу ваги ТМ на тиск в гідросистемі самохідного шасі під час агрегування:
 а – підйом технологічного модуля з рами;
 б – опускання технологічного модуля на раму;
 1 – $G_2=8,2$ кН; 2 – $G_2=6,0$ кН; 3 – $G_2=4,0$ кН;
 4 – $G_2=2,0$ кН; 5 – $G_2=0$ кН.

Дані рисунків 2 та 3 відображають зміну тиску p_n при зміні положення пристрою для агрегування (φ_2): так при $G_2 = 8500$ Н $r_2 = 0,91$ м та $\varphi_2 = 0$ рад при підйомі технологічного модуля з рами самохідного шасі значення тиску становить $p_n = 9,94$ МПа (див. рис. 3а), а при $\varphi_2 = 1,79$ рад, $p_n = -7,24$ МПа (див. рис. 3а), при цих же значеннях G_2, r_2 під час опускання технологічного модуля на раму шасі значення тиску становить при $\varphi_2 = 1,79$ рад, $p_w = 11,85$ МПа (рис. 3б), а при $\varphi_2 = 0$ рад, $p_w = -8,62$ МПа (рис. 3б).

Найбільші значення тиску спостерігаються в кінцевому положенні (див. рис. 3б) і становить 11,85 МПа, тому що плече сили F_n найменше (див. рис. 1). Відємні значення тиску (див. рис. 2, 3) пояснюються переходом Ц.в. ТМ через вертикальну вісь обертання і далі він переміщується під власною вагою, гідроциліндр при цьому не створює рушійну силу, а підтримує переміщення пристрою для агрегування і самого технологічного модуля з заданою швидкістю.

Отримані результати теоретичних досліджень свідчать, що тиск в гідравлічній системі збільшуються із збільшенням ваги технологічного модуля. Розрахункове значення вага технологічного модуля, яка обмежується тиском спрацювання запобіжного клапана (для самохідного шасі Т-16МГ 13,5 МПа [5]) становить 12,5 кН.

Проаналізовані вище процеси розглядалися на рівні кінематики без дій сил інерції, що не завжди достатньо, тому необхідно провести

дослідження динамічних процесів, які виникають під час переміщення ТМ з початкового положення. Тому що, гідроциліндр створює силу F_n (рис. 1), яка переміщує під час розгону пристрій для агрегування та зближує ТМ і самохідне шасі.

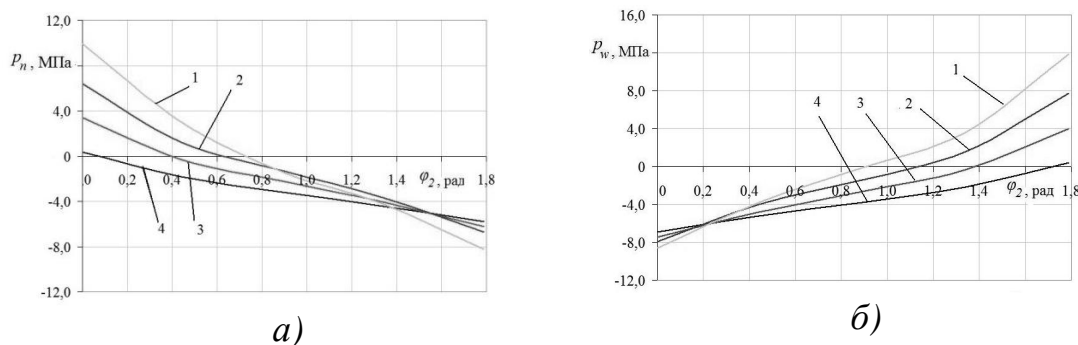


Рис. 3. Залежність впливу розміщення Ц.в. ТМ на тиск в гідросистемі самохідного шасі під час агрегування:
а – підйом технологічного модуля з рами;
б – опускання технологічного модуля на раму;
 1 – $r_2=0,91$ м, $\delta_2=0,69$ рад ; 2 – $r_2=0,73$ м, $\delta_2=0,92$ рад ;
 3 – $r_2=0,62$ м, $\delta_2=1,21$ рад; 4 – $r_2=0,58$ м, $\delta_2=1,57$ рад.

В залежності від імпульсу сили F_n виникають коливання самохідного шасі, які можуть викликати відрив задніх коліс самохідного шасі від опорної поверхні, що може привести до небажаних наслідків (перевертання, пошкодження МЕЗ, ТМ тощо). Тому необхідно провести дослідження динамічних процесів, які виникають під час розгону ТМ при переміщенні його з початкового положення на раму шасі.

Висновки. Теоретичні викладки дозволяють отримати розрахункові значення параметрів ТМ для агрегування на рамі самохідного шасі. Як видно з розрахунків для самохідного шасі типу Т-16МГ обладнаного пристроєм для агрегування, можна агрегувати ТМ вагою до 1,25 кН, а відстань від Ц.в. ТМ до осі обертання пристрою для агрегування 0,91 м, без перевантажень гідравлічної системи.

Названі результати отримані на рівні кінематики, що не завжди достатньо при дії динамічних чинників. За таких умов актуальним є розгляд процесу агрегування на рівні динаміки, що може скласти напрям подальших досліджень з даного питання.

Література.

1. Шкарівський Г.В. Дослідження показників універсальності тракторів, задіяних у виконанні основних технологічних процесів / Г.В. Шкарівський, С.П. Погорілий, А.С. Кохно // Механізація та

- електрифікація сільського господарства : Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – 2004. – Вип. 88. – С. 78–85.
2. Львов Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1960. – 252 с.
 3. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. М.: Колос, 1972. – 385 с.
 4. Кальбус Г.Л. Основы эксплуатации навесных систем тракторов / Г.Л. Кальбус. – К.: Изд-во УАСХН, 1962. – 211 с.
 5. Лысенко А.Н. Самоходное шасси Т-16МГ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / А.Н. Лысенко, А.Р. Щуров, Р.М. Шинднес и др. – Харьков: "Прапор", 1988. – 152 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ С САМОХОДНЫМ ШАССИ

С.П. Погорельий

Аннотация – приведены теоретические исследования процесса агрегатирования технологических модулей с самоходным шасси типа Т-16МГ. Установлено влияние основных конструкционных параметров технологических модулей на параметры самоходного шасси.

RESEARCH OF PROCESS OF UNITIZATION OF TECHNOLOGICAL MODULES WITH SELF-PROPELLED UNDERCARRIAGE

S. Pogorilyi

Summary

Theoretical researches of process of unitization of the technological modules are resulted with the self-propelled undercarriage of type of T-16MG. Influence of basic construction parameters of the technological modules is set on the parameters of self-propelled undercarriage.



УДК 631.372

СТАН ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ОПЕРАЦІЙ В РОСЛИННИЦТВІ

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (067)18-58-338

Анотація – викладена методика та результати кількісної оцінки реалізації потенціалу конструкцій мобільних енергетичних засобів в сучасних технологічних процесах задекларованих до реалізації в сільськогосподарському виробництві України.

Ключові слова – мобільний енергетичний засіб, потенціал конструкції, кількісна оцінка, коефіцієнт універсальності, технологічні процеси.

Постанова проблеми. Однією з найбільш вагомих складових собівартості продукції сільськогосподарського виробництва є вартість енергоресурсів. У сільськогосподарському виробництві України близько 30% всіх енергетичних потужностей припадає на мобільні енергетичні засоби (МЕЗ). Останнє концентрує увагу щодо зниження собівартості продукції аграрного сектора економіки саме на забезпеченні досягнення максимального використання технічного і технологічного потенціалу закладеного в конструкції енергозасобу, який необхідно кількісно оцінювати. Ця проблема відповідає головній меті державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

Аналіз останніх досліджень. Оцінювання стану забезпечення сільськогосподарського виробництва мобільними енергетичними засобами проводять з допомогою методик, в основу яких покладено характерні технологічні операції та параметри мобільних енергетичних засобів, які обумовлюють реалізацію цих технологічних операцій. Основними такими параметрами, на даний час, для МЕЗ є номінальне тягове зусилля та потужність встановленого двигуна. Ці параметри є основою для спрямування діяльності тракторобудівних підприємств та для розрахунків кількісного і якісного складів машинно-тракторних парків (МТП) господарств, прогнозу їх структури тощо [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Така методика проста, зручна і дозволяє визначити за окремими питомими показниками, як то енергонасиченість, енергоозброєність тощо доцільність змін в парках господарств. Однак, при її застосуванні без відповіді залишаються питання кількісної оцінки використання потенційних можливостей МЕЗ, закладених в їх конструкціях, а звідси,

без відповіді залишаються і питання чіткої структуризації собівартості кінцевої продукції сільськогосподарського виробництва через недостатнє вивчення чинників, які формують цю структуру.

Формулювання цілей статті. Мета досліджень – кількісно оцінити потенціал конструкцій існуючих енергозасобів та рівень його реалізації в технологічних процесах.

Основна частина. В якості оціночного параметра доцільно використати коефіцієнт універсальності конструкції для якого використали залежність

$$K_{yk} = \frac{\sum_{j=1}^n K_j}{n}, \quad (1)$$

де K_{yk} – коефіцієнт універсальності конструкції реалізований при виконанні технологічного процесу;

j – натуральне число, порядковий номер показника, $j = 1, 2, 3, \dots, n$;

n – загальна кількість показників, за якими визначались значення K_{yk} ;

K_j – значення j -го відносного показника, який характеризує задіяний при виконанні технологічного процесу елемент загальної конструкції енергозасобу.

Для оцінювання реального потенціалу закладеного в конструкцію того чи іншого енергозасобу залежність (1) залишалася без змін.

Ця ж залежність використовувалася для дослідження можливих меж варіювання потенційних значень коефіцієнта універсальності конструкції енергозасобів. Під час виконання досліджень для енергозасобу певної конструкції значення K_j підвищували до значень, характерних кращим світовим аналогам, але з врахування можливості їх реалізації саме в конструкції енергозасобу, що досліджується.

Для дослідження рівня реалізації потенціалу конструкції того чи іншого енергозасобу під час виконання технологічного процесу, в наведеній вище залежності (1) була введена зміна, яка реалізовувалася лише появою індексу “ m ” при K_{yk} та K_j . Це означало використання під час досліджень показників характерних для реалізації того чи іншого технологічного процесу виписаного в технологічних картах, тобто залежність (1) набувала вигляду:

$$K_{yk.m} = \frac{\sum_{j=1}^n K_{j.m}}{n}, \quad (2)$$

де $K_{yk.m}$ – коефіцієнт універсальності конструкції запланований до реалізації під час виконання технологічного процесу;

n – загальна кількість показників, за якими визначались значення $K_{yk.m}$;

$K_{j.m}$ – значення j -го відносного показника, який характеризує задіяний при виконанні технологічного процесу елемент загальної конструкції енергозасобу.

Дослідження з визначення значень коефіцієнта універсальності конструкції реалізованого під час виконання технологічних процесів

проводились окремо для кожної марки трактора, приведеної в технологічній карті. Для виконання досліджень в цій частині були залучені технологічні карти різних років, включаючи і датовані в найближчий час. З цих технологічних карт формувалася вибірка технологічних операцій, які міг виконувати досліджуваний енергозасіб і за цією вибіркою визначалися реальні значення показників з індексами “*m*”.

Результати досліджень. Під час виконання досліджень до уваги приймалися параметри і показники, які характеризують системи відбору потужності мобільного енергетичного засобу, як такі, що, за оцінками експертів, найбільше впливають на універсальність.

Для залежностей (1) і (2) був сформований перелік відносних показників K_j та $K_{j,m}$, значення яких визначається за певними формулами перерахунку, представленими в табл. 1 з тим, щоб $\{K_j, K_{j,m}\} \leq 1$. З метою визначення K_j та $K_{j,m}$ аналізувались всі відомі варіанти конструкції енергозасобів, з їх технічними характеристиками [7]. Звідси визначались максимальні, тобто найкращі значення показників та формувалась база першочергових даних, яка приведена також у таблиці 1.

Таблиця 1.

Перелік відносних показників K_j та $K_{j,m}$, формули перерахунку та база першочергових даних для їх визначення

Назва показника	Позначення відносного показника		Формула перерахунку для визначення		База першочергових даних
	K_j	$K_{j,m}$	K_j	$K_{j,m}$	
1. Кількість начіпних пристроїв	K_1	$K_{1,m}$	$n_{НП.д}/n_{НП.мах}$	$n_{НП.м}/n_{НП.мах}$	$n_{НП.мах}=4$
2. Кількість валів відбору потужності (ВВП)	K_2	$K_{2,m}$	$n_{ВВП.д}/n_{ВВП.мах}$	$n_{ВВП.м}/n_{ВВП.мах}$	$n_{мах}=4$
3. Кількість швидкостей ВВП	K_3	$K_{3,m}$	$n_{S.ВВП.д}/n_{S.ВВП.мах}$	$n_{S.ВВП.м}/n_{S.ВВП.мах}$	$n_{S.ВВП.мах}=4$
4. Наявність вантажного майданчика	K_4	$K_{4,m}$	$L_{П}/L$	$L_{П.м}/L$	-
5. Баластування енергозасобу	K_5	$K_{5,m}$	$m_{бал.м}/m_{констр}$	$m_{бал.м}/m_{констр}$	-
6. Повнота приводу коліс	K_6	$K_{6,m}$	$K_{КВ}/K_K$	$K_{КВ.м}/K_K$	$K_K=4$
7. Відносна кількість передач переднього ходу	K_7	$K_{7,m}$	$n_{П}/n_{ЗАГ}$	$n_{П.м}/n_{ЗАГ}$	-
8. Відносна кількість передач заднього ходу	K_8	$K_{8,m}$	$n_{З.Х.}/n_{ЗАГ}$	$n_{З.Х.м.}/n_{ЗАГ}$	-
9. Відносна максимальна швидкість руху	K_9	$K_{9,m}$	$V_{мах.д}/V_{мах}$	$V_{мах.м}/V_{мах}$	$V_{мах}=85$ км/год
10. Відносна мінімальна швидкість руху	K_{10}	$K_{10,m}$	$\frac{V_{мах.д} - V_{min.д}}{V_{мах.д}}$	$\frac{V_{мах.т} - V_{min.т}}{V_{мах.т}}$	-

Використані в приведених у таблиці 1 формулах перерахунку позначення носять наступний зміст:

- $n_{НП.д}$ та $n_{НП.м}$ – відповідно дійсна кількість наявних в конструкції досліджуваного енергозасобу та кількість задіяних під час виконання технологічного процесу начіпних пристроїв, шт.;
- $n_{НП.маx}$ – максимальна можлива кількість начіпних пристроїв, шт.;
- $n_{ВВП.д}$ та $n_{ВВП.м}$ – відповідно дійсна кількість наявних в конструкції досліджуваного енергозасобу та кількість задіяних під час виконання технологічного процесу валів відбору потужності, шт.;
- $n_{ВВП.маx}$ – максимально можлива кількість ВВП, шт.;
- $n_{S.ВВП.д}$ та $n_{S.ВВП.м}$ – відповідно дійсна кількість реалізованих в конструкції досліджуваного енергозасобу та кількість задіяних під час виконання технологічного процесу частот обертання ВВП для приводу активних робочих органів машин, шт.;
- $n_{S.ВВП.маx}$ – максимально можлива кількість частот обертання ВВП, шт.
- $L_{П}$ та $L_{П.м}$ – відповідно довжина вантажного майданчика у міжбазовому просторі досліджуваного енергозасобу та довжина цього ж майданчика, яка використовується під час виконання технологічного процесу, мм;
- L – база енергозасобу, мм
- $m_{бал}$ та $m_{бал.м}$ – відповідно маса баласту характерна для досліджуваного енергозасобу та маса баласту, що використовується в енергозасобі під час виконання технологічного процесу, кг;
- $m_{констр}$ – конструкційна маса досліджуваного енергозасобу, кг;
- K_{KB} та $K_{KB.м}$ – відповідно кількість ведучих коліс досліджуваного енергозасобу та кількість ведучих коліс цього ж енергозасобу, задіяні під час виконання технологічного процесу, шт.;
- K_K – загальна кількість коліс досліджуваного енергозасобу, шт.;
- $n_{П}$ та $n_{П.м}$ – відповідно кількість передач переднього ходу реалізована в конструкції досліджуваного енергозасобу та кількість передач переднього ходу цього ж енергозасобу, які задіяні під час виконання технологічного процесу, шт.;
- $n_{ЗАГ}$ – загальна кількість передач досліджуваного енергозасобу (враховуються передачі для реалізації яких використані окремі передаточні числа трансмісії без урахування реверс-редуктора), шт.;
- $n_{з.х.}$ та $n_{з.х.м}$ – відповідно кількість передач заднього ходу реалізована в конструкції досліджуваного енергозасобу та кількість передач заднього ходу цього ж енергозасобу, які задіяні під час виконання технологічного процесу, шт.;
- $V_{max.д.}$ та $V_{max.м}$ – відповідно максимальна швидкість руху передбачена конструкцією досліджуваного енергозасобу та максимальна швидкість руху цього ж енергозасобу використана під час виконання технологічного процесу, км/год.;
- V_{max} – максимальна швидкість руху кращого з існуючих зразків енергозасобів, км/год.;
- $V_{min.д.}$ та $V_{min.м}$ – відповідно мінімальна швидкість руху передбачена конструкцією досліджуваного енергозасобу та мінімальна швидкість руху цього ж енергозасобу використана під час виконання технологічного процесу, км/год.

До дослідної вибірки ввійшли енергозасоби різних конструктивно-компонувальних схем, а саме: класичної – Fendt Favorit – 924Vario, John Deere 3210A, NewHolland Ford 8870, Deutz-Fahr Agropius 70A, МТЗ-80, ПМЗ-8280; інтегральної – Fendt-524 Xylon, ХТЗ -16131, ХТЗ-17121; самохідне шасі Т-16МГ.

Значення коефіцієнта універсальності $K_{ук}$ для названих енергозасобів приведені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Значення рівнів універсальності мобільних енергетичних засобів

Марка енергозасобу (завод виготовлювач)	Значення рівнів універсальності		
	закладеного в реальну конструкцію	максимально можливого для даної конструкції	реалізованого в технологічних процесах
1. ПМЗ - 8240 (ДП "ВО"ПМЗ")	0,43	0,80	0,20
2. МТЗ – 80(Мінський тракторний завод)	0,54	0,80	0,13
3. Deutz-FahrAgropius 70A	0,51	0,80	–*)
4. New-HollandFord 8870A	0,56	0,80	–
5. John Deere 3210A	0,64	0,80	–
6. Fendt Favorit 924 Vario	0,69	0,80	–
7. ХТЗ – 16131(ВАТ "ХТЗ")	0,57	0,82	0,14
8. Fendt - 524 Xylon	0,79	0,82	–
9. ХТЗ – 17121 (ВАТ "ХТЗ")	0,45**)	0,82	0,14
10. Т – 16 МГ (ЗСШ м. Харків)	0,38	1,00***)	0,09

*) – відсутні дані щодо показника;

***) – дані отримані гіпотетично;

*** – розрахункові значення $K_{ук}$ знаходяться на рівні 0,95, однак шляхом модернізації ходової частини, вони можуть бути доведені до значення 1,00.

Аналіз отриманих результатів досліджень, викладених в табл. 2 дозволив встановити наступне. Загальний серед проаналізованих конструктивно-компонувальних схем рівень універсальності вітчизняних енергозасобів описується коефіцієнтом універсальності, значення якого не перевищують 0,38...0,57 при максимальному значенні цього показника рівному 1,00. Аналогічний показник для закордонних енергозасобів знаходиться в межах 0,51...0,79, що на 25...28% перевищує показники для вітчизняних енергозасобів. Це засвідчує ту обставину, що конструкція вітчизняних енергозасобів, які є основою парків переважної більшості господарств, має суттєве відставання від конструкції закордонних енергозасобів. Таку ситуацію можна відстежити і в розрізі конструктивно-компонувальних схем. Зокрема, вітчизняні енергозасоби класичної схеми характеризуються досить вузьким коридором значень коефіцієнта універсальності конструкцій, межами якого є значення 0,43...0,54. Закордонні енергозасоби мають більш широкий діапазон значень цього показника, а саме 0,51...0,69, що засвідчує факт більш широким можливостей як окремого енергозасобу, так і власне конструктивно-компонувальної схеми.

Ще більш переконливими є відмінності в інтегральній конструктивно-компонувальній схемі енергозасобів. В цій групі вітчизняні машини характеризуються показниками 0,45...0,57, а закордонні – 0,79.

Стосовно порівняння конструктивно-компонувальної схеми самохідного шасі, то тут варто зазначити наступне. Вітчизняні самохідні шасі в даному дослідженні представлені енергозасобом Т-16МГ. Його кращими закордонними аналогами є машини фірми Fendt серії GTA, GHA, вершиною розвитку яких, на даний час є енергозасіб Fendt - 524 Xylon. За таких умов порівняння доцільно вести саме між цими машинами. Результати такого порівняння знову не на користь вітчизняних машин. Так, Т-16МГ характеризується значенням коефіцієнта універсальності конструкції рівним 0,38, а Fendt - 524 Xylon – 0,79.

Результати досліджень показали також, що ні вітчизняні, ні закордонні енергозасоби не досягли потенційно можливих, на даний час розвитку технологій створення мобільних енергетичних засобів, задекларованого кращими технічними рішеннями, значень коефіцієнта універсальності конструкції рівного для: класичної конструктивно-компонувальної схеми 0,80; інтегральної – 0,82; самохідного шасі – 1,00.

Аналіз отриманих результатів дозволив встановити також, що в технологічних процесах реалізується щонайбільше 24...46% закладеного в конструкцію вітчизняних енергозасобів потенціалу. Так енергозасіб типу ПМЗ-8240 при гарантованому його конструкцією значенні коефіцієнта універсальності конструкції на рівні 0,43 в діючих технологічних процесах може максимально реалізувати рівень 0,20, МТЗ-80, при наявному значенні досліджуваного коефіцієнта 0,54, може реалізувати лише 0,13, ХТЗ-16131, при наявному значенні коефіцієнта рівному 0,57, може реалізувати лише 0,14, ХТЗ-17121 при наявному значенні коефіцієнта 0,45 може реалізувати лише 0,14 і Т-16 МГ відповідно 0,38 і 0,09.

Така ситуація може бути пояснена багатьма причинами. Насамперед це застійні явища в розробленні технологічних процесів, відсутність сучасних технічних рішень у створенні машинно-тракторних агрегатів та машин і знарядь покликаних забезпечити максимальне використання потенційних можливостей енергозасобів, щонегативно відтворюється як на собівартості продукції сільськогосподарських підприємств і підкреслює необхідність уточнення діючих технологічних процесів у рослинництві та комплексів машин для їх реалізації.

Висновки. Проведені дослідження дозволили встановити, що порівняно з закордонними мобільними енергетичними засобами вітчизняні машини мають ще достатньо істотний потенціал щодо підвищення рівня універсальності, однак реалізація вже наявного потенціалу, яка оцінюється на рівні 24...46% не задекларована існуючими технологічними процесами, а значить і комплексами

здіяних, під час їх виконання, машин. Така ситуація негативно впливає як на собівартість продукції сільськогосподарських підприємств, так і ліквідність продукції тракторобудування підкреслюючи необхідність уточнення діючих технологічних процесів у рослинництві та комплексів машин для їх реалізації і може скласти напрями подальших наукових розвідок з даної проблеми.

Література.

1. Масло І.П. Вдосконалення експлуатації машинно-тракторного парку / І.П. Масло, М.І. Грицишин, М.Ф. Терещук, О.П. Терехов, І.Г. Тивоненко. – К.: Урожай, 1991. – 176 с.
2. Антышев Н.М. Прогноз потребности и необходимой структуры тракторного парка / Н.М. Антышев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1993. - №8. - С. 1-5.
3. Самсонов В.А. Обоснование типоразмерного ряда тракторов с адаптируемыми параметрами / В.А. Самсонов, А.А. Зангиев // Техника в сельском хозяйстве. – 1998. - №4. – С. 24-28.
4. Зангиев А.А. Обоснование параметров семейства мобильных энергетических средств одного тягового класса / А.А. Зангиев, Н.И. Бычков // Техника в сельском хозяйстве. – 1999. - №3. – С. 3-5.
5. Российский трактор: реальность и перспективы. По материалам пресс-службы ОАО "Агромашхолдинг" // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004, - №5. – С. 2-9.
6. Безуглий М.Д. Чи потрібен Україні типаж тракторів / М.Д. Безуглий, В.М. Булгаков, В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто // Вісник аграрної науки. – 2009, №7. – С. 55-58.
7. Tractor Catalogue // Електронна версія, – 2002.

**СОСТОЯНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ
МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОПЕРАЦИЙ В
РАСТЕНИЕВОДСТВЕ**

Г.В. Шкаровский

Аннотация – изложена методика и результаты количественной оценки потенциала конструкций мобильных энергетических средств в современных технологических процессах заявленных для реализации в сельскохозяйственном производстве Украины.

**STATE ENERGY SECURITY OPERATIONS IN MOBILE
AGRICULTURAL PLANT**

G. Shkarovsky

Summary

The technique and results of quantitative evaluation of potential designs mobile power tools in modern technological processes applied for the implementation of agricultural production in Ukraine.



УДК 631.311

УСТАНОВКА ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ТЯГОВОГО ОПОРУ КУЛЬТИВАТОРНОЇ ЛАПИ

Зоря М. В.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-14-38

Анотація – пропонується розробка установки й методики вимірювання загального тягового опору та кута його відхилення у подовжньо-вертикальній площині для культиваторних лап і подібних до них робочих органів, що розміщуються на вертикальних стійках, механічним способом.

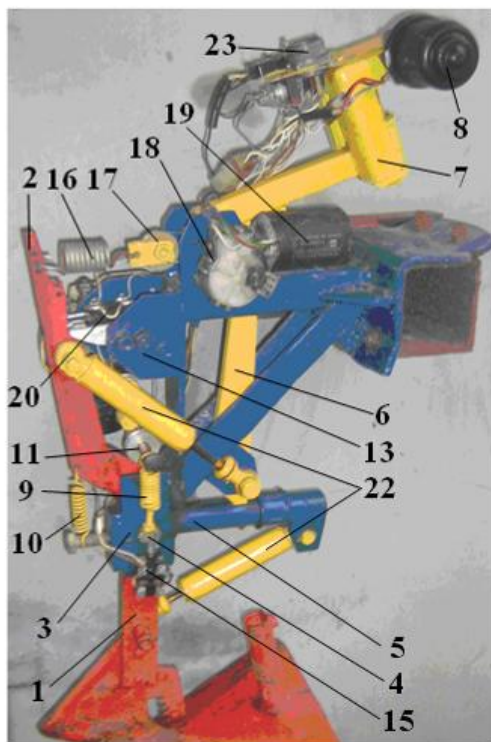
Ключові слова – культиваторна лапа, тяговий опір, кут нахилу, експериментальна установка.

Постановка проблеми. Вимірювання тягового опору культиваторної лапи можна проводити методом тензовимірювання з використанням спеціальної тензометричної стійки [1] і відповідного сучасного обладнання: тензопідсилювача і осцилографа або аналого-цифрового перетворювача і персонального комп'ютера – ноутбука. Але що робити, якщо немає можливості придбати вказане обладнання. Чи можна впоратися без нього?

Аналіз останніх досліджень. Для вимірювання тягового опору в літературі, наприклад [1, 2], розглядаються різні конструкції динамометрів і динамографів. Засобом вимірювання в них виступають всілякі пружини: гвинтові, пластинчасті та інші. Для фіксування значень тягового опору використовуються динамографи механічного, гідравлічного та електричного типу. Для вимірювання тягового опору навісних машин пропонуються різноманітні рамки. Однак всі ці прилади забезпечують вимірювання лише однієї сили, як правило горизонтальної. Одночасне вимірювання декількох опірних реакцій, наприклад, горизонтальної і вертикальної, пропонується проводити тільки з використанням тензометричних ланок.

Постановка завдання. Метою даної статті є розробка установки й методики вимірювання загального тягового опору та кута його відхилення у подовжньо-вертикальній площині для культиваторних лап і подібних до них робочих органів, що розміщуються на вертикальних стійках, суто механічним способом.

Основна частина. Розроблена установка призначена для вимірювання загального тягового опору культиваторної лапи, а також будь-якого робочого органу, розміщеного на стійці з прямокутним перерізом 45×12 мм (рис. 1).



- 1 - стійка лапи;
- 2 - подовжувач стійки лапи;
- 3 - обойма кронштейну;
- 4 - гвинт М16;
- 5 - стакан з пружиною стиснення;
- 6 - важіль;
- 7 - гвинтовий механізм;
- 8 - двигун Дв₁;
- 9 - вертикальні робочі пружини;
- 10 - пружина повернення;
- 11 - вісь зі шківом;
- 12 - подвійний поліспагт;
- 13 - лебідка дії на вертикальні пружини;
- 14 - двигун Дв₃;
- 15 - кінцеві вимикачі Пк₃ і Пк₄;
- 16 - горизонтальна пружина розтягування;
- 17 - шків;
- 18 - лебідка дії на горизонтальну пружину;
- 19 - двигун Дв₂;
- 20 - кінцевий вимикач Пк₁;
- 21 - кінцевий вимикач Пк₂;
- 22 - амортизатори;
- 23 - роз'єм до кабелю блоку управління.

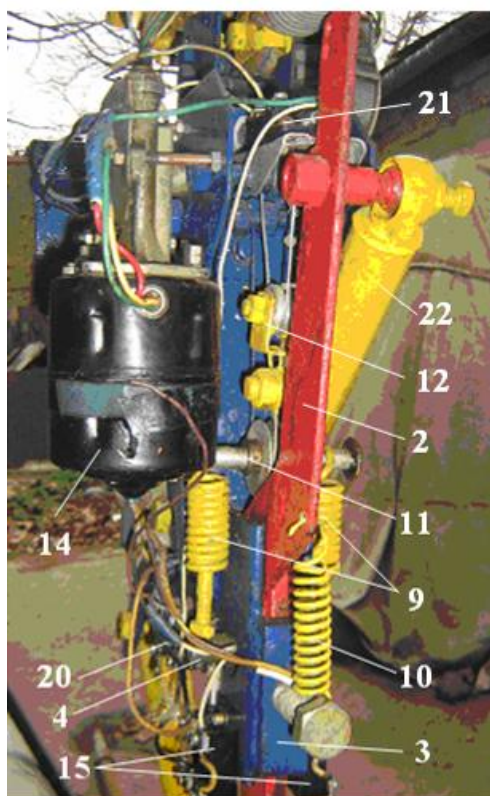


Рис. 1. Експериментальна установка для вимірювання тягового зусилля робочого органу.

Паралелепіпедний отвір обойми кронштейну 3 має подовжній розмір 54 мм, що ширше за стійку лапи на 9 мм. У середині обойми кронштейну виконано наскрізний горизонтальний отвір діаметром 25 мм, а в середині стійки лапи на висоті перетину з цим отвором виконано різбовий отвір М16. При встановленні лапи в обойму кронштейну скрізь горизонтальний отвір просувався і вгвинчувався в різбовий отвір стійки лапи 1 гвинт 4 довжиною 90 мм так, щоб з обох боків довжина виходу гвинта була однакова. При цьому стійка лапи могла вільно пересуватись в обоймі в межах, що дозволяв більший діаметр отвору.

Для врівноваження сил опору ґрунту, що діють на робочий орган, між ним і кронштейном його утримання встановлені три групи пружин, дві з яких діють в напрямку осі гвинта і врівноважують положення гвинта 4 в отворі обойми 3, а третя – пружина розтягування 16, встановлена набагато вище від гвинта в горизонтальному напрямку – забезпечує вертикальне положення стійки лапи 1. Потрібне натягання пружин здійснюється автономними механізмами від електродвигунів постійного струму на 12 В. Управління двигунами здійснюється реверсивними контактними парами кінцевих вимикачів 15, 20 і 21, що встановлені в напрямку дії відповідних пружин.

Горизонтальна пружина, що спрямована на вісь гвинта, встановлена в стакані 5 позаду обойми і діє на стійку лапи через сферичний кінцевик штока 6 (рис. 2), який вільно рухається в подовжньо-горизонтальному отворі в задній стінці обойми 2.

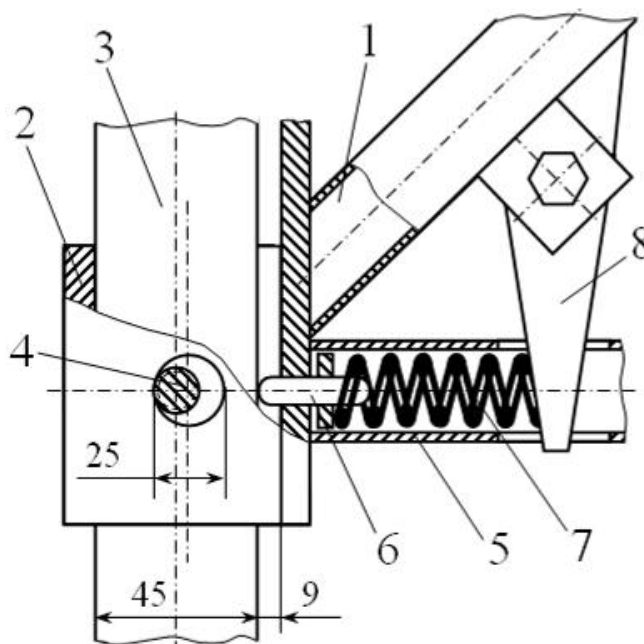


Рис. 2. Розташування горизонтальної пружини стиснення:

- 1 – кронштейн лапи; 2 – обойма; 3 – стійка лапи;
- 4 – гвинт; 5 – стакан; 6 – шток; 7 – пружина стиснення;
- 8 – важіль.

Стиснення чи послаблення пружини здійснюється важільно-гвинтовим механізмом від електродвигуна Дв₁ 8, який керується контактами кінцевого вимикача Пк₁ 20 (див. рис. 1).

Вертикальна пара пружин 9 прикріплена знизу до гвинта 4, вгвинченого у стійку лапи 1, а зверху – до осі 11, посередині якої встановлений шків, що є механізмом подвійного поліспасти 12 лебідки 13 для розтягнення чи послаблення цих пружин, який приводиться в дію електродвигуном Дв₃ 14 і керується контактами кінцевих вимикачів Пк₃ і Пк₄ 15 (див. рис. 1).

Горизонтальна пружина розтягнення, що врівноважує вертикальне положення стійки лапи, з'єднана з кронштейном-подовжувачем стійки лапи і віссю шківів поліспасти відповідної лебідки, що приводиться в дію електродвигуном Дв₂, який керується контактами кінцевого вимикача Пк₂. З метою запобігання автоколивань передбачено встановлення двох амортизаторів 22 (див. рис. 1).

Для забезпечення автоматичного управління натягненням пружин була розроблена і виготовлена спеціальна система автоматичного керування двигунами механізмів натягання пружин (рис. 3).

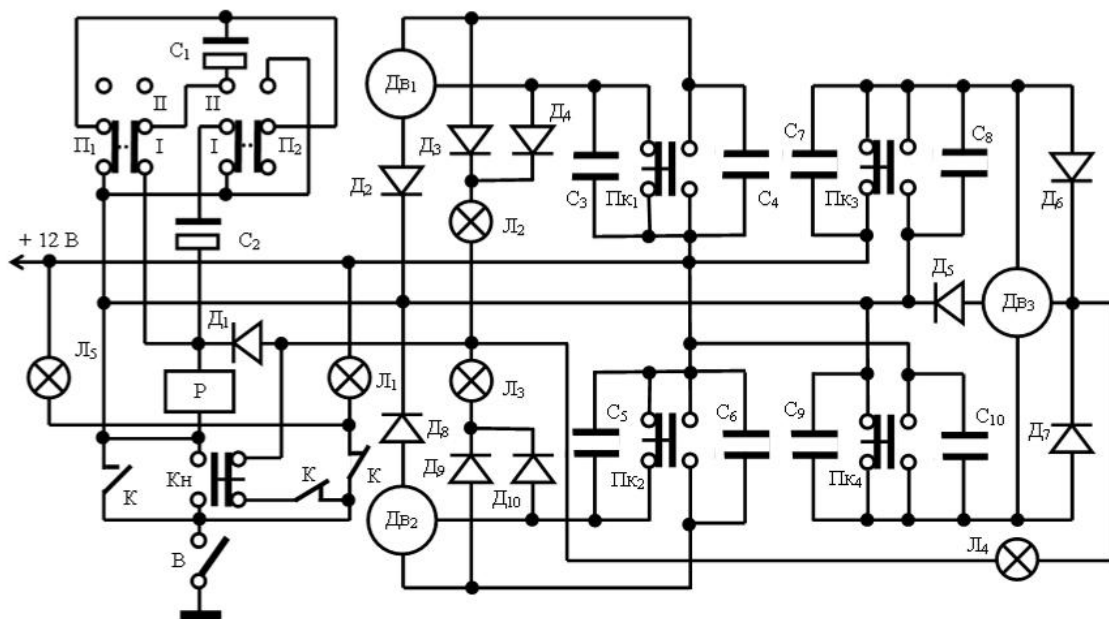


Рис. 3. Принципова схема системи автоматизованого керування двигунами механізмів натягнення пружин пристрою для вимірювання тягового опору експериментального робочого органу.

Система живиться від бортового джерела постійного струму трактора 12 В. Електродвигуни Дв₁, Дв₂ і Дв₃, кінцеві реверсивні вимикачі Пк₁, Пк₂, Пк₃ і Пк₄, а також діоди Д₂, Д₅ і Д₈ розташовані на експериментальній установці (див. рис. 1). Сигнальна лампочка Л₅ розташовується в кабіні трактора. Решта деталей системи містяться в

окремому блоці управління, який кріпиться на рамі сівалки і з'єднується з експериментальною установкою та трактором двома кабелями з роз'ємами (рис. 4).

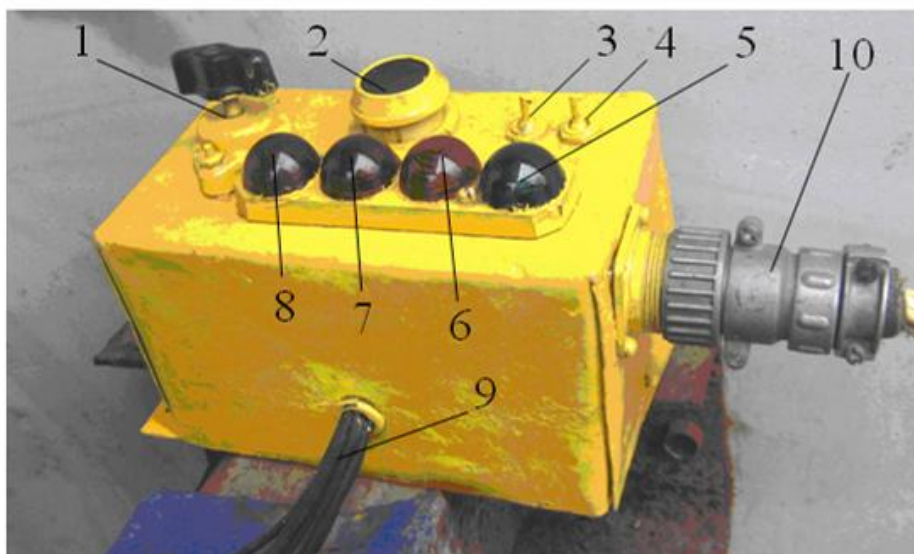


Рис. 4. Блок управління системою автоматизованого керування двигунами: 1 – вимикач В; 2 – кнопка Кн; 3, 4 – перемикачі Π_1 , Π_2 ; 5, 6, 7, 8 – вічка лампочок L_1 , L_2 , L_3 , L_4 ; 9 – кабель до роз'єму на установці; 10 – роз'єм кабелю до трактора.

Принцип дії системи автоматичного керування такий (див. рис. 3). Після увімкнення вимикача В загоряються лампочки L_1 (на блоці управління – зелений колір) і L_5 (в кабіні трактора), що свідчить про готовність системи до роботи.

Перемикачами Π_1 і Π_2 встановлюється тривалість неспрацьовування реле Р після припинення подачі на нього напруги через діод D_1 : в позиції I-I (паралельне увімкнення з котушкою реле конденсаторів C_1 і C_2) – 2 с, I-II або II-I (паралельне увімкнення з котушкою реле конденсатора C_1 або C_2) – 1 с і II-II (послідовне увімкнення конденсаторів C_1 і C_2 паралельно з котушкою реле) – 0,5 с.

Разом з початком руху вмикається кнопка Кн. При цьому струм проходить через обмотку реле, діод D_1 і далі по будь-якому контуру в залежності від того, які контакти кінцевих вимикачів є увімкненими, наприклад, як показано на рис. 3: контур L_2 - D_4 - $\Pi_{к1}$, контур L_3 - D_{10} - $\Pi_{к2}$ і контур L_4 - D_6 - $\Pi_{к3}$. Реле Р вмикається і його нормально замкнені контакти розмикаються, а нормально розімкнені контакти замикаються. При цьому лампочки L_1 і L_5 гаснуть, а лампочки L_2 , L_3 і L_4 в разі замкненого стану контактів кінцевих вимикачів – горять, а в разі розімкненого стану (у кінцевого вимикача є проміжок, коли обидві пари контактів розімкнені) – не горять. На початку руху під дією тягового

опору пружини деформуються і болт 4 (див. рис. 1) тисне на штоки кінцевих вимикачів Пк₁ 20, Пк₃ і Пк₄ 15, а подовжувач стійки лапи 2 відходить від штока кінцевого вимикача Пк₂ 21.

При цьому струм від вимикача В (див. рис. 3), через замкнені контакти К, діоди Д₂, Д₅ і Д₈ поступає відповідно на двигуни Дв₁, Дв₃ і Дв₂. У залежності від пар замкнених контактів кінцевих вимикачів струм поступає в різні обмотки двигунів і їх якорі обертаються в той чи інший бік, а саме: коли пружина навантажується тяговим опором – двигун забезпечує збільшення її навантаження і навпаки (здійснюється слідкуючий ефект). Ці процеси відбуваються доти, поки не встановляться такі положення врівноважених тяговим опором деформованих пружин, коли всі контакти кінцевих вимикачів опиняться розімкненими. В такому разі струм на котушку реле через діод Д₁ припиниться і буде надходити лише з заряджених конденсаторів С₁ і С₂ протягом часу, який встановлюється рівним двом, одній чи половині секунди в залежності від позиції перемикачів П₁ і П₂.

Якщо за цей час жоден з контактів кінцевих вимикачів не увімкнеться, реле Р вимкнеться, лампочки Л₂, Л₃ і Л₄ згаснуть, лампочки Л₁ і Л₅ загоряться, а двигуни будуть зупинені незалежно від величини тягового опору. Таким чином буде зафіксований стан усіх пружин, деформація яких урівноважувала відносно сталий тяговий опір робочого органу. Для запобігання іскріння контактів кінцевих вимикачів паралельно ним встановлені конденсатори С₃...С₁₀.

Для спостереження за процесом руху робочого органу і характеру миготіння лампочок Л₂, Л₃ і Л₄ на установці встановлювалася відеокамера (рис. 5).



Рис. 5. Встановлення відеокамери:

- 1 – кронштейн;
- 2 – відеокамера Panasonic RZ-10.

Перед вимірюванням реактивних сил треба визначити жорсткість усіх пружин експериментальної установки з орієнтацією на максимальні й мінімальні розрахункові значення подовжньої і вертикальної складових тягового опору робочого органу з використанням розрахункової схеми для конкретного робочого органу.

Експериментальна установка монтується на будь-якій рамі квадратного перерізу (наприклад, рама культиватора КРН-4,2). Спочатку на експериментальну установку доцільно встановити пружини з мінімальною жорсткістю, а на блоці управління перемикачі Π_1 і Π_2 встановити в положення I-I, спрямувати відеокамеру на блок управління і, включивши її і кнопку Кн на блоці управління, зробити контрольний прохід. Якщо за 50 м сигнальні лампочки L_1 і L_3 (див. рис. 3) не загоряться, це свідчить, що тривалість вимкненого стану контактів кінцевих вимикачів (хоча б одного з них) була менше 2 с. Треба переглянути відеозапис і з'ясувати, які з лампочок L_2 , L_3 і L_4 з якою частотою миготіли. Якщо частота миготіння була не менше 0,5 с, то перемикачі Π_1 і Π_2 встановити в інше положення (I-II чи II-II) і дослід повторити.

Якщо ж частота миготіння якоїсь з вказаних лампочок менша за 0,5 с – треба збільшувати жорсткість відповідних пружин і дослід повторювати, поки не загоряться сигнальні лампочки L_1 і L_3 .

Після цього раму з робочим органом треба підняти і до неї встановити спеціальний опорний кронштейн 3 з важелем 4 (рис. 6).

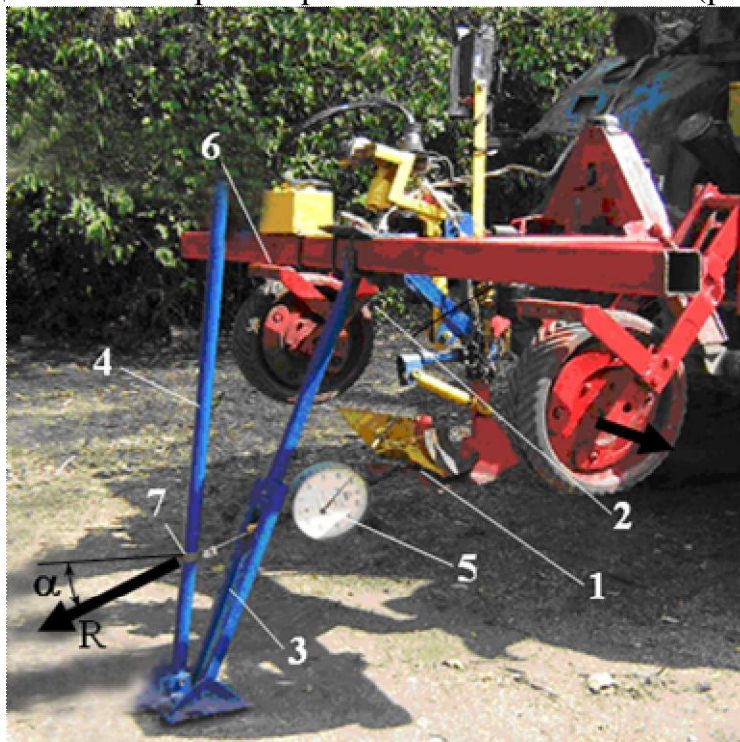


Рис. 6. Визначення тягового опору R і кута його відхилення від горизонтальної площини α : 1 – робочий орган; 2 – рама; 3 – опорний кронштейн; 4 – важіль; 5 – динамометр ДПУ-0,2/2; 6 – блок управління; 7 – хомут.

Між важелем і лапою встановити динамометр 5 під кутом близьким до орієнтовного кута $\alpha \approx 10...20^\circ$ провести навантаження до стану, коли всі лампочки L_2 , L_3 і L_4 на блоці управління б згаснуть. Якщо цього досягти не вдасться, змінювати кут α шляхом пересування хомути 7 на важелі і навантаження повторювати поки лампочки L_2 , L_3 і L_4 згаснуть. Значення сили R фіксується на динамометрі в моменти повного згасання і загорання лампочок L_2 , L_3 і L_4 відповідно при навантаженні і при розвантаженні (4 показання) з трьохкратною повторністю. Кут α фіксується візуально за допомогою шаблону. З усіх показань динамометра вираховується середнє значення сили R . Горизонтальна і вертикальна складові тягового опору розраховуються через кут α .

Висновки. Розроблена установка й методика вимірювання загального тягового опору та кута його відхилення у подовжньо-вертикальній площині для культиваторних лап і подібних до них робочих органів, що розміщуються на вертикальних стійках, суто механічним способом з використанням стандартних динамометрів.

Література.

1. *Высоцкий А.А.* Динамометрирование сельскохозяйственных машин / *А.А. Высоцкий.* – М.: Машиностроение, 1968. – 290 с.
2. *Кукта Г.М.* Испытание сельскохозяйственных машин / *Г.М. Кукта.* – М.: Машиностроение, 1964. – 284 с.

УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КУЛЬТИВАТОРНОЙ ЛАПЫ

Зоря М.В.

Аннотация – работа посвящена разработке установки и методики измерения общего тягового сопротивления и угла его отклонения в продольно-вертикальной плоскости для культиваторных лап и подобных рабочих органов, которые размещаются на вертикальных стойках, механическим способом.

INSTALLATION FOR MEASUREMENT PULL OF RESISTANCE CULTIVATOR A PAW

M. Zorya

Summary

The development of installation and technique of measurement common pull of resistance and corner of his deviation in a longitudinal - vertical plane for cultivator of paws and working bodies, similar to them placed on vertical racks by a mechanical way is offered.



УДК 631.372

ВДОСКОНАЛЕННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (067) 18-58-338

Анотація – викладено бачення переліку головних параметрів для вдосконалення класифікації мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення.

Ключові слова - мобільний енергетичний засіб, головний параметр, класифікація, типорозмірний ряд.

Постанова проблеми. Бажання задовольнити вимоги споживача спонукало як вітчизняну, так і закордонну тракторобудівну промисловість до істотного розширення типорозмірних рядів своєї продукції, адекватні елементи яких дуже часто відрізняється значеннями аналогічних оціночних параметрів. Так, наприклад, згідно даних каталогу [1] мобільні енергетичні засоби (МЕЗ) конструкційною масою 5000-5500 кг фірм Renault, Deutz-Fahr, Fendt обладнані двигунами потужністю переважно 63-88 кВт, а енергозасоби фірм Massey Ferguson, Case IH, John Deere, MTZ, New Holland в тому ж класі конструкційної маси можуть обладнуватись і двигунами потужністю до 119 кВт. Викладене є свідченням наявності певних складностей з класифікацією МЕЗ окресленою їх типорозмірним рядом.

Як відомо побудова типорозмірних рядів ґрунтується на головних параметрах, які повинні найбільш повно характеризувати технічні, експлуатаційні і технологічні можливості виробу і володіти більшою стабільністю, ніж допоміжні параметри [2].

Аналіз останніх досліджень. Під час обґрунтування типорозмірних рядів в різних галузях машинобудування використовувались різні головні параметри: для літаків – дальність польоту; для металообробних верстатів – висота центрів шпинделя; для ріжучого інструменту – діаметр свердла, або довжина його ріжучої частини тощо.

Обґрунтування типорозмірного ряду тракторів проводили за різними головними параметрами. Так у 1940 році Д.А. Чудаков запропонував прийняти тягове зусилля за параметр для визначення

класу трактора. В перспективному типажі тракторів 1946 року в Радянському Союзі в якості головного параметра була прийнята потужність двигуна [3]. Однак, зважаючи на те, що збільшення потужності двигуна, необхідна той час для забезпечення більш високих робочих швидкостей, мало впливало на тягові показники трактора, в якості головного параметра для обґрунтування типорозмірного ряду і класифікації тракторів на довгий час було прийняте номінальне тягове зусилля. Цей показник був більш стійкий при модернізації машин, включаючи і підвищення їх потужності [3].

В основу побудови типорозмірного ряду тракторів за номінальним тяговим зусиллям був покладений наступний принцип. Трактор з номінальним тяговим зусиллям $P_{гк.н}$, яке більше номінального тягового зусилля $P_{гк.н i}$ класу i , але менше номінального тягового зусилля $P_{гк.н(i+1)}$ класу $(i+1)$, відносять до класу $(i+1)$ в тому випадку, якщо $P_{гк.н} \geq 0,9P_{гк.н(i+1)}$ і до класу i , якщо $P_{гк.н} < 0,9P_{гк.н(i+1)}$. За основу при визначенні $P_{гк.н}$ покладено таке тягове зусилля, при якому коефіцієнт використання зчеплення $\varphi_{гк}$, а відповідно, і буксування трактора, не перевищують визначених заданих величин:

$$P_{гк.н} = \varphi_{гк} \cdot G_1, \quad (1)$$

де G_1 - зчіпна вага трактора;

$\varphi_{гк}$ – коефіцієнт використання зчеплення [3].

Слід відмітити, що така методика була прийнята в часи, коли найбільш повно реалізувати потужність встановленого двигуна можна було лише через тягу, оскільки відбір енергії через інші системи був ще недостатньо розповсюдженим. Подібні підходи розглядаються і зараз при обґрунтуванні типорозмірного ряду потужних промислових [4, 5], та сільськогосподарських [6] тракторів.

З розвитком конструкцій тракторів і сільськогосподарських машин, їх систем віддавання та приймання енергії, технологій вирощування сільськогосподарських культур тощо, трактор також розглядається як мобільний енергетичний засіб спроможний віддавати енергію переважно через системи відбору потужності. Перш за все це стосується збиральних машин. Для збиральних самохідних шасі (їх особливістю є можливість вивільнятися зі складу того чи іншого агрегату), у яких основна частина потужності використовується через вал відбору потужності (ВВП), може бути збережена класифікація за потужністю двигуна [3].

Спроби розробки типорозмірного ряду МЕЗ за потужністю встановленого двигуна викладені в роботах [7, 8, 9, 10]. Критеріями обґрунтування рівнів потужності в даних роботах слугували в основному можливості забезпечення економічних показників роботи переважно тягових та тягово-приводних агрегатів в різних умовах при забезпеченні оптимального рівня завантаження двигуна. Слід

відмітити, що в названих роботах представлені різні рівні потужності двигунів енергозасобів. Так, в роботі [10] застосовано наступні класи потужності 10, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 110 і 130 кВт., в роботі [7] – 25, 50, 60, 70, 80, 90, 130, 150, 165, 200 і 270 к.с., а в роботі [9] потужність двигунів в межах 27-503 к.с. до потужності 150 к.с. проградуєвана за арифметичною прогресією з різницею 7 к.с., а після 150 к.с. інтервали інші і змінюються за іншим законом. Цей факт говорить про відсутність єдиних науково обґрунтованих підходів до градації енергозасобів за потужністю встановленого двигуна.

Зацікавлення викликає робота [11], де приведено класифікацію енергозасобів за потужністю встановленого двигуна, яка відповідає Міжнародній агрегатно уніфікованій системі класифікації енергозасобів. В роботі передбачено шість груп потужностей: I – до 30 кВт; II – від 31 до 69 кВт; III – від 70 до 119 кВт; IV – від 120 до 150 кВт; V – від 151 до 220 кВт; VI – понад 220 кВт. Однак, повністю відсутня методика обґрунтування названих груп. Крім того, в роботі [11] застосована спроба класифікації енергозасобів за річним завантаженням, що дозволяє прогнозувати можливу економічну ефективність енергозасобу. Одним з недоліків даної роботи є відсутність науково-обґрунтованої методики віднесення енергозасобів до груп за потужністю встановленого двигуна та річним завантаженням, що, на нашу думку, унеможливорює здійснення прогнозних розрахунків парків господарств. Крім того, робота [11] спрямована лише на розгляд збиральних машин спеціалізованих та створених на базі самохідних шасі, що можуть вивільнитися, і зовсім не враховує енергозасобів інших конструкцій.

В роботах [12 і 13] подано орієнтовні рівні потужності двигунів МЕЗ сільськогосподарського призначення як в загальному випадку, так і всередині кожного з існуючих тягових класів, однак тут нічого не сказано щодо використання встановленої градації в якості типорозмірного ряду для енергозасобів.

Таким чином, в результаті проведеного аналізу встановлено, що існує щонайменше три підходи до обґрунтування типорозмірних рядів МЕЗ: за номінальним тяговим зусиллям; за потужністю встановленого двигуна; за річним завантаженням. Відповідно до цього можна виділити три головних параметри, за якими існували спроби обґрунтування типорозмірних рядів, а саме: номінальне тягове зусилля; потужність встановленого двигуна та річне завантаження. Викладені обставини ускладнюють застосування економічно доцільних підходів щодо проектування, виготовлення і забезпечення ефективного використання енергозасобів, що спонукає до пошуку інших, або додаткових головних параметрів для побудови одно-, або багато параметричного типорозмірного ряду МЕЗ.

Формулювання цілей статті. Обґрунтувати перелік головних параметрів для вдосконалення класифікації МЕЗ окресленої їх типорозмірним рядом.

Основна частина. Дослідження проводились шляхом аналізу впливовості досліджуваних параметрів на характеристики енергозасобів та їх стабільності в межах можливих класів типорозмірного ряду.

Зважаючи на те, що обґрунтування типорозмірних рядів мобільних енергетичних засобів у більшості розглянутих методик прогнозується вести за двома головними параметрами – номінальним тяговим зусиллям та потужністю встановленого двигуна, виникла необхідність провести аналіз діяльності провідних тракторобудівних підприємств світу щодо характеристик створюваних ними енергозасобів. Аналіз проводили на площині параметрів маса енергозасобу конструкційна, маса енергозасобу загальна, потужність встановленого двигуна та ціна. Дослідження проводили за каталогом [1]. До дослідної вибірки ввійшли енергозасобитаких відомих виробників, як Мінський тракторобудівний завод (МТЗ), Case IH, Claas, Deutz-Fahr, Fendt, ICB “Fastrac”, John Deere, Massey Ferguson, New Holland та Renault.

Існуючі сьогодні технологічні процеси вирощування сільськогосподарських культур виписані в технологічних картах [14] передбачають виконання переважно тягових операцій, що вказує на беззаперечну актуальність для характеристики типорозмірного ряду параметра «номінальне тягове зусилля», визначником якого є масові характеристики машини. Аналіз показників конструкційна і загальна маса енергозасобу показує, що переважна більшість машин за рахунок баластування може істотно змінювати тягові показники аж до можливості переходу в інші тягові класи визначені стандартом ГОСТ 27021 [15]. Так, наприклад, енергозасіб Fendt Favorit-822, який має конструкційну масу 8100 кг належить за градацією стандарту [15] до тягового класу 3 з номінальним тяговим зусиллям 30 кН, а при умові його баластування згідно даних каталогу [1] – до класу 6 з номінальним тяговим зусиллям 60 кН. Цей факт говорить про те, що показник «номінальне тягове зусилля» не може бути використаний в якості головного параметра для однопараметричного типорозмірного ряду оскільки порушується принцип стабільності параметра.

Використовуваний закордонними спеціалістами в якості головного параметра «потужність встановленого двигуна» є показником роботоздатності енергозасобу і також являється незамінним для споживача. Дані, вміщені в каталозі [1] говорять про те, що потужність встановлених двигунів на енергозасобах (аналіз проводився для стандартних тракторів потужністю вище 24 кВт, як

таких, що є основними для виконання основного комплексу робіт у багатогалузевих сільськогосподарських підприємствах) варіює в широких межах. Так МТЗ представляє енергозасоби з потужністю двигунів від 24 до 96 кВт, Case IH - від 38 до 280 кВт, Fendt - від 37 до 199 кВт, John Deere - від 39 до 342 кВт тощо. Щодо можливості використання потужності встановленого двигуна в якості головного параметра типорозмірного ряду МЕЗ слід зауважити наступне. Переважна більшість тракторобудівних фірм в типорозмірному ряду задекларованих до випуску енергозасобів має машини з однаковою потужністю встановленого двигуна. Так фірма Fendt випускає три марки енергозасобів з потужністю двигуна 63 кВт з конструкційною масою 3850, 4190 і 5070 кг, що за методикою [15] дозволяє віднести їх до наступних тягових класів: 1,4; 1,4; 2 відповідно, а з урахуванням можливого баластування – до класів 2; 3 та 3 відповідно. Проаналізовані характеристики належать відповідно енергозасобам Fendt Farmer 308С, Fendt Farmer 308СА та Fendt Farmer 409 Vario [1]. Крім того, слід також навести приклад вітчизняних тракторів типу ХТЗ-120 та ХТЗ-121, які мали двигун з дискретно регульованою потужністю 88 та 107 кВт, де вищий рівень потужності рекомендований для роботи в агрегаті з машинами, які мають привід від валу відбору потужності трактора.

Виходячи з викладеного вище можна зробити висновок, що обидва з названих параметрів: “номінальне тягове зусилля” та “потужність встановленого двигуна” є недостатніми характеристиками типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів.

Враховуючи те, що “...оптимизация параметрических (типоразмерных) рядов имеет важное народнохозяйственное значение. Оптимально выбранные параметрические ряды удовлетворяют потребности народного хозяйства в продукции различных видов при наименьших общих затратах” [16], слід обґрунтувати для характеристики типорозмірного ряду принаймні один головний параметр, який дозволяв би сам, або в сукупності з двома наведеними вище отримати найбільш повну інформацію про енергозасіб.

Характеристики наведені в каталозі [1] показують, що ціна на енергозасоби провідних виробників світу варіює в широких межах, навіть у тому випадку, коли вони мають двигуни однієї потужності. Для встановлення причин цього факту досліджували більш детальні характеристики енергозасобів, які мають двигуни однієї потужності. Дослідження проводили з використанням характеристик енергозасобів John Deere та Fendt з двигунами потужністю до 60 кВт (табл. 1).

До дослідної вибірки ввійшли три енергозасоби фірми John Deere з потужністю двигуна 59 кВт та два енергозасоби фірми Fendt з потужністю двигуна 55 кВт.

Таблиця 1.

**Короткі технічні характеристики окремих енергозасобів фірм
John Deere та Fendt з потужністю двигуна до 60 кВт**

Показник	Одиниці виміру	John Deere			Fendt	
		Марка енергозасобу				
		5510	6110A SE	6120A	Farmer 307C	F370 GT
1 Потужність двигуна	кВт	59	59	59	55	55
2 Літраж двигуна	см ³	4530	4530	4530	3190	4086
3 Номінальні оберти двигуна	хв. ⁻¹	2400	2300	2300	2300	2400
4 Крутний момент двигуна	Н×м	301	327	328	296	263
3 Запас крутного моменту двигуна	%	28	34	33,5	30	16
6 Кількість передач: переднього ходу заднього ходу	шт.	24 24	16 16	24 24	21 6	21 6
7 Швидкість руху: максимальна мінімальна	км год	40 0,5	40 0,8	42 1,0	40 0,7	40 0,4
8 Кількість валів відбору потужності	шт.	2	2	2	2	2
9 Кількість швидкостей ВВП	шт.	2	3	3	3	3
10 Вантажопідйомність начипних пристроїв: заднього переднього	кг	...*) 2000	3990 ...	4520 3500	4980 2945	3210 2250
11 Продуктивність насоса гідросистеми	л/хв	43,1+18,2	54	60/96	70	41+36
12 Тип насоса гідросистеми	-	шестерен.	шестерен	аксіал.	шестерен	шестерен
13 Наявність монтажної площадки	-	-	-	-	-	+
14 Маса баласту корисного навантаження	кг	2075	3066	2650	2200	2410
15 Конструкційна маса	кг	2725	3934	4350	3800	3590
16 Ціна	DM	29700	37000	41800	36100	38900

*) Відсутні дані щодо показника

Дані таблиці 1 показують, що на енергозасобах John Deere використано практично один і той же двигун об'ємом 4530 см³, що не могло внести істотних змін у цінову політику виробника. Основні відмінності у технічні характеристики внесли такі показники, як кількість передач, кількість швидкостей валу відбору потужності

(ВВП), вантажопідйомність начіпних пристроїв (НП), характеристики гідросистеми, маса баласту та конструкційна маса. Кожен з названих показників покликаний забезпечити більш ефективно використання енергозасобу на різних операціях з більшою кількістю машин. Так кількість передач визначає можливість забезпечення ефективного використання з машинами і знаряддями, які характеризуються різним рівнем споживання енергії двигуна, тобто дозволяє більш ефективно завантажити двигун. Кількість швидкостей валу відбору потужності також забезпечує більш ефективне завантаження двигуна, вантажопідйомність начіпних пристроїв обмежує масу начіпних машин. Характеристики гідросистеми визначають можливість і ефективність віддавання енергії двигуна через гідросистему. Зокрема установка насоса аксіального типу дозволяє адаптувати гідросистему енергозасоба до гідросистеми машин з різними характеристиками потоку рідини, яка споживається. Масові ж характеристики визначають тягові показники енергозасобу.

Так, наприклад, якщо порівнювати енергозасіб John Deere 5510 і John Deere 6120A, то можна сказати, що останній істотно виграє за вантажопідйомністю начіпних пристроїв, характеристиками гідросистеми та тяговими характеристиками, які забезпечуються конструкційною масою та баластом, що істотно вплинуло і на збільшення вартості в межах 12100 DM.

Аналогічна картина спостерігається і для енергозасобів фірми Fendt. Однак, слід відмітити, що вартість їх істотно вища ніж енергозасобів John Deere, що пояснюється істотно кращими показниками вантажопідйомності начіпних пристроїв та наявністю вантажного майданчика у енергозасобу Fendt F 370 GT.

Викладене вище підтверджується і у вищих класах потужності енергозасобів.

Підвищення вартості енергозасобів потужністю 74 і 154 кВт фірми Fendt спричинене, перш за все, використанням гідростатичної трансмісії, що дозволяє забезпечити будь-які швидкості руху в проміжку 0-50 км/год і, цим само, найбільш ефективно завантажити двигун, навіть у порівнянні з трансмісією Fendt Favorit 822, яка повністю реверсивна і має 44 передачі (табл. 2).

Якщо проаналізувати показники таблиць 1 та 2, особливо з №6 по №15, то з урахуванням результатів досліджень, викладених у роботі [17] можна стверджувати, що це показники, які визначають рівень універсальності енергозасобу та впливають на його вартість. За таких умов можна констатувати, що рівень універсальності енергозасобів може виконувати функцію головного параметра при обґрунтуванні їх типорозмірного ряду.

Таблиця 2.

**Короткі технічні характеристики енергозасобів фірми Fendt з
потужністю двигуна 74 та 154 кВт**

Показник	Одиниці виміру	Марка енергозасобу			
		Fendt Farmer 309	Fendt Farmer 410 Vario	Fendt Favorit 822	Fendt Favorit 920 Vario
1 Потужність двигуна	кВт	74	74	154	154
2 Літраж двигуна	см ³	3190	3800	6870	6870
3 Номінальні оберти двигуна	хв. ⁻¹	2300	2100	2200	2150
4 Крутний момент двигуна	Н×м	390	437	896	960
3 Запас крутного моменту двигуна	%	30	35	34	40
6 Кількість передач: переднього ходу заднього ходу	шт.	21 6	гідростат гідростат	44 44	гідростат гідростат
7 Швидкість руху: максимальна мінімальна	$\frac{\text{км}}{\text{год}}$	40 0,7	50 0,0 ^{*)}	50 0,2	50 0,0
8 Кількість валів відбору потужності	шт.	2	2	2	2
9 Кількість швидкостей ВВП	шт.	3	3	2	2
10 Вантажопідйомність начипних пристроїв: заднього переднього	кг	4980 2945	6440 2920	9000 5000	9000 5000
11 Продуктивність насоса гідросистеми	л/хв	70	75	102	112
12 Тип насоса гідросистеми	-	шестеренний	аксіальний	аксіальний	аксіальний
13 Наявність монтажної площадки	-	-	-	-	-
14 Маса баласту корисного навантаження	кг	3280	3790	5900	5250
15 Конструкційна маса	кг	4220	5210	8100	8750
16 Ціна	DM	46500	63200	99200	110000

^{*)} 0,0 явище існує, але в величинах менших ніж ті, що можуть бути виражені використаними в таблиці цифровими розрядами.

Крім того, в залежності від наявності машин для створення машинно-тракторних агрегатів (МТА) на базі того чи іншого енергозасобу типорозмірного ряду, що буде визначатися фінансовим

станом держави загалом і окремого сільгоспвиробника зокрема, даний параметр дозволить оптимізувати за економічними показниками типорозмірний ряд. Це говорить про те, що параметр “рівень універсальності енергозасобу” дозволить перевести процес оптимізації типорозмірного ряду МЕЗ з площини вирішення статичних задач до площини вирішення динамічних задач, що є більш достовірним і перспективним.

Однак, слід враховувати, що типорозмірний ряд продукції створюється для її споживача. Це означає, що споживач повинен отримати максимум інформації про елементи типорозмірного ряду вже з самого ряду, тому використання одного лише параметра “рівень універсальності енергозасобу” не достатнє. За таких умов доцільно при обґрунтуванні типорозмірного ряду МЕЗ на даному етапі використовувати три параметри: номінальне тягове зусилля; потужність встановленого двигуна ; рівень універсальності.

Названі параметри дадуть уяву про тягові можливості енергозасобу, його енергетичний потенціал і наявність технічних засобів для їх реалізації.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що з метою забезпечення найбільшої інформативності про мобільні енергетичні засоби вміщеної в головних параметрах, які є основою їх класифікації, окресленої типорозмірним рядом, останній доцільно представляти багатопараметричним. Головними параметрами такого типорозмірного ряду доцільно прийняти номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна та рівень універсальності. Основним напрямом подальших досліджень з даного питання є обґрунтування власне багатопараметричного типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення і його оптимізація відповідно до технологічних процесів.

Література.

- 1 *Tractor Catalogue* // Електронна версія. – 2002.
- 2 *Степаненко С.И.* О некоторых вопросах оптимизации параметрических рядов стандартизуемых объектов в странах-членах СЭВ / *С.И. Степаненко, З.Н. Шитова* // Стандарты и качество, - 1968, - №8. – С. 3-7.
- 3 *Трепененков И.И.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / *И.И. Трепененков.* – М.: Металлургиздат, 1963. – 271 с.
- 4 *Коврыгин В.Д.* Основные направления повышения технического уровня промышленных тракторов средних и высоких тяговых классов: Обзор. Информ *В.Д. Коврыгин, Э.К. Стрельцов, Т.А.Калинина.* – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1988. – Вып. 6. (Сер. 1.Тракторы и двигатели)

- 5 Фогель А.А. Типоразмерный ряд мощных промышленных тракторов / А.А. Фогель, В.С. Захаров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1991, - №3. – С. 9-11.
- 6 Ксенович И.П. Рациональный типоразмерный ряд перспективных сельскохозяйственных тракторов / И.П. Ксенович, М.И. Ляско, В.Н. Минизон, А.П. Парфенов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990, - №11. – С. 4-7.
- 7 Антышев Н.М. Прогноз потребности и необходимости структуры тракторного парка / Н.М. Антышев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1993, - №8. - С.1-6.
- 8 Зангиев А.А. Обоснование параметров семейства мобильных энергетических средств одного тягового класса / А.А. Зангиев, Н.И. Бычков // Техника в сельском хозяйстве. - 1999. - №3. – С. 3-5.
- 9 Российский трактор: реальность и перспективы. По материалам пресс-службы ОАО «Агромашхолдинг» // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2004, - №5. – С. 2-9.
- 10 Самсонов В.А. Обоснование типоразмерного ряда тракторов с адаптируемыми параметрами / В.А. Самсонов, А.А. Зангиев // Техника в сельском хозяйстве. - 1998, - №4. – С. 24-28.
- 11 Бутов П. Класифікація енергосредств по техніко-економічним параметрам / П. Бутов, П. Назаров, А. Зацаринний // Механізація та електрифікація сільського господарства. - 2001, - №7. – С. 6-8.
- 12 Шкарівський Г.В. Обґрунтування рівнів потужності двигунів мобільних енергетичних засобів / Г.В.Шкарівський, С.П. Пожидаєв // Науково-теоретичний журнал Української академії аграрних наук “Вісник аграрної науки”. – 2005. - №9. –С. 48-51.
- 13 Шкарівський Г.В. Обґрунтування рівнів потужності двигунів мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення існуючих тягових класів / Г.В.Шкарівський // Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2006. Випуск 90. – С. 98-107.
- 14 Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / за ред П.Т. Саблука, Д.І Мазоренка, Г.Є Мазнева. – Харків: ХНТУСГ. – 2004. – 307 с.
- 15 ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85). Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы.
- 16 Типовая методика оптимизации одномерного параметрического (типоразмерного) ряда / Науч. руковод. В.В. Ткаченко. – М.: Изд-во стандартов, - 1976. – 64 с.
- 17 Шкарівський Г.В. Дослідження впливу загальної конструкції МЕЗ на показники його універсальності при створенні машинно-тракторних агрегатів / Г.В.Шкарівський // Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2004.- Випуск 88. – С. 70-77.

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КЛАССИФИКАЦИИ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

Г.В. Шкаровский

Аннотация - изложено видение перечня главных параметров для усовершенствования классификации мобильных энергетических средств сельскохозяйственного назначения.

**IMPROVEMENTS IN THE CLASSIFICATION
MOBILE POWER**

G. Shkarovsky

Summary

Sets out a vision for a list of the main parameters to improve the classification of mobile energy resources for agricultural purposes.



УДК 531.1:631.3.06

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА РУХ ОБЧІСУЮЧОГО МОДУЛЮ ДЛЯ ЗБИРАННЯ РИЦИНИ

Леженкін О.М., д.т.н.,
Головін С.В., інженер
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-14-38

Анотація – У статті наводиться розрахункова схема сил діючих на обчисуючий модуль для збирання рицини та виконується їх аналіз

Ключові слова – рицина, розрахункова схема, обчисування, обчисуючий модуль, сили, аналіз.

Постановка проблеми. При збиранні рицини комбайнами втрати насіння становлять 10...12%, що обумовлено значними відмінностями їх біологічних і фізико-механічних властивостей від насіння зернових культур. Для зменшення втрат насіння при збиранні пропонується застосовувати для цього збиральний модуль обчисуючого типу [1, 2, 3]. Випробування цього модулю у польових умовах довели його ефективність [4]. Але, якість роботи збирального модулю пов'язана зі стійкістю його руху. Для забезпечення стійкості руху збирального модулю необхідно вивчення його кінематики та динаміки. Тому, виникає питання аналізу динамічних та кінематичних чинників, що впливають на рух обчисуючого модулю для збирання рицини.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні основи стійкості руху закладені Ляпуновим А.М. [5]. Подальший розвиток теорії стійкості руху надали в своїх працях Малкін І.Г. [6], Меркін Д.Р. [7], Руш Н. [8].

Стосовно руху сільськогосподарських агрегатів теорія руху викладена в працях Василенко П.М. [9] та Гячева Л.В. [10, 11]. Для зернозбиральних агрегатів динаміка їх руху розглянута у працях – Леженкіна О.М. [12, 13, 14].

Формулювання цілей статті. Розробити розрахункову схему та надати аналіз сил, що діють на збиральний агрегат.

Основна частина. Збиральний агрегат включає в себе колісний трактор 1, на який навішений збиральний модуль 2 (рис.1).

148

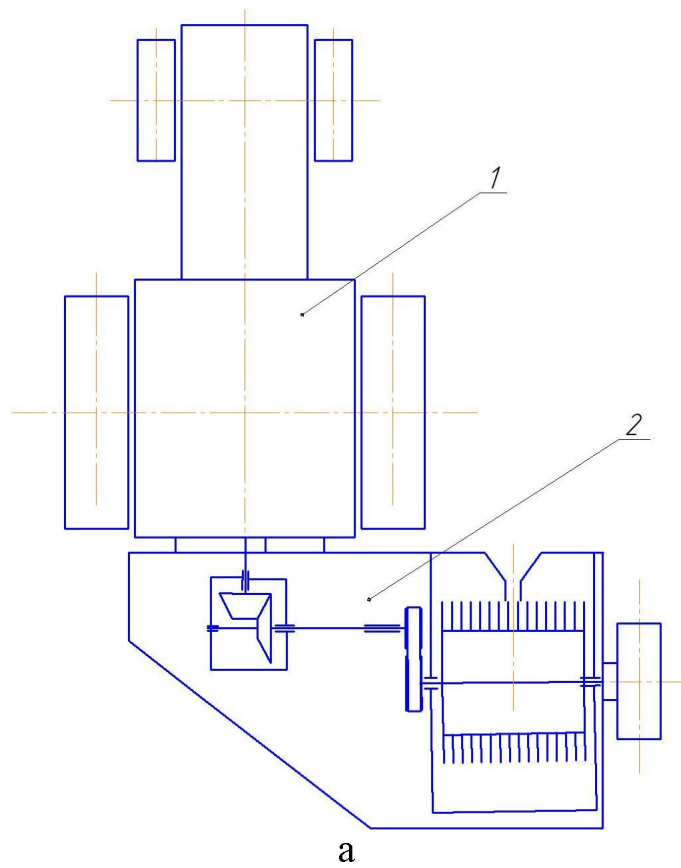


Рис.1. Агрегат для збирання рицини методом обчисування:
 а – технологічна схема; б – загальний вид;
 1 – трактор колісний; 2 – збиральний модуль.

Збиральний агрегат при виконанні технологічного процесу збирання рицини здійснює складний рух, який складається з переносного і відносного рухів. При цьому переносним рухом є поступальний рух зі швидкістю \bar{V}_C . Відносний рух представляє собою плоскопаралельний рух, який можна представити у вигляді поступального руху центра і обертального руху навколо центру.

Для спрощення аналізу приймемо, що центр ваги агрегату в переносному русі рухається рівномірно, тобто $V_C = const$.

Переносний рух агрегату здійснюється разом з рухомою площиною $X_1O_1Y_1$ відповідно нерухомої XOY (рис. 2) [10]. Під впливом зовнішніх впливів (нерівності поверхні поля) ланки агрегату починають здійснювати відносний рух.

Збиральний агрегат має дві ступені вільності. Таким чином, його відносний рух буде визначатися двома узагальненими координатами.

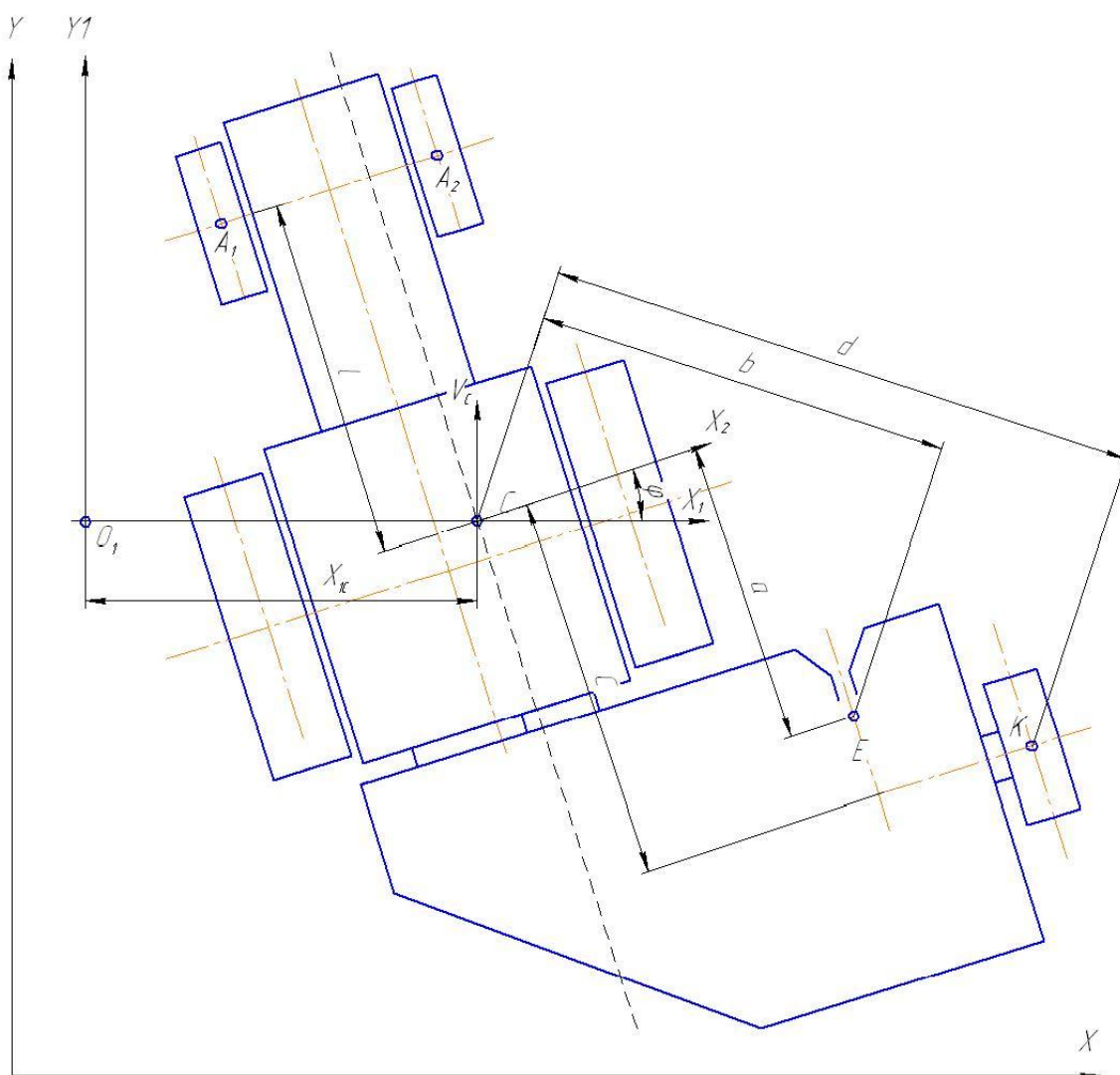


Рис. 2. Розрахункова схема руху збирального агрегату.

Розглянемо по порядку кожну з них. Переміщення центру мас агрегату вздовж вісі O_1X_1 визначається узагальненою координатою X_{1C} , поворот навколо вісі, що проходить через центр мас агрегату C – узагальненою координатою φ (рис. 2).

При дослідженні динаміки руху агрегату дуже важливим етапом є правильне визначення сил, що діють на нього. Враховуючи той факт, що точки прикладення сил здійснюють складний рух, який складається з декількох рухів, а напрямки сил залежить від напрямку їх абсолютних швидкостей – розглянемо кінематику руху точок, до яких прикладені сили.

До точок A_1 і A_2 (рис. 2) прикладені сили тертя, що виникають при перекочуванні передніх коліс трактора, який агрегує збиральний модуль.

Векторні рівняння абсолютних швидкостей руху точок A_1 та A_2 має вигляд:

$$\begin{aligned} \overline{V}_{A_1}^{ab} &= \overline{V}_C + \overline{V}_{X_1C} + \overline{V}_{A_1C} \\ \overline{V}_{A_2}^{ab} &= \overline{V}_C + \overline{V}_{X_1C} + \overline{V}_{A_2C} \end{aligned} \quad (1)$$

де $\overline{V}_{A_1}^{ab}, \overline{V}_{A_2}^{ab}$ – абсолютні швидкості точок A_1, A_2 ;

\overline{V}_C – швидкість руху центру мас агрегату (переносна швидкість);

\overline{V}_{X_1C} – швидкість переміщення центру мас вздовж вісі O_1X_1 ;

\overline{V}_{A_1C} – лінійна швидкість точки A_1 при обертанні її навколо вісі, яка проходить через центр мас агрегату C ;

\overline{V}_{A_2C} – лінійна швидкість точки A_2 при обертанні її навколо вісі, яка проходить через центр мас агрегату C .

Побудуємо плани швидкостей руху точок A_1 та A_2 (рис. 3).

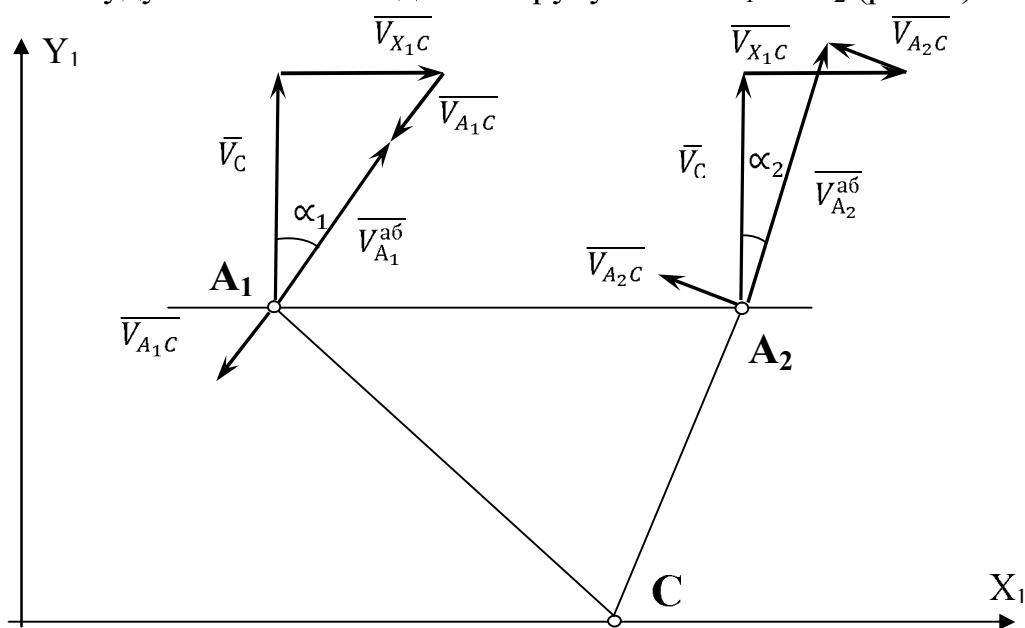


Рис. 3. Плани швидкостей руху точок A_1 та A_2 .

До точки В прикладена рушійна сила задніх коліс трактора. Векторне рівняння руху точки В:

$$\overline{V_B^{ab}} = \overline{V_C} + \overline{V_{X_1C}} + \overline{V_{BC}}, \quad (2)$$

де $\overline{V_B^{ab}}$ - абсолютна швидкість точки В;

$\overline{V_{BC}}$ - лінійна швидкість точки В при обертанні її навколо центру мас агрегату.

План швидкостей руху точки В наведено на рисунку 4.

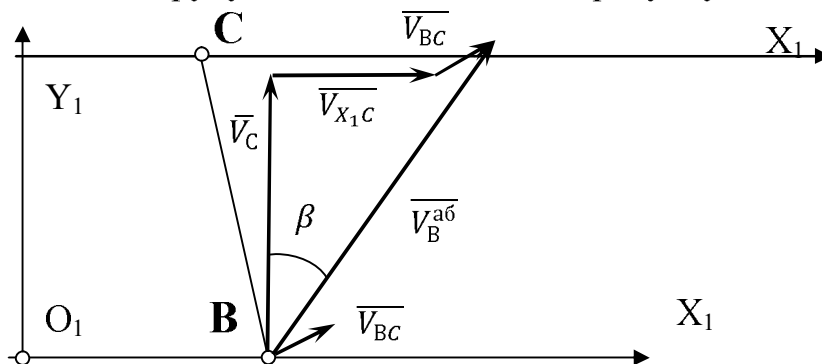


Рис. 4. План швидкостей руху точки В.

При русі збирального агрегату опорна лижа має контакт з ґрунтом – у результаті чого виникає сила тертя ковзання, яка прикладена до точки К (рис. 2).

Розглянемо кінематику руху точки К. для чого складемо векторне рівняння її руху:

$$\overline{V_K^{ab}} = \overline{V_C} + \overline{V_{X_1C}} + \overline{V_{KC}}, \quad (3)$$

де $\overline{V_K^{ab}}$ – абсолютна швидкість руху центру лижи (точки К);

$\overline{V_{KC}}$ – лінійна швидкість точки К, при її обертанні навколо вісі, яка проходить через центр мас агрегату.

План швидкостей руху центру лижи, точки К, наведено на рисунку 5.

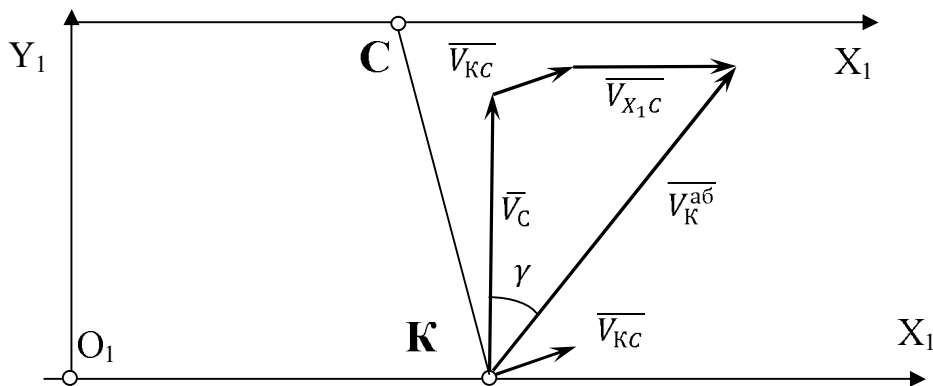


Рис. 5. План швидкостей руху центру опорної лижи, точки К.

Обчислюючий барабан обертається навколо своєї вісі. При обчислюванні рослин різини виникає сила опору обчислюванню, головний вектор якої дорівнює сумі всіх сил опору. Точка E прикладення головного вектору наведена на рисунку 6.

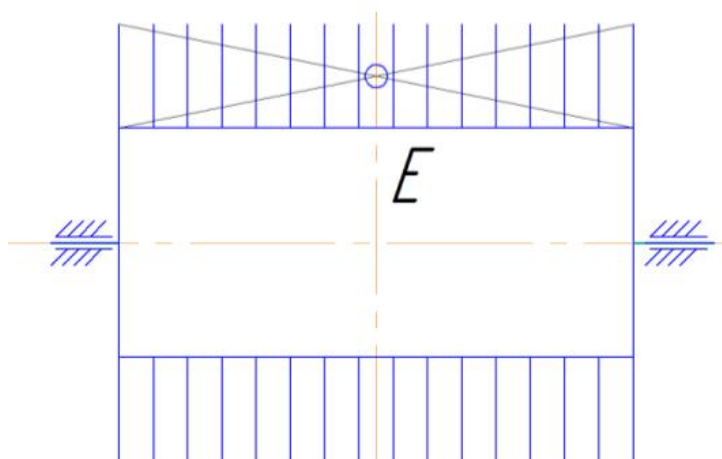


Рис. 6. Схема обчислюючого барабану.

Абсолютна швидкість руху точки E дорівнює:

$$\overline{V_E^{ab}} = \overline{V_C} + \overline{V_{X_1C}} + \overline{V_{EC}}, \quad (4)$$

де $\overline{V_E^{ab}}$ - абсолютна швидкість точки E;

$\overline{V_{EC}}$ - лінійна швидкість точки E при обертанні точки навколо центру мас агрегату C.

План швидкостей точки E буде мати вид (рис. 7)

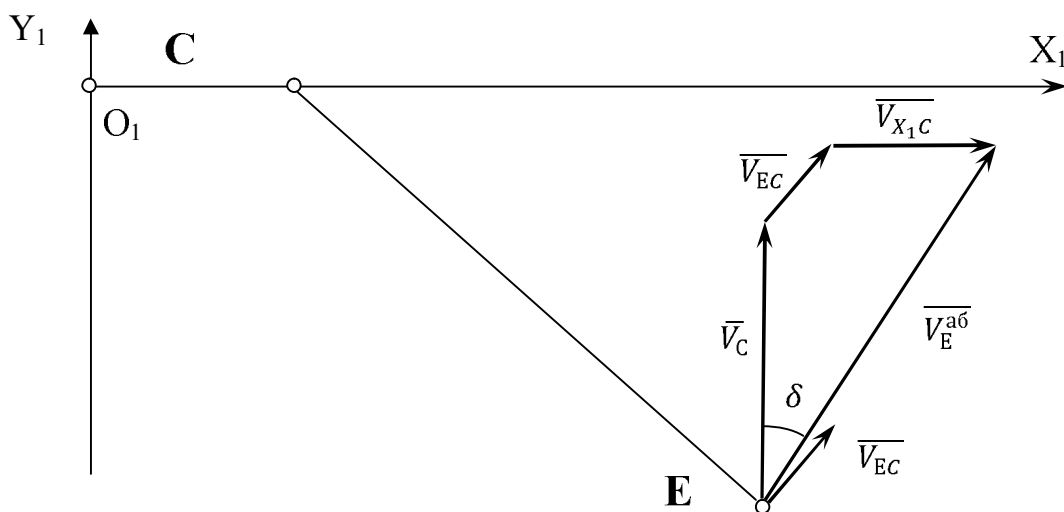


Рис. 7. План швидкостей точки E.

В результаті аналізу кінематики руху точок, до яких прикладено сили, ми отримали напрямок цих сил. Побудуємо схему сил, діючих на збиральний агрегат з урахуванням кутів, що створюють ці сили з віссю Y_1 (рис. 8).

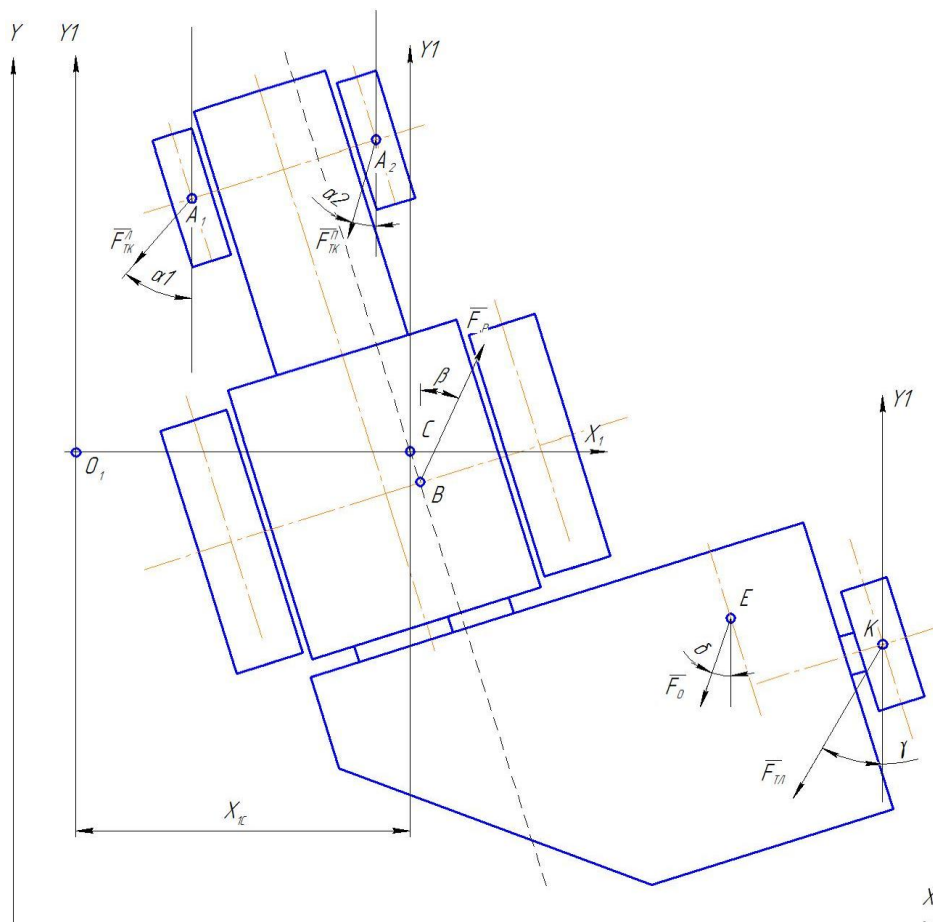


Рис. 8. Схема сил, прикладених до обчисувального модулю.

Висновок. На основі аналізу кінематики та динаміки руху обчисуючого агрегату для збирання рицини складено розрахункову схему, яка, у подальшому, дасть можливість побудувати математичну модель руху агрегату та обґрунтувати стійкість його руху.

Література.

1. Пат. 37775 Україна, МПК⁷ A01D41/08, A01D45/30. Пристрій для збирання рицини / В.А.Дідур, В.Т.Надикто, О.М.Леженкін, С.В.Головін (Україна). – u200808162; заявл.17.06.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.
2. Пат.50849 Україна МКИ⁷ A01D41/08 A01D45/30 Пристрій для збирання рицини / С.В.Головін, О.М.Леженкін, В.А.Дідур, ТДАТУ // Промислова власність. – u200913555; заявл. 25.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл.№12.
3. Пат.58913 Україна МКИ⁷ A01D41/08 A01D45/30 Пристрій для збирання селекційних посівів рицини / С.В.Головін, ТДАТУ // Промислова власність. – u201012506; заявл. 22.10.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл.№8.
4. Результати польових досліджень машини для збирання рицини методом очісування на корені / В.А.Дідур, О.М.Леженкін, С.В.Головін. - Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2010. - Вип.9., т. 6.
5. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 479 с.

6. *Малкин И.Г.* Теория устойчивости движения / *И.Г. Малкин.* – М.: Наука, 1966. – 530 с.
7. *Меркин Д.Р.* Введение в теорию устойчивости движения / *Д.Р. Меркин.* – М.: Наука, 1971. – 312 с.
8. *Руш Н.* Прямой метод Ляпунова в теории устойчивости / *Н. Руш, П. Абетс, М. Лаца.* – М.: Мир, 1980. – 300 с.
9. *Василенко П.М.* Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий // Сборник трудов по земледельческой механике / *П.М. Василенко.* – М., 1954. – С. 73 – 92.
10. *Гячев Л.В.* Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / *Л.В. Гячев.* – Ростов на Дону: Изд-во Ростовского университета. - 1976. – 192 с.
11. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / *Л.В. Гячев.* – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
12. *Леженкин А.Н.* Дифференциальные уравнения движения уборочного агрегата // Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: Междунар. науч. конф. Сб. науч. тр. / *А.Н. Леженкин.* – Ярославль, 2004. – Ч. III. – С. 107 – 117.
13. *Леженкин О.М.* Стійкість руху трактору при агрегуванні причіпного збирального агрегату // Праці ТДАТА. / *О.М. Леженкин.* – 2005. – Вип. 31. – С. 89 – 102.
14. *Леженкин О.М.* Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу // Праці ТДАТА. / *О.М. Леженкин.* – Мелітополь, 2005. – Вип. 33. – С. 26 – 46.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЛИЯЮЩИХ НА ДВИЖЕНИЕ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО МОДУЛЯ ДЛЯ УБОРКИ КЛЕЩЕВИНЫ

Леженкин А.Н., Головин С.В.

Аннотация – в статье приводится расчетная схема сил действующих на очесывающий модуль для уборки клещевины и проводится ее анализ.

THE ANALYSIS OF DYNAMIC AND KINEMATIC INDICATORS INFLUENCING OCHESYVAYUSHCHEGO'S MOVEMENT OF THE MODULE FOR CASTOR-BEAN TREE CLEANING

O. Lezhenkin, S. Golovin

Summary

The settlement scheme of forces is provided in article operating on the ochesyvayushchy module for cleaning of a castor-bean tree and the analysis is carried out it.



УДК 631.333: 634

МЕХАНІЗАЦІЯ ДОЗОВАНОГО ВНЕСЕННЯ ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ В ПРИКОРЕНЕВУ ЗОНУ САДЖАНЦІВ ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР

Стручаєв М.І. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Сушко С.Л., к.т.н.

Мелітопольська дослідна станція садівництва ім. М.Ф.Сидоренка

тел.(06192) 42-25-85, (06192) 43-13-20

Анотація – у роботі розглянуто засоби механізації дозованого внесення органо-мінеральних добрив в прикореневу зону саджанців плодкових культур.

Ключові слова – внесення добрив, механізація, саджанці плодкових культур, насадки, барабан, органо-мінеральні добрива.

Постановка проблеми. При вирощуванні саджанців плодкових культур, важливим елементом технології є внесення органо-мінеральних добрив. При традиційному способі, добрива вносяться з розрахунку на одиницю площі, що призводить до їх перевитрат і нераціональному розподіленні у просторі [1]. В наш час значна увага приділяється енерго-ресурсозбереженню, в даному випадку це може бути досягнуто за рахунок дозованого внесення в прикореневу зону саджанців плодкових культур.

Аналіз останніх досліджень. Внесення органо-мінеральних добрив здійснюється наступними методами: механічними розкидачами твердих добрив [2], внесенням твердих добрив при проведенні поверхневого обробітку ґрунту, розпилюванням рідких добрив навісними знаряддями до тракторів [3], внесенням добрив разом з поливочною водою з каналу та при крапельному зрошенні [4]. Для внесення добрив за другим методом словацькими виробниками сільськогосподарської техніки пропонується дворядний вібраційний розпушувач VP 500 GN [5] з пневматичним пристроєм для глибокого дозованого внесення твердих мінеральних добрив у садах (рис. 1, а). Для третього методу, одніє з останніх розробок є розсіювач мінеральних добрив RNZ SAD [6] призначений для внесення мінеральних добрив у прикореневу зону дерев у садах, для чого диск, що розкидає, оснащений спеціальним напрямним кожухом (рис.1,б). В інституті садівництва НААН розроблено спеціальну машину внесення

добрив у міжряддя маточника клонів підщеп і кущових ягідників [7]. Машина складається з двох бункерів з похилим дном, у нижній частині яких встановлено котушко – шнековий висіваючий апарат з пристроєм для регулювання норми внесення, який за допомогою тукопроводу з'єднаний з підкормлюючим ножом – розпушувачем. Продуктивність машини складає 0,25 га/год, глибина внесення добрив - до 10 см, ширина смуги останніх - 10–12 см. Машина агрегується з малогабаритними тракторами класу 0,2 – 0,4.



Рис.1. Засоби механізації для внесення мінеральних добрив в садівництві: а) VP 500 GN; б) RNZ SAD.

Проведений аналіз показує, що найбільш прогресивним є останній метод, але і він має свої недоліки, так як добрива нерівномірно розподіляються по трубці, деякі з них, маючи щільність, яка відрізняється від щільності води, накопичується в нижній частині трубки. Що стосується перших трьох методів, то добрива взагалі можуть не потрапити в прикореневу зону саджанців.

Формування цілей статті. В роботі поставлена задача розробки механізованого пристрою для дозованого внесення органо-мінеральних добрив в прикореневу зону саджанців плодкових культур.

Основна частина. На підставі аналізу останніх досягнень публікацій і патентного матеріалу, а також базуючись на теоретичних і експериментальних дослідженнях було запропоновано конструктивне рішення для механізації дозованого внесення органо-мінеральних добрив в прикореневу зону саджанців плодкових культур, на основі розробленої блок-схеми (рис. 2.).

Головним елементом є барабани з конічними насадками, крізь які і відбувається внесення добрив (рис.3).

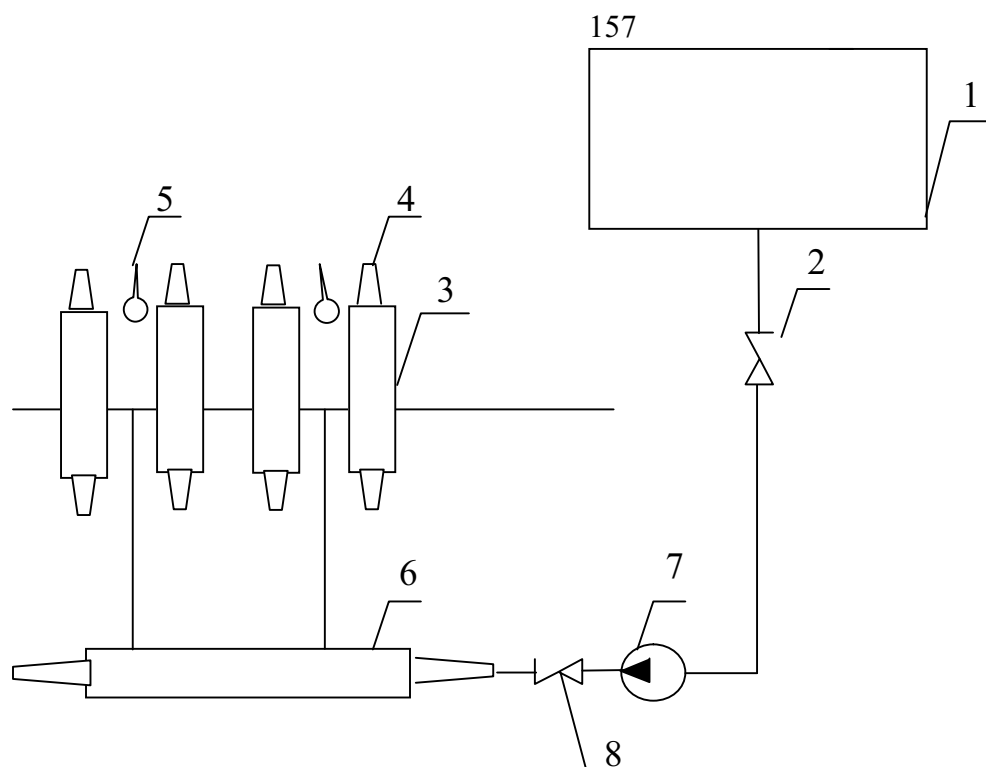


Рис.2. Структурна блок – схема пристрою для дозованого внесення добрив: 1 – бак з добривами; 2 – засувка; 3 – барабан; 4 – конічні насадки; 5 – саджанці; 6 – рама; 7 – насос; 8 – засувки.

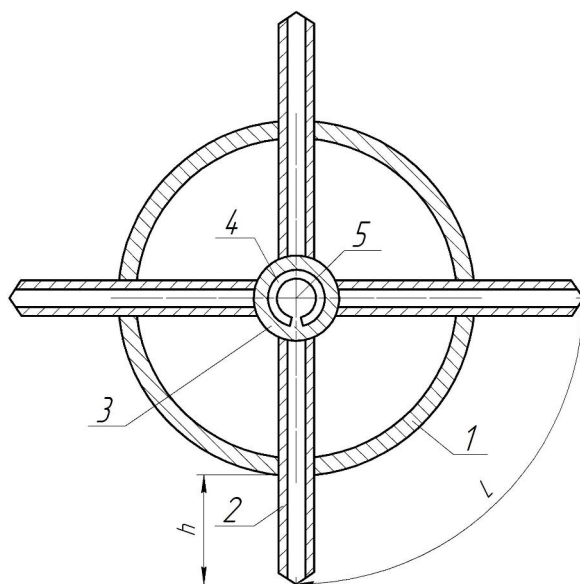


Рис.3. Схема барабана для внесення добрив: 1 – барабан; 2 – конічні насадки; 3 – втулка; 4 – полувісь; 5 – радіальний отвір.

Внесення добрив відбувається таким чином. Із бака з добривами вони насосом під тиском поступають до розподільчої труби-рами і потрапляють у полу вісь, яка має радіальний отвір. При обертанні барабана в момент, коли конічний насадок занурюється в землю в

прикореневій зони саджанців, отвір конічного насадку і радіальний отвір втулки полої вісі співпадають і добриво дозовано зліва і справа від саджанця потрапляє під поверхню землі.

Це значно зменшує витрати добрива, його випаровування, або видування та розвіювання, що невідворотно відбувається при традиційних методах внесення добрив.

Ефективність внесення рідких органо-мінеральних добрив посилюється залежно від збільшення її глибини, оскільки при цьому воно накопичується в зоні коренів, звідки менше випаровується. Тому в якості критерія якості внесення добрив в прикореневу зону можна прийняти статичний момент площі S шару, залежно від його віддаленості від поверхні [8]:

$$S = \int L_i \cdot h \cdot dh \quad (1)$$

де S – статичний момент площі m^2 ,

L – довжина слою, що обробляється на поверхні (крок садіння), м;

h – глибина внесення добрив від поверхні, м.

Коефіцієнт ефективності внесення добрив можна обчислити

$$\eta_{e.v.d.} = \frac{2 \cdot h_{\partial}}{h_e} \quad (2)$$

де $\eta_{e.v.d.}$ – коефіцієнт ефективності внесення добрив;

h_{∂} – дійсна відстань від денної поверхні поля до точки внесення добрив, м;

h_e – еталонна глибина внесення, м.

Що стосується точності внесення добрив відносно розташування саджанців в рядку, то відстань між конічними насадками повинна дорівнювати відстані між саджанцями (тобто кроку садіння). Таким чином, пристрій для внесення добрив виготовляється відповідно агротехнічних вимог до садіння саджанців плодових культур.

Висновки. Запропонований пристрій дозованого внесення органо-мінеральних добрив в прикореневу зону саджанців плодових культур дозволяє знизити витрату добрив при їх підкормці. Результати проведених досліджень можуть бути використанні при проведенні дослідницько-конструкторських робіт робочих органів засобів механізації для розсадників.

Література.

1. *Погорілий В.* Розкидачі міндобрив /В. Погорілий, С.Любченко, В.Войновський/ FARMER - 2011.- №9. – С. 16-18.
2. *Ярошко М.* Внесення мінеральних добрив та модифікаційні особливості розкидачів/ М. Ярошко /Аграрна техніка та обладнання – 2011.-№ 2 – С. 34-32.

3. Мельник И. Оценка эффективности использования машинных агрегатов для внесения минеральных удобрений / И.Мельник // Овощеводство – 2006. - № 1 С. 62-65
4. Цыганов А.К. Экологические и ресурсосберегающие аспекты технологии и техники для внутрисочвенного внесения минеральных удобрений / А.К. Цыганов // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. - Вип. 1, т. 22. - С.47-51.
5. Вибрационный разрыхлитель VP 500 GN [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.inobrezice.com/rus/subsoiler-vp.html>.
6. Рассеиватель минеральных удобрений RNZ SAD [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.vfc.com.ua/ru/1453-navesnye/products/1460-rasseivatel-mineralnyh-udobreniy-rnz-sad>.
7. Привалов І.С. Комплекс машин для механізації робіт у плодкових розсадниках і маточниках / І.С. Привалов, В.О Соколов, М.І. Майбенко та інші. // Садівництво – 2008. – Вип. 61. – С. 334-341.
8. Овчаренко А. Вибір робочого органу для смугової обробки ґрунту / А.Овчаренко // Праці ТДАТА – Мелітополь, 2005. - Вип. 33.- С.134-137.

МЕХАНИЗАЦИЯ ДОЗИРОВАННОГО ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИ-МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ В ПРИКОРНЕВУЮ ЗОНУ САЖЕНЦЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР

Стручаев Н.И., Сушко С.Л.

Аннотация – в статье рассмотрены средства механизации дозированного внесения органически-минеральных удобрений в прикорневую зону саженцев плодовых культур.

MECHANIZATION OF THE DOSED OUT ENTERING OF ORGANO-MINERAL FERTILIZERS IN THE RADICAL ZONE OF SAPLINGS OF FRUIT CROPS

M. Struchaev, S. Suschko

Summary

In article means of mechanisation of the dosed out entering of organo-mineral fertilizers in a radical zone of saplings of fruit crops are considered.



УДК 631.372

ПРО ЕКСПЛУАТАЦІЙНУ МАСУ ЕНЕРГОЗАСОБІВ

Шкарівський Г.В., к.т.н.,

Шкарівський Р.Г.

Національний університет біоресурсів і природокористування України,

Тел.: (067) 18-58-338

Анотація – наведено результати теоретичних досліджень стосовно встановлення можливих меж варіювання експлуатаційної маси колісних мобільних енергетичних засобів з урахуванням можливого їх баластування.

Ключові слова – мобільний енергетичний засіб, експлуатаційна маса, рівень баластування, заміщення тягових класів.

Постанова проблеми. В умовах реалізації тягово-енергетичної концепції розвитку конструкцій енергозасобів [1, 2], вибір потужності двигуна мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) зводиться до вибору її мінімального рівня при максимальній ефективності машинно-тракторних агрегатів (МТА). За таких умов при підвищенні загальної енергонасиченості МЕЗ його експлуатаційна маса і потужність встановленого двигуна узгоджуються так, щоб остання практично повністю (за винятком незворотних втрат на буксування і утворення колії) реалізовувалася через тягове зусилля трактора [3]. В такому випадку повна реалізація потужності двигуна енергозасобу підвищеного рівня енергонасиченості через тягове зусилля може бути здійснена за рахунок його баластування. Залежно ж від рівня баластування спостерігається зміна тягового зусилля, яка може бути достатньо істотною щоб вплинути на позицію енергозасобу в загальному типорозмірному ряду МЕЗ. На даному етапі умовам і рівню баластування МЕЗ, незважаючи на важливість питання, приділяється недостатня увага, що підтверджує необхідність переосмислення певних вимог до названого заходу та, щонайменше, їх уточнення в рамках державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

Аналіз останніх досліджень. В країнах колишнього СРСР діє класифікація енергозасобів сільськогосподарського призначення за номінальним тяговим зусиллям [4], в основі якої лежить експлуатаційна маса машини. Така класифікація переконливо довела свою

життєздатність в часовому проміжку понад 60 років, незважаючи на те, що в неї продовжують вноситися уточнення і доповнення.

На особливу увагу заслуговують ті уточнення, які стосуються можливості використання енергозасобів з баластом, що дозволяє як підвищити тягові властивості, так і розширити сферу використання машини при задовільних показниках ущільнення ґрунту. Зокрема в роботі [5] на основі аналізу системи плугів та шкідливої дії ходових систем енергозасобів на ґрунт встановлено, що енергозасоби доцільно баластувати в межах від 0 до 23%. При чому, трактори типу Т-40АМ і К-700М не рекомендується баластувати з тієї причини, що в них і так забезпечується раціональне агрегування з плугами. Названі межі баластування включали певні середньозважені рівні для колісних і гусеничних машині вважалися перспективними для вітчизняних енергозасобів на той час.

Разом з тим, характеристики МЕЗ, приведені в каталозі [6] показали, що передові тракторобудівні фірми передбачають істотне баластування енергозасобів, максимальне значення якого близьке до конструкційної маси останніх, а іноді і перевищує її значення (окремі моделі енергозасобів Fendt), що істотно впливає на тягові показники аж до переходу в більш вищі тягові класи передбачені стандартом [7].

Викладене говорить про недостатню наукову проробку питань щодо визначення меж баластування мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення його впливу на класифікацію останніх за номінальним тяговим зусиллям, яка є базою для створення технологічних машин та комплектування МТА. Крім того, це є свідченням наявності певних застійних явищ як в питаннях баластування та покращення тягових властивостей, так і в питаннях розвитку конструкцій енергозасобів, їх механізмів і систем.

Формулювання цілей статті. Дослідити вплив варіювання експлуатаційної маси енергозасобів на класифікацію МЕЗ за номінальним тяговим зусиллям.

Основна частина. Аналіз методики формування регламентованого нормативними документами [7] типорозмірного ряду МЕЗ та аналіз характеристик енергозасобів передових тракторобудівних підприємств світу на площині параметрів експлуатаційна і конструкційна маса енергозасобу та номінальне тягове зусилля.

Зважаючи на те, що мобільні енергетичні засоби повинні забезпечувати виконання тягових, тягово-приводних та приводних операцій, дослідження меж зміни експлуатаційної маси всередині кожного тягового класу проводили з дотриманням наступних міркувань.

За методикою стандарту [7] експлуатаційна маса визначається з залежності:

$$P_{ГК.Н} = A \times m_{ерГК.Н}, \quad (1)$$

де $P_{ГК.Н}$ – номінальне тягове зусилля енергозасобу, кН;

A – коефіцієнт, який встановлюється в залежності від виду енергозасобу (коефіцієнт A передбачено приймати рівним: - $3,24 \cdot 10^{-3}$ – для енергозасобів з експлуатаційною масою до 2600 кг; - $3,73 \cdot 10^{-3}$ – для чотирьох і трьохколісних енергозасобів з двома ведучими колесами (4К2 і 3К2) з експлуатаційною масою більше 2600 кг; - $3,92 \cdot 10^{-3}$ – для енергозасобів з колісною формулою 4К4 і експлуатаційною масою більше 2600 кг; - $4,9 \cdot 10^{-3}$ - для гусеничних енергозасобів);

$m_{ерГК.Н}$ – експлуатаційна маса енергозасобу, при якій досягається номінальне тягове зусилля досліджуваного рівня, кг.

Виходячи з викладеного з метою забезпечення регламентованих діючим в Україні типорозмірним рядом [7] тягових зусиль колісних енергозасобів різних класів їх експлуатаційні маси можуть варіювати в наступних межах – таблиця 1.

Таблиця 1.

Межі варіювання експлуатаційних мас колісних енергозасобів діючого типорозмірного ряду

Тяговий клас енергозасобу	Межі варіювання номінального тягового зусилля, кН		Експлуатаційна маса енергозасобу*, кг		Зміна експлуатаційної маси	
	від	до	нижня межа	верхня межа	в ... рази	на ... %
1	2	3	4	5	6	7
0,2	1,8	5,4	$\geq 555,6$	$< 1666,7$	3,00	200,0
0,6	5,4	8,1	$\geq 1666,7$	$< 2500,0$	1,50	50,0
0,9	8,1	12,6	$\geq 2500,0$	$< 3214,3$	1,29	28,6
1,4	12,6	18,0	$\geq 3214,3$	$< 4591,8$	1,43	42,8
2	18,0	27,0	$\geq 4591,8$	$< 6887,7$	1,50	50,0
3	27,0	36,0	$\geq 6887,7$	$< 9183,7$	1,33	33,3
4	36,0	45,0	$\geq 9183,7$	$< 11479,6$	1,25	25,0
5	45,0	54,0	$\geq 11479,6$	$< 13775,5$	1,20	20,0
6	54,0	72,0	$\geq 13775,5$	$< 18367,3$	1,33	33,3
8	72,0	108,0	$\geq 18367,3$	$< 27551,0$	1,50	50,0

*) зміну значення коефіцієнта A , передбачену в поясненнях до залежності (1), відповідно до отриманого рівня експлуатаційної маси проводили під час розрахунків при першому досягненні названого показника значення 2600 кг і надалі приймали рівним $3,92 \cdot 10^{-3}$, оскільки останнім часом основна маса колісних енергозасобів випускається у повнопривідному варіанті, або такому, що може легко трансформуватися у повнопривідний.

В таблиці 1 показано межі варіювання експлуатаційних мас енергозасобів для кожного з задекларованих діючим стандартом [7] тягових класів, які забезпечують реалізацію відповідних їм тягових зусиль. Дані табл. 1 говорять про те, що навіть в середині передбачених стандартом тягових класів, експлуатаційні маси енергозасобів можуть істотно варіювати. Так для класу 0,2 експлуатаційні маси енергозасобів можуть відрізнятись в три рази, або на 200% порівняно з нижньою межею експлуатаційної маси, характерної для енергозасобів цього тягового класу. Аналогічна картина спостерігається і для енергозасобів інших тягових класів, але з дещо нижчими кількісними показниками. Так збільшення експлуатаційних мас енергозасобів класів 0,6, 0,9, 1,4, 2, 3, 4, 5, 6 та 8 в середині тягових класів передбачено в 1,2...1,5 рази, або на 20...50%. Звісно, що типорозмірний ряд організований таким чином, що його точки накривають енергозасоби різних конструкцій, різних виробників, а звідси і різної маси. І лише за рахунок меж варіювання експлуатаційної маси енергозасобів (див. табл. 1, колонки 4 і 5) передбаченої діючим стандартом можна класифікувати такі енергозасоби і віднести до відповідних тягових класів.

Цікава картина спостерігається, якщо проаналізувати характеристики серійних машин. Насамперед варто зазначити, що реальна експлуатаційна маса енергозасобів, які працюють в господарствах істотно вища ніж нижня її межа вказана в табл. 1. Трактор класу 1,4 «Беларусь-1005» має експлуатаційну масу 4025 кг при мінімальній для даного класу рівній 3214,3 кг [8], трактор того ж класу «Беларусь -82» має експлуатаційну масу 3900 кг, а ПМЗ-6АКМ – 3895 кг. Трактор класу 3 ХТЗ-121 має експлуатаційну масу 8200 кг при нижній межі для даного класу рівній 6887,7 кг. Аналогічна ситуація характерна для машин, які представляють переважну більшість тягових класів. В такому випадку, якщо враховувати ще і можливість баластування таких енергозасобів, принаймів межах декларованих в роботі [5], то максимальна експлуатаційна маса тракторів класів 0,6, 0,9, 1,4, 3, 4, 5 перевищить рівень верхніх меж експлуатаційних мас для енергозасобів названих класів і такі машини перейдуть у вищі тягові класи. Наприклад, трактор класу 3 ХТЗ-121, як зазначалось вище, має експлуатаційну масу 8200 кг [8]. Баластування цього трактора в розмірі 23% приведе до зростання його загальної експлуатаційної маси до рівня 10086 кг, що характерно вже для машин тягового класу 4 (див табл. 1). Трактори класу 0,2 при баластуванні в межах 23% не переходять до вищих тягових класів через те, що стандарт передбачає для них дуже широкий діапазон варіювання експлуатаційної маси, а трактори класу 2 типу ЛТЗ-155, «Беларусь-1221» мають початкову експлуатаційну масу, яка, навіть

при баластуванні на 23%, не веде до зміни тягового класу машин. Інша ж ситуація з енергозасобами класу 5. Так за даними каталогу [8] трактори К-744-1 та К-701М відносяться до тягового класу 5, їх експлуатаційні маси мають значення 15830 кг і 14570 кг відповідно, що за даними таблиці 1 дозволяє віднести їх до тягового класу 6 навіть без баластування. Викладене спонукає до певних висновків, а саме: а) в теоретичному плані - про певні неточності в залежності (1); б) в практичному плані - про відсутність ефективних шляхів реалізації наявної експлуатаційної маси енергозасобів.

Виходячи з викладеного можна стверджувати, що на практиці межі варіювання експлуатаційної маси енергозасобу, обумовлені стандартом, носять більше довідковий характер. В такому випадку важливо щоб енергозасіб за своїми характеристиками чітко відповідав тому тяговому класу, до якого віднесений, а його експлуатаційна маса досягнута в будь-який спосіб, включаючи і баластування може змінюватись як в межах обумовлених стандартом для даного класу енергозасобів, так і в більш розширених межах, не виключаючи перехід в більш високі тягові класи.

Зважаючи на те, що експлуатаційна маса є одним з основних чинників визначення потужності встановлюваного двигуна, а звідси і інших важливих експлуатаційних параметрів енергозасобу варто зазначити, що подібний спосіб регламентації експлуатаційної маси є мало ефективним.

За таких умов варто розглянути більш досконалі методи визначення меж варіювання експлуатаційної маси енергозасобів, які передбачають врахування і інших їх експлуатаційних властивостей, що викладено нижче.

Для реалізації зазначених вище положень стосовно визначення потужності встановленого на енергозасобі двигуна, доцільно в якості нижньої межі можливих значень експлуатаційної маси енергозасобу того чи іншого класу прийняти масу, яка визначається з залежності (1) за номінальним тяговим зусиллям $P_{ГК.Н}$, характеристичним для певного тягового класу енергозасобу (наприклад: трактор ХТЗ-17221 належить до тягового класу 3, а характеристичне для цього тягового класу значення $P_{ГК.Н}=30$ кН) та коефіцієнтом A , що встановлюється залежно від типу енергозасобу.

Як видно з залежності (1) номінальне тягове зусилля енергозасобу прямо пропорційне його експлуатаційній масі. В такому випадку верхню межу експлуатаційної маси енергозасобу даного класу доцільно розраховувати з наступних міркувань. Передові закордонні тракторобудівні фірми закладають в конструкцію своїх машин можливість баластування в межах конструкційної маси енергозасобу. Ці технічні рішення підтвержені і достатньою

надійністю конструкцій енергозасобів, оскільки вже сьогодні вантажопідйомність їх начіпних пристроїв, в переважній більшості, сягає конструкційної маси самих енергозасобів, а в окремих випадках і перевищує її [6]. Це говорить про можливість конструкції енергозасобу витримувати навантаження від баластування такого рівня. За таких умов слід передбачити можливість баластування енергозасобу таким чином, щоб окремі енергозасоби були спроможні реалізувати тягове зусилля обумовлене масою, яка дорівнює сумі експлуатаційної маси енергозасобу та маси баласту у розмірі конструкційної маси енергозасобу. Таким чином верхня межа експлуатаційної маси енергозасобу i -го тягового класу з урахуванням маси баласту може бути описана залежністю

$$m_{eimax} = m_{eP_{ГК.Нi}} + m_{ki}, \quad (2)$$

де m_{eimax} – верхня межа експлуатаційної маси енергозасобу i -го тягового класу з урахуванням баластування;

$m_{eP_{ГК.Нi}}$ – експлуатаційна маса енергозасобу i -го тягового класу визначена за залежністю (1) для характеристичного тягового зусилля;

m_{ki} – маса баласту, в якості якої виступає конструкційна маса енергозасобу i -го тягового класу (конструкційна маса колісного енергозасобу приймається меншою експлуатаційної в 1,15 рази [7]).

За таких умов експлуатаційна маса колісного енергозасобу i -го тягового класу може варіювати в межах, визначених наступною нерівністю

$$m_{eP_{ГК.Нi}} \leq m_{ei} \leq m_{eP_{ГК.Нi}} + m_{ki}. \quad (3)$$

Результати розрахунків меж варіювання експлуатаційної маси енергозасобів існуючих тягових класів, проведені за залежностями (1) та (2), представлені в таблиці 2.

Попередній аналіз результатів розрахунків, приведених в табл. 2, показує, що в результаті застосування запропонованої методики, в усіх тягових класах, передбачених стандартом експлуатаційна маса енергозасобів за рахунок баласту може бути збільшена в 1,87 рази, або на 87%. Масові показники енергозасобів всіх тягових класів без застосування баластування істотно вищі нижньої межі експлуатаційної маси, регламентованої для них стандартом [7], а за умови застосування передбаченого баластування вони, за виключенням досліджуваного параметра, отриманого для енергозасобів класу 0,2, істотно перевищують верхні межі експлуатаційної маси передбаченої цим же стандартом (див. табл. 1).

Таблиця 2.

Межі можливого варіювання експлуатаційної маси колісних енергозасобів існуючих тягових класів визначені за запропонованою методикою

Тяговий клас енергозасобу	Значення показника, кг			Зміна експлуатаційної маси	
	експлуатаційна маса енергозасобу		маса баласту (m_{ki})	в ... рази	на ... %
	без баласту ($m_{eP_{ГКНi}}$)	з баластом ($m_{eP_{ГКНi}} + m_{ki}$)			
0,2	617,28	1154,05	536,76	1,87	87
0,6	1851,85	3462,16	1610,30	1,87	87
0,9	2777,78	5193,24	2415,46	1,87	87
1,4	3571,43	6677,02	3105,59	1,87	87
2	5102,04	9538,60	4436,56	1,87	87
3	7653,06	14307,90	6654,83	1,87	87
4	10204,08	19077,19	8873,11	1,87	87
5	12755,10	23846,49	11091,39	1,87	87
6	15306,12	28615,79	13309,67	1,87	87
8	20408,16	38154,39	17746,23	1,87	87

Крім того, реалізація за запропонованою схемою баластування енергозасобів класів 6 і 8 дозволить отримати тягові зусилля, які істотно перевищать верхню межу тягових зусиль, регламентовану стандартом [7].

Тепер варто проаналізувати позитивні і негативні сторони отриманих результатів.

Для отримання тягового зусилля енергозасобу обумовленого масою $m_{ei\max}$ при відповідних швидкісних характеристиках, останній повинен обладнуватись двигуном підвищеної потужності. Ця обставина породжує проблему ефективного використання потужності встановленого двигуна за умови використання енергозасобу поза рамками тягового МТА, що тут не розглядається і повинно вирішуватись окремо.

Такий підхід у визначенні меж варіювання експлуатаційної маси енергозасобів дозволить більш досконало ставити вимоги до потужності двигунів та інших важливих експлуатаційних параметрів МЕЗ. Стосовно меж варіювання експлуатаційних мас енергозасобів представлених у табл.1, варто зазначити, що їх доцільно використовувати як довідкові наступним чином. Якщо фірма-виробник створила енергозасіб експлуатаційною масою 6887,7 кг (нижня межа експлуатаційної маси енергозасобу класу 3, визначена за методикою стандарту [7]), то цей енергозасіб потрібно віднести до

тягового класу 3, передбачивши вже початкове встановлення на ньому двигуна, який розвиває потужність необхідну для реалізації тягового зусилля створеного експлуатаційною масою 7653,1 кг (нижня межа експлуатаційної маси для енергозасобу класу 3, визначена за запропонованою методикою). Недостачу експлуатаційної маси в розмірі 765,4 кг варто компенсувати баластом(що не суперечить основним положенням тягово-енергетичної концепції розвитку енергозасобів). Для ефективного використання надлишкової потужності, у разі використання енергозасобу не в тяговому агрегаті і без баласту, фірма-виробник повинна запропонувати механізми і системи, що дозволяють її реалізувати в інший спосіб. Якщо ж фірма-виробник передбачає створити на такій базі енергозасіб підвищеного рівня універсальності з підвищеною потужністю двигуна, то з метою забезпечення реалізації цієї потужності через тягузгадані вище 765,4 кг варто додати до необхідного баласту, верхня межа якого сягає розміру конструкційної маси цього енергозасобу (див. табл. 2). В такому випадку межа бути створений енергозасіб, баласт якого буде перевищувати його конструкційну масу, що спостерігається на окремих моделях енергозасобів фірми Fendt. При цьому, фірма-виробник повинна встановити двигун відповідної потужності, а також механізми і системи ефективною реалізації цієї потужності в разі використання МЕЗ не в тяговому агрегаті.

Розглядаючи далі той же приклад для випадку коли фірмою-виробником буде створено енергозасіб більшої маси ніж 7653,1 кг (без урахування баласту), наприклад 9183,6 кг, то варто проаналізувати триможливі варіанти створення МЕЗ, а саме:

- перший* - на енергозасобі встановлено двигун, рівень потужності якого нижчий, ніж той, що дозволяє реалізувати тягове зусилля обумовлене експлуатаційною масою 9183,6 кг;
- другий* - на енергозасобі встановлено двигун, потужність якого дозволяє реалізувати тягове зусилля обумовлене тільки експлуатаційною масою 9183,6 кг;
- третій* - на енергозасобі встановлено двигун, який має великий запас потужності порівняно з тією, що необхідна для реалізації тягового зусилля, обумовленого експлуатаційною масою 9183,6 кг.

У першому варіанті енергозасіб можна віднести до тягового класу 3, однак тягове зусилля, передбачене задіяною експлуатаційною масою не буде реалізоване повністю на заданому швидкісному режимі через недостатню потужність встановленого двигуна. Такий МЕЗ буде витрачати значну частину потужності для самопересування і, як наслідок, це негативно вплине на економічні показники роботи агрегату на базі такого енергозасобу через надмірні витрати пального і

низьку продуктивність виконання технологічних операцій. За таких умов використання енергозасобів передбачених першим варіантом економічно не доцільне і їх поява на ринку малоімовірна.

У другому варіанті енергозасіб відноситься також до класу 3. Застосований рівень потужності встановленого двигуна, який забезпечує тільки реалізацію тягового зусилля обумовленого наявною експлуатаційною масою без врахування можливості баластування дозволяє віднести даний енергозасіб до машин з низьким рівнем універсальності. Це характерно, в першу чергу, для машин тягової концепції їх розвитку. Такі машини знайдуть застосування в технологіях, які ще використовуються в рослинництві, оскільки рівень реалізації показників універсальності енергозасобів в них достатньо низький [9]. Перспективність розвитку конструкцій таких машин низька.

Третій варіант передбачає застосування високого рівня енергонасиченості енергозасобу, експлуатаційна маса якого без баласту, за даними стандарту [7], є граничною для тягового класу 3. Реалізація встановленої потужності через тягове зусилля можлива лише за умови баластування енергозасобу. Зміна ж експлуатаційної маси такого енергозасобу навіть на 0,1 кг, за методикою стандарту [7], веде до переходу його в тяговий клас 4. Маса розміром 0,1 кг не є істотною в питаннях баластування енергозасобів в той час, як розглядаються баласта в розмірі їх конструкційних мас. За таких умов методика визначення класу енергозасобу за його експлуатаційною масою, запропонована в стандарті [7], не завжди ефективна. Розглянемо, як працює в даній ситуації запропонована методика. Експлуатаційна маса 9183,6 кг вкладається в проміжок 7653,06 – 14307,90 кг, окреслений відповідно нижньою і верхньою (отримуваною за рахунок баластування 100% конструкційної маси) межами експлуатаційної маси енергозасобів класу 3 (див. табл. 2). Тобто однозначно маємо справу з енергозасобом класу 3, але з потенційно нижчим рівнем баластування, ніж задекларовано в запропонованій методиці, а звідси і потенційно нижчим рівнем універсальності. Бажання ж підвищити рівень універсальності таких енергозасобів неодмінно приведе до чергового підвищення рівня енергонасиченості, а звідси і до запровадження подальшого баластування. Подібні кроки повинні мати достатнє економічне підґрунтя, оскільки обов'язково приведуть до змін в класифікації МЕЗ за номінальним тяговим зусиллям, до появи нових точок типорозмірного ряду, а звідси і до надмірних і, в багатьох випадках, не виправданих фінансових витрат.

В такому випадку доцільно дотримуватись мінімальної градації енергозасобів в типорозмірному ряду, що якраз і можна

досягти вимогою визначати базову експлуатаційну масу (як її нижню межу) за характеристичним для даного тягового класу значенням номінального тягового зусилля. Варіювати ж цією масою доцільно тільки шляхом запровадження баластування, максимальний розмір якого повинен обмежуватись конструкційною масою енергозасобу того чи іншого тягового класу, що і реалізовано в запропонованій методиці.

Слід також звернути увагу ще на деякі обставини. В табл. 2 приведено межі варіювання експлуатаційної маси енергозасобів передбачених діючим стандартом тягових класів [7] без баласту і за умови баластування масою, розмір якої дорівнює їх конструкційній масі. Аналіз показників, характерних для класів 0,2 і 0,6 показує, що верхня межа експлуатаційної маси енергозасобів класу 0,2 істотно менша нижньої межі експлуатаційної маси енергозасобів класу 0,6 (показники 1154,05 кг. і 1851,85 кг. відповідно). Це говорить про те, що за запропонованою методикою обґрунтування експлуатаційної маси енергозасобу типорозмірним рядом не передбачено машин, які могли б мати експлуатаційну масу у проміжку 1154,05...1851,85 кг. і перекривали б відповідні цій масі тягові зусилля, що суперечить діючому стандарту. Виходом з даної ситуації може бути перекриття верхніх значень тягових зусиль характерних для машин класу 0,2 енергозасобами класу 0,6, що веде до певних економічних перевитрат, або організація ще одного додаткового класу між класами 0,2 і 0,6, що також має певні економічні протиріччя. Однак, обидва шляхи варті уваги, якщо врахувати можливі витрати за умови створення енергозасобів класу 0,2 з різною експлуатаційною масою без урахування їх баластування.

Обладнання МЕЗ класів 0,6 ... 6 баластом в розмірі їх конструкційної маси веде до часткового, або повного перекривання енергозасобами нижчих тягових класів експлуатаційних мас характерних для вищих тягових класів. Так машини класу 0,6 укомплектовані згаданим баластом мають експлуатаційну масу 3462,16 кг, в той час, як нижня межа цього показника для класу 0,9 має розмір 2777,78 кг, а верхня - 5193,24 кг. Аналогічна ситуація в класах 0,9, 1,4 та 2. А в класах 3, 4, 5 та 6 ситуація і ще більш переконлива. Тут забаластовані машини досягають характеристик не тільки сусідніх тягових класів, а і більш вищих. Так обладнаний баластом розміром 6654,83 кг енергозасіб класу 3 має експлуатаційну масу на рівні 14307,90 кг, в той час, як для машин класів 4 і 5 характерні значення нижніх рівнів експлуатаційної маси 10204,08 і 12755,10 кг відповідно. Аналогічна ситуація характерна і для машин класів 4, 5 та 6. За таких умов у вищих тягових класах з метою обмеження кількісного складу типорозмірного ряду, що важливо з

точки зору економії коштів на створення машин, доцільно ввести певні обмеження у баластуванні енергозасобів класів 4, 5, 6 та 8. Крім того, межа нарощування експлуатаційної маси енергозасобів сільськогосподарського призначення визначена стандартом [7] і не перевищує 27551,02 кг, що відповідає тяговому зусиллю 108 кН. В класах 6 та 8 спостерігається перевищення названого показника за верхньою межею експлуатаційної маси з баластом. В такому випадку доцільно ввести обмеження верхніх значень експлуатаційних мас енергозасобів показником 27551,02 кг. Викладені обставини дозволяють зробити висновок про можливість тимчасового (на період наповнення ринку енергозасобами всіх тягових класів) заміщення більш високих тягових класів МЕЗ нижчими, здатними до баластування.

З урахуванням викладеного в таблиці 3 представлено межі варіювання експлуатаційних мас МЕЗ сільськогосподарського призначення в тягових класах першочергової реалізації.

Таблиця 3.

Межі можливого варіювання експлуатаційної маси колісних енергозасобів в тягових класах першочергової реалізації

Тяговий клас енергозасобу	Значення показника, кг			Зміна експлуатаційної маси	
	експлуатаційна маса енергозасобу		маса баласту (m_{ki})	в ... рази	на ... %
	без баласту ($m_{eP_{2k.n.i}}$)	з баластом ($m_{eP_{2k.n.i}} + m_{ki}$)			
0,2	617,28	1154,05	536,76	1,87	87
0,6	1851,85	3462,16	1610,30	1,87	87
0,9	2777,78	5193,24	2415,46	1,87	87
1,4	3571,43	6677,02	3105,59	1,87	87
2	5102,04	9538,60	4436,56	1,87	87
3	7653,06	14307,90	6654,83	1,87	87
5	12755,10	20408,16*	7653,06	1,60	60
8	20408,16	27551,02	7142,86	1,35	35

**) іншим шрифтом виділені позиції з обмеженим баластуванням порівняно з запропонованою методикою*

До таблиці 3 внесено всього 8 тягових класів замість 10, передбачених стандартом [7]. Характеристики машин класів 4 та 6 реалізуються в сусідніх тягових класах за рахунок баластування енергозасобів, що їх представляють. Крім того, машини класу 8 сьогодні мало представлені в технологіях, тому, за певних умов, можна виконувати окремі операції з тяговим опором 80 кН енергозасобами класу 5 обладнаними відповідним баластом. За таких

умов виробникам сільськогосподарської продукції достатньо обмежитися енергозасобами класів 0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3 і 5, застосувати їх запропоноване баластування і вимоги технологій будуть виконані. Це також важливо знати тракторобудівникам щоб не витратити зусилля при створенні енергозасобів нових конструкцій.

Запропонований підхід до визначення експлуатаційної маси енергозасобу дозволить зменшити ущільнення ґрунту ходовими системами і спонукатиме до створення мінімального переліку МЕЗ здатних забезпечувати необхідні рівні баластування.

Варто також зазначити, що викладений підхід до визначення експлуатаційної маси енергозасобу порушує цілісність схеми плавного нарощування експлуатаційної маси в точках типорозмірного ряду задля нарощування тягового зусилля (див табл. 1 колонки 2 і 3 та 4 і 5). Однак, тут же проявляються невідворотні і значно істотніші переваги запропонованої методики, а саме:

- кожен тяговий клас представлений конкретною експлуатаційною масою, яка визначає базову конструкцію машини і до якої можна пред'явити конкретні вимоги, а потім їх оцінити за узагальненою методикою;
- запропонований високий рівень баластування дозволить перекрити як тягові зусилля обумовлені експлуатаційними масами енергозасобів, що знаходяться в проміжку між нижньою межею експлуатаційної маси для даного тягового класу і експлуатаційною масою, при якій досягається характеристичне тягове зусилля для цього ж класу, так і весь проміжок тягових зусиль окремих тягових класів, що дозволить оптимально варіювати кількістю необхідних тягових класів залежно від впроваджуваних технологій, економічного стану господарства, або держави, кваліфікації персоналу, агроекологічних умов тощо;
- на ринку МЕЗ з'являться енергозасоби, які матимуть однакову шкалу оцінок, що спростить процедуру їх вибору споживачем;
- з'явиться реальна можливість створення єдиної елементної бази для енергозасобів.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що передові тракторобудівні підприємства світу широко використовують покращення тягових властивостей своїх енергозасобів шляхом баластування. Розмір баласту обмежується конструкційною масою енергозасобів. Визначено межі варіювання експлуатаційних мас енергозасобів діючого в Україні типорозмірного ряду. В якості нижньої межі можливих значень експлуатаційної маси енергозасобу того чи іншого класу доцільно прийняти масу, яка визначається за

значенням номінального тягового зусилля, характеристичного для певного тягового класу енергозасобу. В якості верхньої межі доцільно прийняти експлуатаційну масу, утворену з суми маси, що характеризує нижню межу експлуатаційної маси для енергозасобу даного класу і маси баласту в розмірі конструкційної маси цього енергозасобу. Встановлено, що для забезпечення виконання тягових операцій в сучасних технологіях в Україні достатньо створити енергозасоби класів 0,2, 0,6, 0,9, 1,4, 2, 3 та 5 відповідної конструкції і забезпечити їх баластування за запропонованою методикою. Встановлено також доцільність вивчення питання щодо організації ще одного тягового класу між класами 0,2 та 0,6, економічна доцільність якого може скласти напрям подальших досліджень з даного питання.

Література.

1. *Ксеневич И.П.* Технологические основы и техническая концепция тракторов второго поколения / *И.П. Ксеневич, Г.М. Кутьков* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982, - №12. – С. 26-28.
2. *Шкарівський Г.В.* Дослідження сучасних напрямів розвитку технічної концепції створення мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення / *Г.В. Шкарівський* // Механізація та електрифікація сільського господарства. - Глевах, ННЦ “ІМЕСГ”, - 2007. – Вип. 91. – С. 174-185.
3. *Иванцов В.Д.* Минимальная мощность двигателя и эффективность МТА / *В.Д. Иванцов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004, - №7. – С. 26-28.
4. *Трепененков И.И.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / *И.И. Трепененков*. – М.: Машгиз, 1963. – 271 с.
5. *Ксеневич И.П.* Рациональный типоразмерный ряд перспективных сельскохозяйственных тракторов / *И.П. Ксеневич, М.И. Ляско, В.И. Мининзон, А.П. Парфенов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 19901. - №11. – С. 4-7.
6. *TractorCatalogue*// Електронна версія. – 2002.
7. *ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ628-85).* Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. – 24 с.
8. *Мартынов А.В.* Сельскохозяйственные машины и оборудование. Каталог. Часть 1. (Тракторы, транспортные и погрузочные средства) / *А.В. Мартынов, В.Ф. Каминский, Д.А. Моркин, Т.В. Рассказова*. – М.: ОАО «ВНИИКОМЖ», 1996. – 239 с.
9. *Шкарівський Г.В.* Дослідження показників універсальності тракторів, зайнятих у виконанні основних технологічних процесів / *Г.В. Шкарівський, С.П. Погорілий, А.С. Кохно* // Механізація та електрифікація сільського господарства. - Глевах, ННЦ “ІМЕСГ”. – 2004. – Вип. 88. – С. 78-85.

ОБ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МАССЕ ЭНЕРГОСРЕДСТВ

Г.В Шкаровский, Р.Г. Шкаровский

Аннотация – приведено результаты теоретических исследований относительно установления возможных пределов варьирования эксплуатационной массы колесных мобильных энергетических средств с учетом возможного их балластирования.

OPERATING WEIGHT OF THE POWER MACHINE

G. Shkarovsky, R. Shkarovsky

Summary

The results of theoretical studies on the establishment of the possible limits of variation of operating weight of wheeled mobile power tools with the possibility of ballasting.



УДК.631.312.68

ПАРАМЕТРИ КОЛИВАЛЬНОГО РОЗПУШУВАЧА-СЕПАРАТОРА ВИКОПУВАЛЬНОГО ПЛУГА

Рубцов М.О., к.т.н.,

Матковський О.І., інженер,

Кольцов М.П., к.с.-г.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)42-21-32

Анотація – У статті надається визначення кінематичних параметрів коливального розпушувача-сепаратора викопувального плуга для викопування саджанців плодових культур.

Ключові слова – швидкість, прискорення, розпушувач – сепаратор, викопування саджанців, викопувальний плуг.

Постановка проблеми. Викопування саджанців садових культур різними технічними засобами потребує достатнього руйнування ґрунту навколо кореневої системи саджанця, яке дозволить здійснити їх вибірку з забезпеченням технічних умов на якість та зменшити напруженість праці. Ускладнюють цей процес підвищена вологість ґрунту, особливо в середині кореневої системи, розвиненість кореневої системи (кількість та біометрія коренів). Сама коренева система саджанця ускладнює сепарацію ґрунту при її знаходженні на робочому органу під час руйнування і відділення ґрунту від коренів.

Для активізації руйнування і одночасного сепарування часто застосовують активні робочі органи [1, 2, 3, 4]. Ефективність їх роботи поряд з параметрами їх форми і положення будуть визначати кінематичні параметри робочого органу, який виконує процес руйнування, сепарування ґрунту та переміщення кореневої системи саджанця з наступним скиданням на поверхню поля.

Аналіз останніх досліджень. У роботі [1] пропонується для додаткового руйнування ґрунтового шару коливальну рамку до плуга ВПН – 2, що кріпиться до задній частині лемеша (рис. 1). Запропоновано методику обґрунтування геометричних параметрів рамки 3 і її положення щодо задньої кромки лемеша 1 робочого органу 2, виходячи з сумісної дії на ґрунт лемешу і коливальної рамки, привід якої здійснюється від кривошипно - шатунного

механізму 4. Важливою умовою взаємодії коливної рамки, з ґрунтовим шаром армованим корінням є відсутність нагромадження його при переміщенні та достатнє руйнування, що забезпечує зниження зусиль на вибірку саджанців.

Аналітично обґрунтовано довжина рамки $L = 0,73$ м, поперечні розміри рамки прийняті: більша основа трапеції (кінець рамки по ходу руху) - 0,4 м менша - 0,25 м (початок рамки). Наводяться значення амплітуди – від 0,067 до 0,082 м і частоти обертання від 6 до $8,5 \text{ c}^{-1}$ але не надаються їх розрахунки.

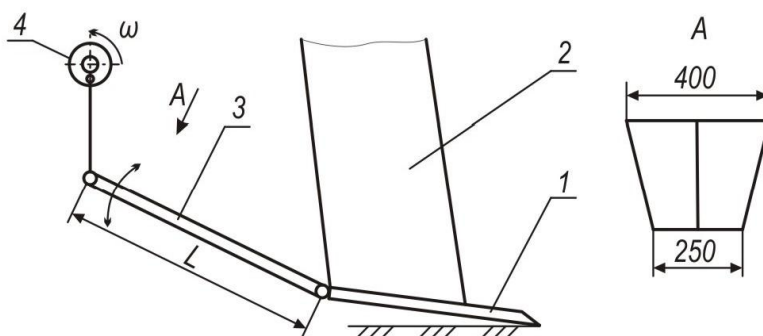


Рис. 1. Схема робочого органу плуга ВПН – 2 з коливальною рамкою.

У теоретичних дослідженнях [2] проведено кінематичний аналіз та досліджено процес взаємодії коливального лемеша з ґрунтовим шаром на основі використання двомасової упруго-в'язкопластичної феноменологічної моделі. Було встановлено вплив кута нахилу лемеша до горизонталі на тиск в ґрунтовому шарі, збільшення кута більше 20° недоцільно. Запропонована модель дозволяє визначити умови перевищення швидкості вібропереміщення над швидкістю руху агрегату при амплітуді коливань 7 мм і частоті обертання приводного валу ексцентрикового механізму 10 c^{-1} .

Для вирішення завдань руйнування ґрунту пропонується конструктивна схема викопувального плуга ВСН-1 (рис. 2) [3], яка включає скобу 1 напівкруглого поперечного перерізу з встановленими на ній пластинчастими розпушувачами 2 і розпушувально-сепарувальною решіткою 3, які утворюють робочу поверхню з подовжнім профілем у вигляді увігнуто - опуклої кривої.

Для підйому ґрунтового шару з саджанцями до поверхні поля, в задній частині скоби встановлені пластинчасті розпушувачі, що забезпечує їх переміщення. Остаточне руйнування і відділення ґрунту від кореневої системи саджанця запропоновано реалізувати на коливальній решітці, привід якої здійснюється кривошипно-шатунним механізмом 4. Інтенсивність руйнування ґрунту досягається коливанням за режимом з відривом саджанця з ґрунтом від решітки і забезпечується амплітудою коливань 0,025 м і частотою коливань в діапазоні від 7,5 до $9,3 \text{ c}^{-1}$.

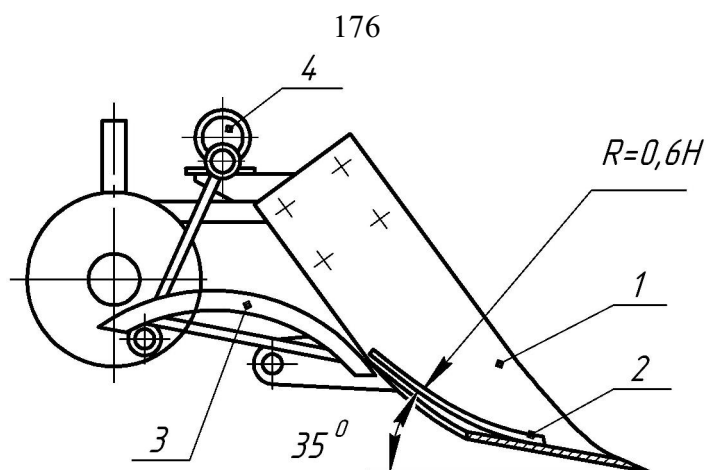


Рис. 2. Конструктивна схема викопувального плуга ВСН – 1.

Експериментальними дослідженнями встановлено залежність коефіцієнта повноти відділення ґрунту, зв'язаного з корінням саджанців від подачі ґрунту і частоти коливань решітки на важкому глинистому ґрунті (вологість становила від 19 до 22 %, твердість – від 1,7 до 2,3 МПа). Зі збільшенням подачі ґрунту на решітку і зменшенням частоти коливань решітки відбувається падіння коефіцієнта повноти відділення ґрунту. Зміна частоти коливань решітки в діапазоні від 7,5 до 10,5 с⁻¹ менш істотно впливає на повноту відділення ґрунту (збільшення коефіцієнта склало від 0,8 до 0,83). В дослідженнях не наводяться дані про швидкість та прискорення коливань. Питання руйнування, сепарування та транспортування ґрунтового пласта вивчалися в процесах, що відбуваються на грохотах картоплезбиральних машин [4]. Розглянути фактори, які впливають на розшарування ґрунту, до яких належать амплітуда, частота і напрямок коливань також його механічні властивості. Встановлено що розшарування буде відбуватися при умові, як що режим коливань призведе до відриву часток від поверхні сепарувального органу. Підкидання або відрив часток відбудеться за умов наступних співвідношень кінематичних параметрів: нормальна складова швидкості руху поверхні решіт направлена вгору; нормальна складова прискорення поверхні решіт спрямована вниз; абсолютна величина нормальної складової прискорення решіт рівна або перевищує нормальну складову прискорення сили тяжіння.

Формулювання цілей статті. Визначити кінематичні параметри розпушувально-сепарувального робочого органу викопувального плуга, які впливають на руйнування і сепарацію ґрунту при викопуванні плодкових саджанців.

Основна частина. Під час викопування ґрунтовий пласт з кореневою системою саджанця після відділення його з масиву скобою потрапляє на розпушувач – сепаратор (Р – С). Р – С за рахунок коливань підвищує руйнівальну дію на систему «ґрунт – коренева

система саджанця» під час її переміщення. Ступень руйнувань від дії Р – С будуть визначати його кінематичні параметри, до яких належать швидкість та прискорення коливань, які визначаються амплітудою і частотою коливань [4].

Відобразимо складові Р – С 5 та його приводу у вигляді кінематичної схеми (рис. 3). Р – С з приводом від кривошипно – шатунного механізму належить до плоских механізмів, до якого входять пари п'ятого класу і представляють групу другого класу другого порядку.

Завданням кінематичного дослідження ставиться визначення швидкості та прискорення Р – С під час його коливань.

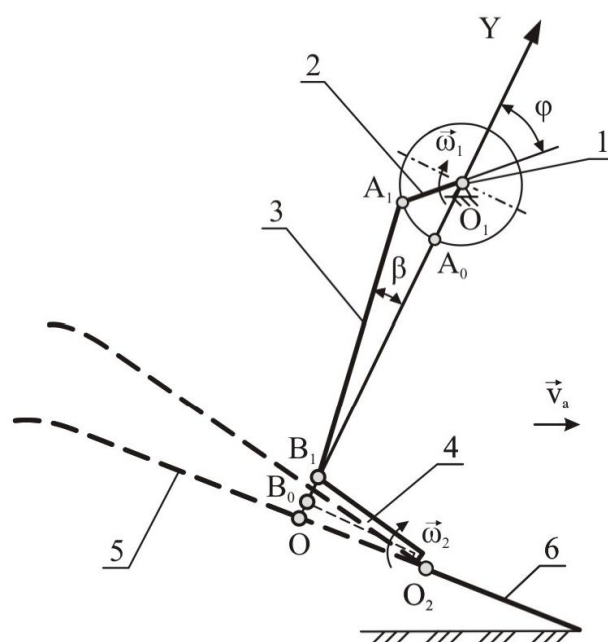


Рис. 3. Кінематична схема приводу розпушувача – сепаратора: 1 – вал приводу; 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – важіль; 5 – розпушувач – сепаратор; 6 – скоба.

Положення Р – С буде змінюватись від дії шатуна під час його обертання разом з кривошипом навколо осі O_1 . Розглянемо проекції переміщення на ось Y т. В як такої що належить важелю, який нерухомо приєднано до Р – С. Ось Y перпендикулярна до площини Р – С, який розташовано в середньому положенні. Початок осі розмістимо в нижньому положенні Р – С, в точці O . Різниця проекцій положень т. В на ось Y при русі по дузі коливань та за прямою, яка з'єднує крайні її положення дуже мала, тому будимо в вжати рух прямолінійним. Проекція переміщення кривошипа та шатуна на ось Y складе

$$\begin{aligned}
 y_B &= r - r \cdot \cos \varphi + l_{ш} - l_{ш} \cdot \cos \beta = \\
 &= r(1 - \cos \varphi) + l_{ш}(1 - \cos \beta) \quad , \quad (1)
 \end{aligned}$$

де r – радіус кривошипа;

l_{III} – довжина шатуна;

φ – кут повороту кривошипа;

β – кут похилу шатуна до осі Y .

Кут повороту кривошипа визначається за виразом

$$\varphi = \omega_1 \cdot t, \quad (2)$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипу;

t – момент часу обертання.

Кут β визначимо з виразу

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l_{III}} \cdot \sin \omega_1 t\right). \quad (3)$$

Остаточно з підстановкою (2) та (3) у (1) маємо

$$y_B = r(1 - \cos \omega_1 t) + l_{III} \left[1 - \cos \left(\arcsin \left(\frac{r}{l_{III}} \cdot \sin \omega_1 t \right) \right) \right]. \quad (4)$$

Переміщення т. В за напрямком руху $P - C$ від коливань важеля значно малі у порівнянні до переміщень від руху агрегату, тому їх можна не враховувати. Зміни кута похилу шатуна β до осі Y під час його переміщення дають малі значення проєкцій його переміщення і не впливають суттєво на положення т. В, тому другу частину формули (4) можна опустити.

З урахуванням цих допущень запишемо рівняння переміщення т. В

$$y_B = r(1 - \cos \omega_1 t). \quad (5)$$

Проекції переміщення точок $P - C$ на ось Y можна визначити за формулою

$$y = \left(\frac{v_a \cdot t}{l_p} r(1 - \cos \omega_1 t) \right), \quad (6)$$

де l_p – довжина важеля $P - C$.

Тривалість дії можна визначити за умови рівняння швидкостей агрегата і руху саджанця з ґрунтом по $P - C$ за формулою

$$T = \frac{L}{v_a}, \quad (7)$$

де L – довжина $P - C$.

Швидкості $P - C$ для заданого проміжку часу визначимо взявши першу похідну з формули (6)

$$\begin{aligned} y' &= \frac{v_a \cdot t}{l_p} r(1 - \cos \omega_1 t) + \frac{v_a \cdot t \cdot r}{l_p} \cdot \omega_1 \cdot \sin \omega_1 t = \\ &= \frac{v_a \cdot t}{l_p} r(1 - \cos \omega_1 t) + \omega_1 t \cdot \sin \omega_1 t \end{aligned} \quad (8)$$

Прискорення визначимо взявши другу похідну з виразу (8)

$$y'' = \frac{v_a \cdot r}{l_p} \cdot (r \cdot \omega_1 \cdot \sin \omega_1 t + t \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \omega_1 t) \quad (9)$$

За отриманими формулами (8), (9) побудовані графіки швидкостей (рис. 4) та прискорень (рис. 5) Р – С для таких даних: $r = 0,025$ м, $v_a = 1,45$ м/с, $l_p = 0,36$ м, $\omega_1 = 40$ с⁻¹, $t = 0,69$ с (для довжини $L = 1$ м Р – С).

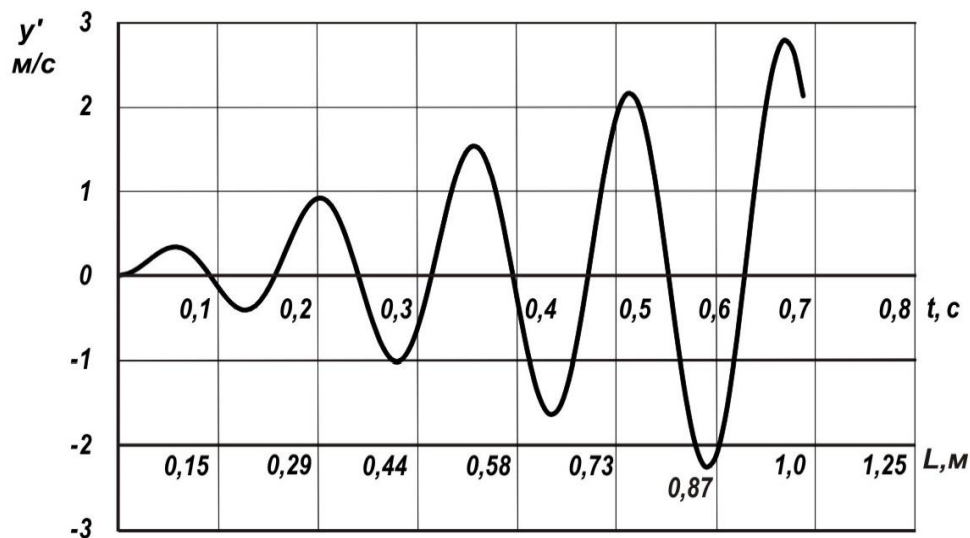


Рис. 4. Графік зміни швидкості Р – С від часу коливань і його довжини (для довжини $L = 1$ м).

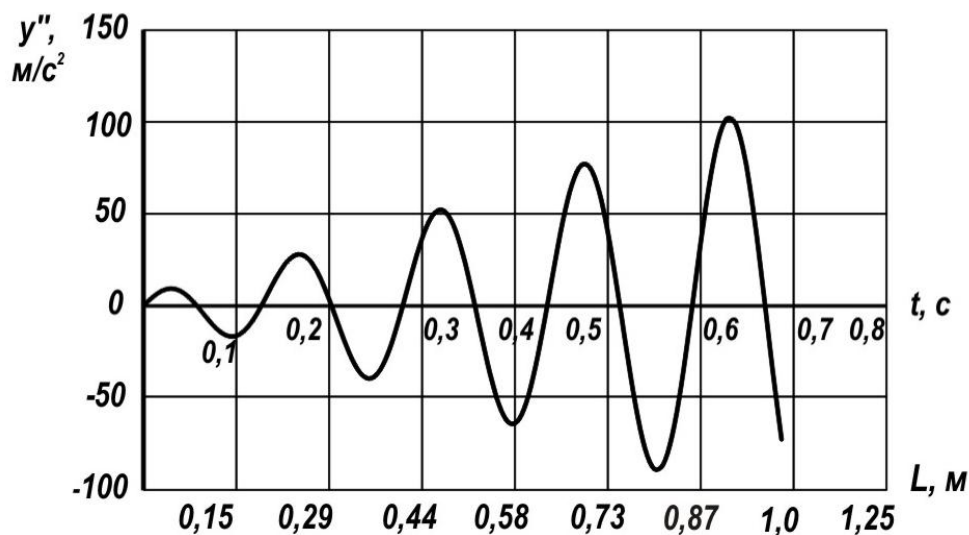


Рис. 5 Графік зміни прискорення від Р – С часу коливань і його довжини (для довжини $L = 1$ м).

Висновки. Графіки, які побудовані для параметрів швидкості та прискорення Р – С дозволили з’ясувати характер зміни їх від часу і довжини. Отримані залежності за формулами (8), (9) дозволяють за рахунок зміни амплітуди та кутової швидкості змінювати значення швидкості і прискорення коливань Р – С.

Література.

1. *Строй А. А.* К обоснованию некоторых размеров колеблющейся трапецеидальной рамки выкопной скобы / *А. А.Строй // Совершенствование процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин / Сборник научных трудов УСХА. — Киев, 1986. — С.99-104.*
2. *Клиновой С.И.* Обоснование технологического процесса выкопки саженцев и параметров вибрационного копателя : автореф. дис. канд. техн. наук./ *С.И.Клиновой — М.: [б. в.],1993. — 25 с.*
3. *Фришев С.Г.* Для викопування саджанців плодкових культур / *С.Г. Фришев // Техніка в АПК . 1997. — № 2. — С. 28 – 29.*
4. *Прохорова М.Ф.* К исследованию сепарации почвы под влиянием вибрации на грохотах картофелеуборочных машин / *М.Ф. Прохорова //Труды Всесоюзного НИИ механизации с.х. (ВИМ) т. 37. —М: 1965, БТИ ГОСНИТИ. — С. 125—154.*

**ПАРАМЕТРЫ
КОЛЕБАТЕЛЬНОГО РЫХЛИТЕЛЯ – СЕПАРАТОРА
ВЫКОПНОГО ПЛУГА**

Н. Рубцов, А. Матковский, Н. Кольцов

Аннотация – в статье приводится расчет кинематических параметров колеблющего рыхлителя – сепаратора выкопного плуга для выкопки саженцев плодовых культур.

**PARAMETERS
VACILLATING OF SEPARATOR – RIPPER
THE UNDER CUTTER**

M.Rubtcov, O. Matkovskiy, M. Koltcov

Summary

The calculation of kinematical parameters of the separator - ripper undercutter for digging up seedlings of fruit crops in the article.



УДК 631.372:629.366

ПІДВИЩЕННЯ НАЧІПОЗДАТНОСТІ ТРАКТОРІВ ХТЗ

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України,

Оляднічук Р.В.

Уманський національний університет садівництва,

Погорілий С.П.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Тел.: (067) 185-83-38

Анотація – викладено результати досліджень щодо вирішення проблеми підвищення начіпоздатності тракторів виробництва ВАТ «ХТЗ».

Ключові слова – трактор, начіпоздатність, начіпний пристрій, вантажопідйомність.

Постановка проблеми. Економічні показники використання мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) сільськогосподарського призначення істотно залежать від умов їх агрегування з машинами і знаряддями і багато в чому визначають межі доцільності їх використання в технологічному процесі. Намагання вітчизняних виробників МЕЗ іти в ногу з закордонними фірмами призвело до декларування і розробки начіпних пристроїв тракторів підвищеної вантажопідйомності, що не завжди погоджується з дотриманням безпечних умов праці. З названих причин цьому питанню приділяється особлива увага при обґрунтуванні конструкційних та експлуатаційних параметрів енергозасобів пріоритетних конструкцій, що є складовою частиною державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

Аналіз останніх досліджень. Можливість створення на базі трактора агрегату певної конструкції оцінюється забезпеченням вимог щодо агрегування, одними з найбільш важливих серед яких є вантажопідйомністю начіпного пристрою та дотриманням вимог безпеки праці.

З технічних характеристик тракторів ХТЗ серій 160 та 170 відомо, що вантажопідйомність їх задніх начіпних пристроїв складає 4500 кг, а переднього начіпного пристрою для тракторів типу ХТЗ-16131 – 1500 кг [1, 2].

Вимоги безпеки праці для тракторів, стосовно їх начіпоздатності, можуть зводитись до забезпечення задовільної керованості агрегатом і визначаються перерозподілом навантажень між двома осями трактора, одна з яких керована. Дослідженню питань забезпечення задовільної керованості агрегатом на базі МЕЗ присвячено багато робіт, крім того, основні положення щодо забезпечення керованості регламентовані стандартом. Аналіз нормативних документів і цих робіт дозволив окреслити вимоги як до керованості, так і до вантажопідйомності начіпних пристроїв. Основні положення названих робіт приведені нижче.

Навантаження на керовану вісь самохідного шасі (для якого передбачено істотне довантаження масою вантажу до 1 т для Т-16МГ) не повинно бути меншим 20% загальної маси [3, 4].

З роботи [4] можна зробити висновок, що для забезпечення задовільної керованості машинно-тракторним агрегатом (МТА) навантаження на осі керованих коліс повинно бути не менше 20% експлуатаційної маси енергозасобу, тобто

$$Y_{\text{пст}} \geq 0,2 \times G_T, \quad (1)$$

де $Y_{\text{пст}}$ - навантаження на вісь передніх коліс, кН.;

0,2 - коефіцієнт мінімального завантаження передньої осі;

G_T - експлуатаційна вага енергозасобу, кН.

З метою встановлення походження приведеного вище співвідношення (1) проводився інформаційний пошук, який дозволив встановити існування ще кількох достатньо обґрунтованих варіантів оцінки начіпоздатності. Стосовно виразу $Y_{\text{пст}} \approx 0,2 \times G_T$, то у праці [5] відзначено, що він характерний лише для самохідного шасі, оскільки вважається, що при розміщенні на рамі шасі начіпних машин, або іншого вантажу центр ваги агрегату зміститься вперед, збільшуючи, тим самим, розмір $Y_{\text{пст}}$.

Для агрегатів, створених на базі енергозасобів інших конструкцій, відмінних від самохідного шасі (трактори традиційного або інтегрального компонування), де навішування машин на задньому начіпному пристрої веде до розвантаження передньої осі, оскільки в нашому випадку розглядається лише начіпоздатність першого роду [6], залежність (1) можна представити наступним чином [5, 7, 8]:

$$Y_{\text{пст}} \geq (0,30 - 0,35) \times G_T \quad (2)$$

Окремі дослідники [9] стверджують, що навантаження на вісь передніх (керованих) коліс $Y_{\text{Пст}}$ доцільно визначити співвідношенням:

$$Y_{\text{Пст}} \geq 0,2 \times G_A, \quad (3)$$

де G_A - вага машинно-тракторного агрегату, кН.

$$G_A = G_T + G_M, \quad (4)$$

де G_M - вага начіпної машини, кН.

Таким чином залежності (2) і (3) передбачають істотне підвищення вимог до начіпноздатності у порівнянні з вимогами, передбаченими стандартом [10]. Крім того, таке формулювання вимог незручне в користуванні, оскільки начіпні машини мають різну конструкцію та масу, а звідси, як правило, і різний розмір повздожньої координати центра ваги. Це ускладнює оцінку начіпноздатності трактора.

В праці [6] висунута вимога, в основу якої покладені результати дослідження впливу величини коефіцієнта використання запасу повздожньої стійкості трактора на керованість агрегату [11]. Названа вимога враховує координати центра ваги як трактора, так і машини і має вигляд:

$$G_M = \frac{0,4 \times G_T \times l_{\text{ц.в.т.}}}{l_{\text{ц.в.м.}}}, \quad (5)$$

де $0,4$ - кількісне значення коефіцієнта запасу повздожньої стійкості;

$l_{\text{ц.в.т.}}$ - повздожня координата центра ваги трактора, м;

$l_{\text{ц.в.м.}}$ - повздожня координата центра ваги машини, м.

Запропоновані варіанти оцінки начіпноздатності тракторів в результаті будуть давати різні кількісні значення допустимої маси начіпної машини, крім того закони зміни значень також різні, що ускладнює оцінку начіпноздатності на всьому діапазоні можливих значень $l_{\text{ц.в.м.}}$.

Формулювання цілей статті. Оцінити начіпноздатність першого роду тракторів виробництва ВАТ «ХТЗ» за різними методиками та розробити технічні рішення стосовно її підвищення.

Основна частина. Для встановлення природи взаємозв'язку між керованістю і начіпноздатністю розглянемо схему представлену на рисунку 1.

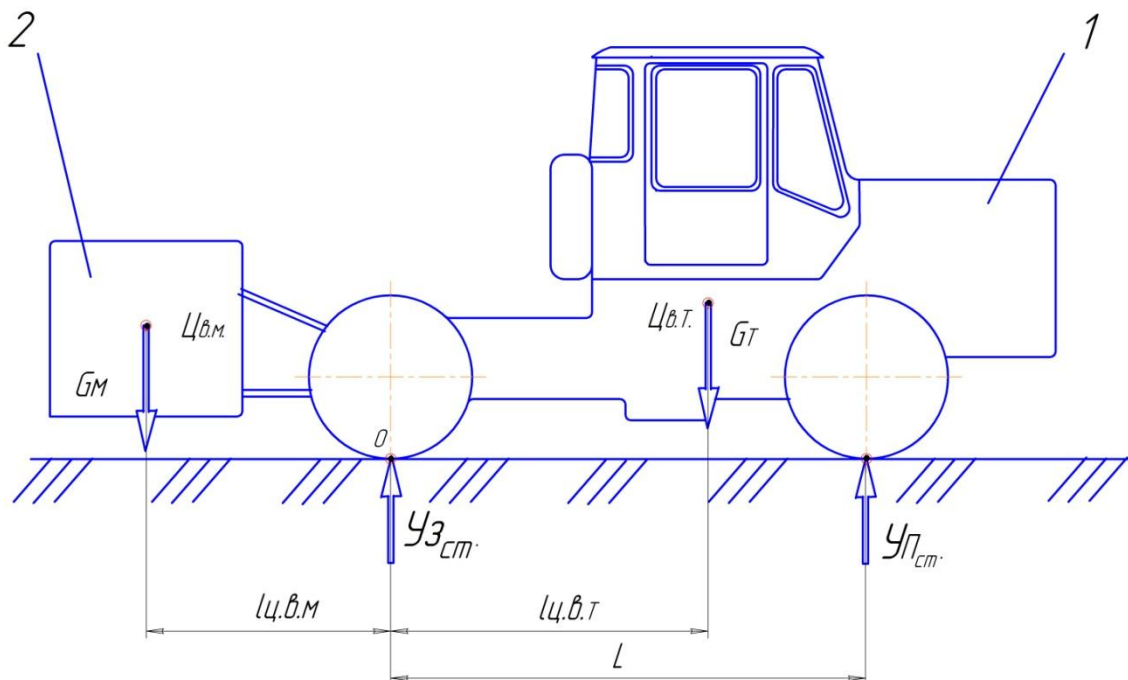


Рис. 1. Розрахункова схема для аналізу взаємозв'язку між керованістю і начіпоздатністю: 1 – трактор; 2 – машина; $\mathbf{Ц}_{в.т.}$ і $\mathbf{Ц}_{в.м.}$ – центр ваги відповідно трактора і машини; $l_{ц.в.т.}$ і $l_{ц.в.м.}$ – поздовжня координата центра ваги відповідно трактора і машини, м; $Y_{пст}$ і $Y_{зст}$ – навантаження на осі відповідно передню і задню, кг; L – база трактора, м.

Складемо рівняння рівноваги відносно т. \mathbf{O} (див. рис. 1).

$$\sum M_{\mathbf{O}} = 0; Y_{пст} \times L + G_{\mathbf{M}} \times l_{ц.в.м.} - G_{\mathbf{T}} \times l_{ц.в.т.} = 0, \quad (6)$$

де $\sum M_{\mathbf{O}}$ - сума моментів відносно т. \mathbf{O} ;

Вирішуючи залежність (6) відносно $Y_{пст}$ отримаємо:

$$Y_{пст} = \frac{G_{\mathbf{T}} \times l_{ц.в.т.} - G_{\mathbf{M}} \times l_{ц.в.м.}}{L}. \quad (7)$$

З отриманої залежності (7) видно, що навантаження на передню вісь керованих коліс пов'язане зворотним пропорційним зв'язком з поздовжньою координатою центра ваги та вагою загрегатованої машини оскільки величини $G_{\mathbf{T}}$, $l_{ц.в.т.}$ і L незмінні. Зважаючи на те, що вага машини $G_{\mathbf{M}}$ також незмінна, то навантаження на передню вісь залежить тільки від розміщення центра ваги машини.

Враховуючи те, що

$$Y_{пст} + Y_{зст} = G_{\mathbf{T}} + G_{\mathbf{M}}, \quad (8)$$

звідки

$$Y_{зст} = (G_{\mathbf{T}} + G_{\mathbf{M}}) - Y_{пст}. \quad (9)$$

можна стверджувати, що із збільшенням навантаження на передню вісь, навантаження на задню вісь буде зменшуватись.

В результаті експериментальних досліджень, проведених раніше встановлено регресійні залежності для визначення навантаження на передні колеса тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221 у функції від маси машини та поздовжньої координати центра її ваги:

а) для агрегату на базі трактора ХТЗ-16131:

$$Y_{\text{Пст}} = 7885,39 - 1,01 \times m_{\text{М}} - 1,12 \times l_{\text{Ц.В.М.}}; \quad (10)$$

б) для агрегату на базі трактора ХТЗ-17221:

$$Y_{\text{Пст}} = 7850,99 - 0,96 \times m_{\text{М}} - 0,89 \times l_{\text{Ц.В.М.}}; \quad (11)$$

де $m_{\text{М}}$ - маса агрегатованої машини, кг.

Підставляючи в отримані залежності (10) і (11) співвідношення (1), (2) та (3) і вирішуючи їх відносно $m_{\text{М}}$, отримали залежності для визначення максимально допустимої маси машини, яка може агрегуватися з тракторами від вильоту її центра ваги відносно осі заднього моста для кожного з наведених вище варіантів оцінки начіпноздатності досліджуваних тракторів, графічна інтерпретація яких представлена на рис. 2. Тут же для порівняння також представлена залежність (5), розрахована для тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221.

Представлені на рис. 2 графічні залежності носять наступний зміст. Якщо точка, що знаходиться на перетині показників «маса машини» і «виліт повздовжньої координати центра ваги» знаходиться вище лінії, яка характеризує використовувану при оцінці начіпноздатності вимогу, то дану машину з трактором агрегувати не можна за критерієм збереження керованості, а якщо нижче, або на лінії, то машину з даним трактором можна агрегувати і керованість буде задовільною.

Аналіз отриманих графічних залежностей показав, що оцінка начіпноздатності тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221 проведена за різними розглянутими варіантами різна, чого і варто було очікувати, адже коефіцієнти мінімального навантаження передньої осі у всіх розглянутих варіантах різні. Так максимально допустима маса начіпної машини при вильоті її центра ваги від осі заднього моста на 2125 мм (що включає відстань 610 мм по горизонталі між центром ваги машини і точкою підвісу трактора) визначена для тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221 з використанням співвідношення (1) відповідно складає 3815 та 4337 кг, співвідношення (2) - 2589 та 2934 кг, співвідношення (3) - 3185 та 3589 кг, співвідношення (5) - 2892 та 3144 кг. Всі отримані залежності показують, що із зменшенням відстані $l_{\text{Ц.В.М.}}$ максимально допустима маса машини збільшується.

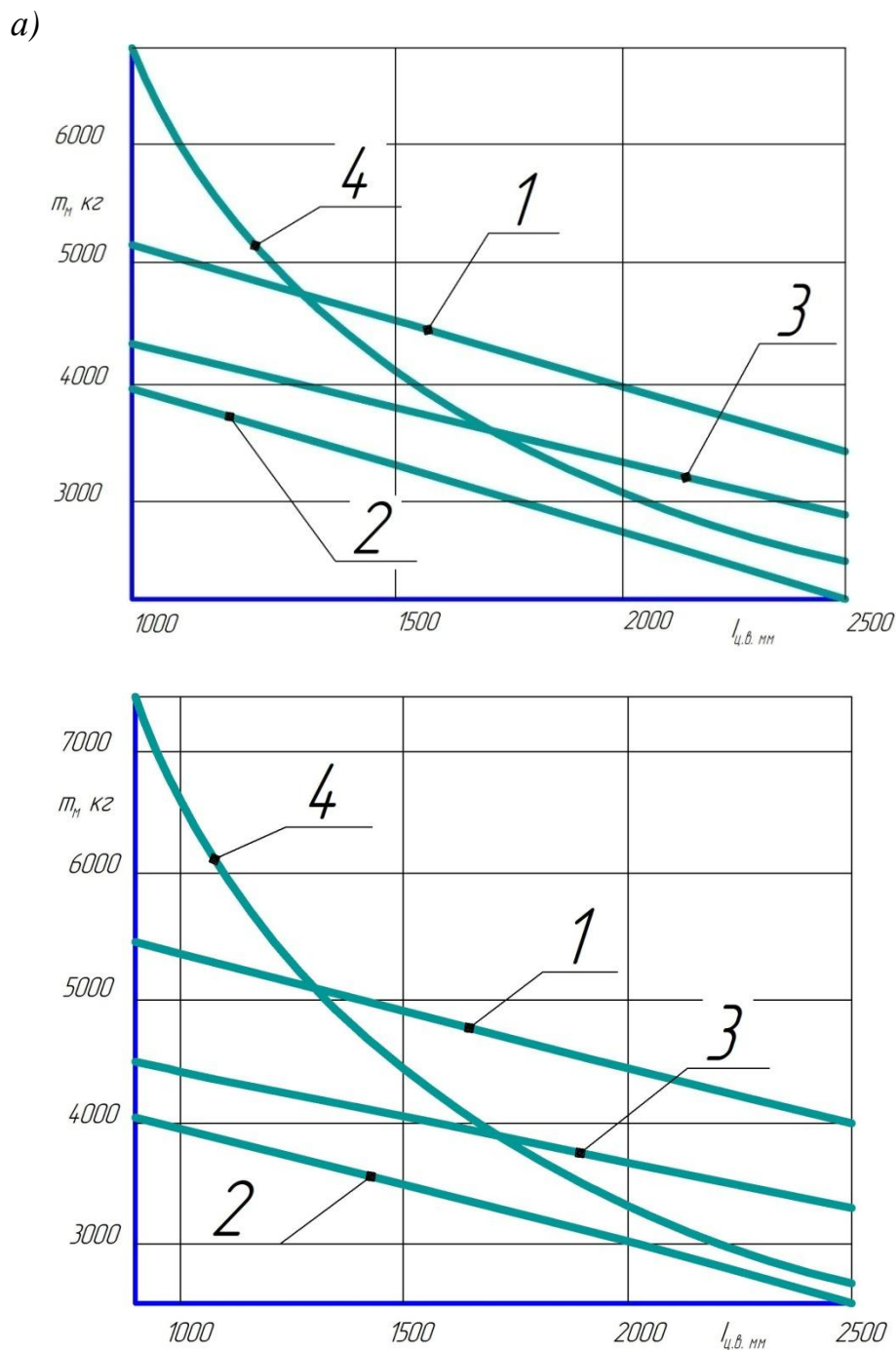


Рис. 2. Варіанти оцінки начіпноздатності першого роду тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221: а – залежності для трактора ХТЗ-16131; б – залежності для трактора ХТЗ-17221; 1 – залежності, отримані з урахуванням співвідношення (1); 2 – залежності, отримані з урахуванням співвідношення (2); 3 – залежності, отримані з урахуванням співвідношення (3); 4 – залежності, отримані з урахуванням співвідношення (5).

Так, для забезпечення задовільної роботи тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221 з машинами масою 4500 кг, що передбачено технічними характеристиками тракторів, відстань $l_{ц.в.м.}$, при використанні вимоги, представлені співвідношенням (1), відповідно повинна складати 1507 та 1949 мм, співвідношенням (2) - 401 та 435 мм, співвідношенням (3) - 703 та 938 мм, і співвідношенням (5) - 1366 та 1485 мм. Таким чином, для отримання однозначної кількісної оцінки начіпноздатності тракторів першого роду за критерієм забезпечення керованості необхідно обґрунтувати додатково або підтвердити достовірність існуючих критеріїв оцінки, користуючись тими дослідженнями, які вже опубліковані, а для підвищення начіпноздатності необхідно зменшити відстань між поперечно-вертикальними площинами розміщення осі заднього моста та центра ваги машини наближенням точки підвісу до осі заднього моста шляхом вдосконалення начіпного пристрою та наближенням центра ваги машини до точки підвісу шляхом вдосконалення конструкції машини.

Найбільш ефективна реалізація наближення робочої машини до осі заднього мосту може бути вирішена за рахунок переносу точок кріплення штатного важільного начіпного пристрою вперед ближче до осі заднього мосту. При цьому необхідно обґрунтувати максимально можливе наближення точки підвісу робочої машини до осі заднього мосту та вантажопідйомність начіпного пристрою.

Зважаючи на те, що вантажопідйомність начіпних пристроїв тракторів ХТЗ-16131 і ХТЗ-17221 складає 4500 кг [1, 2] можна стверджувати, що для безпечної роботи трактора ХТЗ-16131 з навантаженням на передні колеса не менше 20% загальної маси виліт центра ваги машини від осі заднього мосту не повинен перевищувати 750 мм, що неможливо реалізувати для даної конструкції трактора.

За конструктивними особливостями тракторів, основу яких склала конструкція ходової частини, точка підвісу може знаходитися на відстані від осі заднього моста не меншій за 900 мм (враховуючи діаметр колеса, його оперення та кінематику руху точки підвісу при підйомі).

Враховуючи також те, що довжина стандартної нижньої тяги заднього начіпного пристрою тракторів ХТЗ-16131 та ХТЗ-17221 складає 945 мм, доцільно вважати, що точку підвісу машини необхідно розмістити на відстані 900 - 1000 мм від осі заднього мосту, що підтверджується і конструктивними особливостями трактора.

Відповідно до цього була розроблена кінематична схема заднього начіпного пристрою (рис. 3) та конструкторська документація на його виготовлення. Розробка документації відбувалась при використанні програмного комплексу "КОМПАС-5.11" з побудовою 3-D моделі - рис. 4).

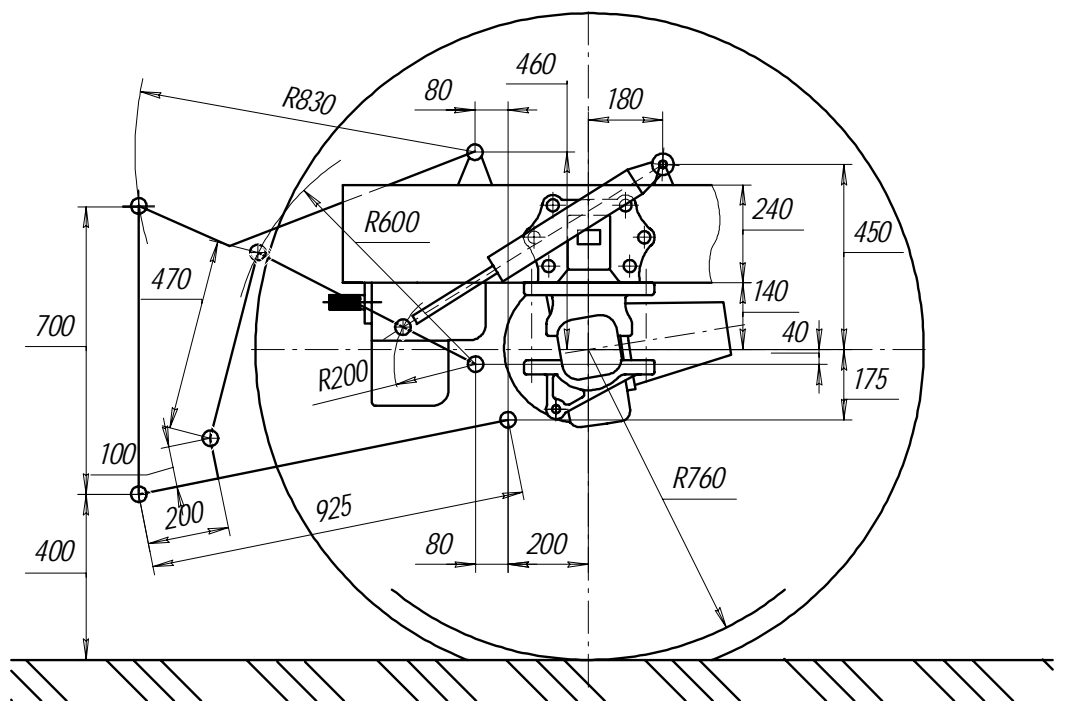


Рис. 3. Кінематична схема заднього начіпного пристрою тракторів ХТЗ з реалізацією наближення точки підвісу до осі заднього моста.

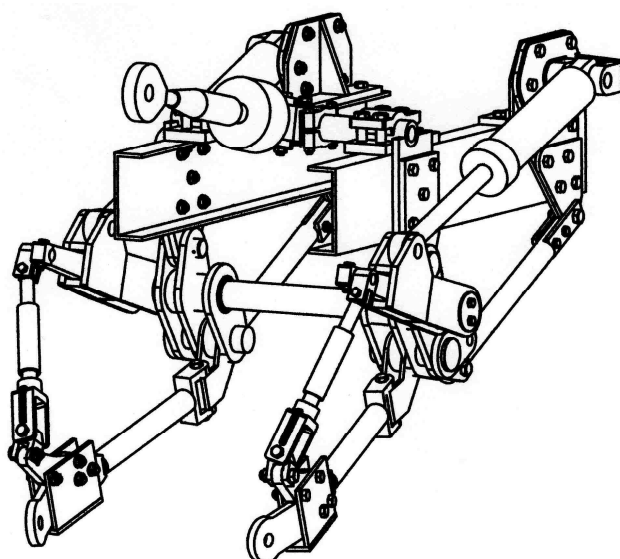


Рис. 4. Тривимірна модель заднього начіпного пристрою трактора типу ХТЗ-16131, яка забезпечує наближення точки підвісу до осі заднього моста і установку кабіни в його зоні.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що для підвищення начіпноздатності необхідно зменшити відстань між поперечно-вертикальними площинами розміщення осі заднього моста та центра ваги машини наближенням точки підвісу до осі заднього

моста шляхом переносу точок кріплення штатного важільного начіпного пристрою вперед ближче до осі заднього мосту з тим, щоб забезпечити виліт точки підвісу на відстань 900-1000 мм від осі заднього мосту, а для отримання однозначної кількісної оцінки начіпноздатності тракторів першого роду за критерієм забезпечення керованості необхідно обґрунтувати додатково або підтвердити достовірність одного з існуючих критеріїв оцінки, що може скласти напрямки подальших досліджень з даного питання.

Література.

1. *Трактор ХТЗ-16131. Инструкция по эксплуатации.*- Харьков: ОАО «Харьковский тракторный завод им. С.Орджоникидзе» – 1999. – 177 с.
2. *Тракторы ХТЗ-17021, ХТЗ-16131, ХТЗ -121, Т-151К. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию* – Харьков: ОАО «Харьковский тракторный завод».- 2001.- 344 с.
3. *Львов Е.Д. Теория трактора / Е.Д. Львов.*- М.: Машгиз, 1952.- 388 с.
4. *ГОСТ 12.2.019-86 Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности.*
5. *Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков, изд. перераб. и доп. – М.: Колос, 1972. – 384 с.*
6. *Трепененков И.И. Навесоспособность сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков, Е.И. Титова // Тракторы и сельхозмашины, 1986. - №10. – С. 12-14.*
7. *Гуськов В.А. Теория трактора / В.А. Гуськов. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с, ил.*
8. *Скотников В.Л. Основы теории трактора и автомобиля / В.Л. Скотников, Л.Л. Маценский, А.С. Солонский. - М.: Агропромиздат, 1986. - 383 с, ил.*
9. *Ксенович И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с., ил.*
10. *ДСТУ 2189-93. Машины сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки праці.*
11. *Чудаков Д.А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов / Д.А. Чудаков . - М.: Машгиз, 1954. - 175 с.*

ПОВЫШЕНИЕ НАВЕСОСПОСОБНОСТИ ТРАКТОРОВ ХТЗ

Г.В. Шкаровский, Р.В. Олядничук, С.П. Погорельий

Аннотация – изложено результаты исследований относительно решения проблемы повышения навесоспособности тракторов производства ОАО «ХТЗ».

INCREASE THE ABILITY TO BI HUNG TRACTORS KhTP

G. Shkarovsky , R. Olyadnichuk , S. Pogorely

Summary

Set out the results of studies on the decision problem of increasing the production of tractors the ability to bi hung "KhTP".



УДК 634.10.1

КРИТЕРІЇ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ В ПЛОДІВНИЦТВІ

Бойко О.В. к.т.н.,

Халіман І.О. к.б.н.,

Побігун А.М. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.:(0619) 42-21-52, e-mail: olegboyko74@rambler.ru

Анотація – у роботі розглянуті питання екологічної безпеки за критеріями стійкості та екологічного ризику галузі плодівництва.

Ключові слова – небезпека, ризик, стійкість, різноманіття.

Постановка проблеми. Нове сторіччя з усією відвертістю показало, що з розвитком цивілізації головна боротьба розгортається за екологічно чисті території, землю, воду та продукцію харчування. Соціально-економічний розвиток суспільства, що зорієнтований на прискорені темпи економічного зростання призвів до системних ушкоджень у навколишньому природному середовищі. Вплив продукції на навколишнє середовище на всіх стадіях життєвого циклу потребує додаткового контролю за виробничими процесами та сертифікацією кінцевої продукції функцію якої може виконувати екологічне маркування.



Рис. 1. Екознак Європейського Союзу.

Знаки екологічного маркування свідчать про гарантовану вищу якість та безпечність маркованої продукції відносно її впливів на стан довкілля та здоров'я людини (рис.1). Мета екологічних маркувань та декларацій полягає у тому, щоб шляхом передавання перевіреної,

точної та правдивої інформації про екологічні аспекти виробів сприяти розширенню попиту та постачання тих виробів, які чинять менший тиск на навколишнє середовище, тим самим стимулюючи використання потенціалу для ринково обумовленого постійного поліпшення екологічних характеристик стає одним із головних питань національної безпеки України [3, 4, 5, 13].

Усунення протиріч, що склалися, можливе тільки в рамках сталого розвитку природних та штучних екологічних систем, не руйнуючи природної основи та поступове відновлення до рівня, що гарантує їх стабільність.

Визначення екологічного ризику виступає дослідженням, в якому факти та науковий прогноз використовуються з метою оцінки потенційно шкідливих та небезпечних чинників впливу на довкілля речовин та агентів, різних по генезису процесів.

Аналіз останніх досліджень. Сучасна наукова література та різноманітні нормативні документи вміщують багато критеріїв екологічної безпеки при вирощуванні плодів культур. Проте, важко встановити по якому з них можна сформулювати остаточне судження щодо безпеки того чи іншого об'єкта продукту чи процесу. Тому виникає потреба в розробці та використанні певної (невеликої) кількості головних чи інтегральних критеріїв безпеки й отримання на цій підставі узагальненої оцінки стану компонентів агроecosистеми, якою є плодовий сад [1, 2, 11, 13, 14].

Формулювання цілей статті. Розробити критерії екологічної безпеки продукції плідництва.

Основна частина. Екологічні критерії для продукції (en - product environmental criteria) – ознака, на підставі якого здійснюється оцінка, визначення або класифікація екологічних систем, процесів і явищ. Розроблення та вибір критеріїв повинні базуватися на розумно визначених науково-технічних принципах. Критерії слід формувати на основі даних, які підтримують твердження про екологічну перевагу. Одним із головних критеріїв екологічної безпеки плідництва може бути рівень еколого-економічного паритету, тобто ступінь відповідності загального техногенного навантаження на територію її екологічній техноємності – витривалості по відношенню до травмуючих техногенних впливів. Для окремих екологічних систем важливими критеріями безпеки виступають: цілісність, збереження їхнього видового складу, біорізноманіття та структури внутрішніх зв'язків [7, 8].

Всі елементи екологічних критеріїв та функціональних характеристик продукції програми екологічного маркування повинні уможливлювати їхню перевірку органом з екомаркування та подальшому використанні для інформації, яка наноситься на

споживчу тару. Слід, щоб методи оцінювання відповідності передбачали використання наведеного нижче з дотриманням першочерговості:

- стандартів ISO та IEC;
- інших міжнародно визнаних стандартів;
- регіональних та національних стандартів;
- інших повторюваних та відтворюваних методів, які відповідають прийнятим принципам усталеної лабораторної практики (інформацію про усталену лабораторну практику дивись в ISO/IEC 17025);
- доказів від виробника [7, 8, 13].

Застосування підходу вибіру екологічних критеріїв для продукції є матриця у таблиці 1, наведена для того, щоб допомогти розпочати екомаркування вибір категорій продукції. Матриця поєднує стадії життєвого циклу продукції з основними екологічними показниками входів та виходів. Показники викидів групуються за середовищами, і зазвичай на певне середовище перепадає декілька показників. Дослідження стадій життєвого циклу (яке може становити наступну частину аналізу технічної здійсненності, описаного в 6.3.1) може призвести до висновку, що впливи на навколишнє середовище на деяких стадіях є незначними і не має жодних підстав для подальшого їх розгляду. Незважаючи на це, дослідження повинне показувати, що вибір екологічних критеріїв для продукції не веде до передавання впливів від однієї стадії життєвого циклу до другої або від одного середовища до другого без явно визначеної екологічної вигоди.

Слід, щоб процес установлення критеріїв передбачав урахування відповідних локальних, регіональних та глобальних екологічних питань, наявних технологій та економічних аспектів.

Таблиця 1.

Матриця вибору екологічних критеріїв для продукції

Стадії життєвого циклу	Екологічні показники входів/виходів					
	Енергія Відновлювана/ Невідновлювана	Ресурси Відновлювані/ Невідновлювані	Викиди у			Інше
			Воду	Повітря	Ґрунт	
Видобування ресурсів						
Виробництво						
Розподілення						
Використання						
Видалення						

Екологічні критерії для продукції слід виражати: впливами на навколишнє середовище та природні ресурси або коли це практично нездійсненне, екологічними аспектами, наприклад, викидами у навколишнє середовище.

Слід уникати критеріїв, які безпосередньо чи опосередковано вимагають або виключають використання конкретних процесів чи методів виробництва без їхнього обґрунтування. Слід, щоб будь-які виключення певних речовин базувалися на науковій методології, що дотримує Принцип 3 стандарту ISO 14020. Такі методи, як оцінювання ризику, можуть забезпечувати корисною інформацією у цьому відношенні.

Головним завданням аналізу ризику стосовно екологічної безпеки в плідівництві є вивчення різноманітних сторін взаємодії антропогенних факторів з елементами екологічної системи та наслідків цього впливу з метою дослідження їхніх характеристик і кількісної оцінки негативного впливу. Він включає такі етапи:

- вивчення ефектів впливу різних факторів на компоненти довкілля та полягає в аналізі реакцій організмів на численні взаємодії і наслідків від цієї взаємодії (хвороби, смерть окремих організмів, популяцій).
- кількісна оцінка ризику (етап математичного моделювання), яка є ймовірною характеристикою тієї загрози, що виникає для навколишнього середовища при можливих антропогенних (та інших) впливах. Математичне моделювання екологічних процесів і систем з метою аналізу ризику – це, насамперед, виявлення потоків сполук – біогеохімічних циклів. Один з класів математичних моделей, що найчастіше використовуються – лінійні стаціонарні балансові моделі;
- управління ризиком. На цьому етапі визначаються еколого-економічні позиції можливих навантажень на систему з урахуванням економічних аспектів, у тому числі співвідношень «витрати-вигода». Особливість етапу – його велика різноманітність. Він має важливе значення для управління природним середовищем, регулювання його якості [7, 8, 12].

Інформація, яка наноситься на споживчу тару для свіже упакованої плодової продукції повинні містити такі дані:

- назву продукту;
- назву і місцезнаходження (юридичну адресу, країну) номер телефону виробника, пакувальника, експортера, імпортера;
- товарний знак виробника (за наявності);
- номінальну масу нетто (г, кг) або кількість продукту (шт.);
- помологічний (для плодово-ягідних культур), або ампелографічний (для винограду) сорт;
- товарний сорт;

- рекомендації щодо способів приготування та особливостей оброблення продукту. Обов'язковий попереджувальний напис: "Перед вживанням ретельно промити у проточній воді";
- дату збирання і дата пакування (місяць, рік);
- відомості щодо вирощування (відкритий/захищений ґрунт);
- дату останнього оброблення пестицидами та інсектицидами;
- умови зберігання (температурний режим, відносну вологість повітря, освітлення);
- енергетична цінність(калорійність) (в кДж і (або) ккал);
- поживну (харчову) цінність;
- позначення нормативного документа, згідно з яким вирощено і може бути ідентифіковано продукт;
- строк зберігання (строк придатності);
- номер партії;
- інформацію щодо сертифікації (за наявності);
- штриховий код.

У разі, коли продукт вирощений із застосуванням генної інженерії, на етикетку продукту обов'язково треба наносити відповідний напис, який за розміром повинен бути не меншим загальної назви продукту [13, 14].

Аналіз обов'язкової інформації тари не дає можливості споживачеві обирати більш екологічну продукцію.

Екологічна техноємність є тільки частиною повної екологічної ємності території, яка зумовлюється показниками:

- об'ємом головних природних компонентів – сукупності водоєм та водотоків, земельної площі, біомаси флори і фауни;
- силою потоків біогеохімічного колообігу, що оновлюють вміст вищевказаних компонентів – процесів почвоутворення та продуктивністю біоти.

Безпека агроєкосистеми визначається й тим, наскільки її стан близький до стійкого, а тому головними параметрами виступають:

- збереження розміру екосистеми та її біомаси;
- стійкість видового складу та чисельне відношення між видами й функціональними групами організмів. Від цього залежить стабільність трофічних зв'язків, внутрішніх взаємодій між структурними компонентами екосистеми та її продуктивність [6, 8, 9, 10].

Критерієм стійкості окремої популяції в складі агроєкосистеми може бути вираження $s_r < 2\gamma$, де γ – репродуктивний потенціал, а s_r – дисперсія його відхилень від середнього рівня. При $s_r > 2\gamma$ різко зростає вірогідність деградації та вимирання особин певного виду.

Для більшості наземних природних спільнот показник різноманіття видового складу (по Симпсону) має значення $D = 0,7-0,9$ та більше. Низьке різноманіття (на рівні $D = 0,05-0,2$) спостерігається

в системах монокультур та (або) сильно деградованих природних спільнотах, коли лишається практично один домінуючий вид. Середнє значення показника ($D = 0,2-0,7$) свідчить про нестійкість системи. Зміна показника біорізноманіття більш ніж на 5% свідчить про наявність великих зовнішніх навантажень на екосистему, а більш ніж на 50% – про загрозований рівень такого впливу [4].

Це завдання може бути вирішене шляхом створення секторальних систем екологічної безпеки відповідно до міжнародних стандартів і європейського регламенту з ефективними управлінськими і економічними механізмами.

Висновки:

- Введення знаку екологічного маркування повинно надати споживачам можливості вибрати більш екологічно пріоритетну продукцію, що, своєю чергою, є додатковим механізмом підтримки виробників, які поліпшують екологічні аспекти своєї діяльності та випускають продукцію з мінімальним впливом на навколишнє середовище та здоров'я людини.
- систематизувати характеристику екологічних ризиків та обґрунтувати вибір методів ризик-менеджменту екологічних небезпек плодівництва;
- характеризувати та провести системний аналіз змісту сучасних інструментів контролю за еколого-економічними ризиками виробничих процесів у галузі плодівництва.

Література.

1. Регіональний вимір екологічної безпеки України з урахуванням загроз виникнення техногенних і природних катастроф: Монографія. / Н. Агаркова, А. Качинський, А. Степаненко. – К.: НІСД, 1996. – 73 с. – (Сер. “Екологічна безпека”; Вип. 2).
2. Александрова Т. Нормирование антропогенно–техногенных нагрузок на ландшафт. Состояние проблемы. Возможности и ограничения / Т. Александрова // Изд. АН СССР. Сер. География. – 1990. – №1. – С. 46-55.
3. Алексеенко И. Последняя цивилизация? / И. Алексеенко, Л. Кейсевич. – К.: Наук. думка, 1997. – 411 с.
4. Научно–технический прогресс, безопасность и устойчивое развитие цивилизации / Б. Гидаспов, И. Кузьмин, Б. Ласкин и др. // Журн. Всесоюз. хим. Об-ва. – 1990. – 35, № 1. – С. 9-14.
5. Данченко Л. В. Безопасность пищевого сырья и продуктов питания. / Л.В. Данченко, В.Д. Надыкта – М.: Пищевая промышленность, 1999. – 352 с.
6. Доклад о развитии человечества 2006. Что кроется за нехваткой воды: власть, бедность, глобальный кризис водных ресурсов. Опубликован для программы развития ООН (ПРООН) / Пер. с англ. – М.: Весь мир, 2006 – 440 с.

7. *Домарецький В. А.* Екологія харчових продуктів / *В.А. Домарецький, Т.П. Златев.* – К.: Урожай, 1993. – 192 с.
8. *Качинський А.* Концепція ризику у світлі екологічної безпеки України. / *А. Качинський.* – К.: НІСД, 1993. – 49 с. – (Сер. “Наукові доповіді”; Вип.14).
9. *Качинський А.* Стійкість екосистем та проблема нормування в екологічній безпеці України / *А. Качинський, О. Наконечний.* – К.: НІСД, 1996. – 52 с.
10. *Мельников Н. Н.* Пестициды. Химия, технология и применение. *Н.Н. Мельников.* – М.: Химия, 1987. – 712 с.
11. *Урсул А.* Экологическая безопасность: развитие, проблемы и перспективы / *А. Урсул.* // Социально-политические науки. – 1991.– № 12. – С. 3-11.
12. *World Health Organization, Our Planet, Our Health: Report of the WHO Commision on Health and the Environment.* – Geneva: WHO, 1992. – 300 s.
13. ДСТУ ISO 14024:2002 (ISO 14024:1999, IDT) Екологічні маркування та декларації. Екологічне маркування типу I. Принципи та методи. – Введ. 01.07.2004. – К.: Держстандарт України, 2008. – 15 с.
14. ДСТУ 4518:2008. Продукти харчові. Маркування для споживачів. Загальні правила. – Введ. 01.11.2008. – К.: Держстандарт України, 2008. – 8 с.

КРИТЕРИИ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛОДОВОДСТВЕ

Бойко О.В., Халиман І.А., Побигун А.М.

Аннотация – в работе рассмотрены вопросы экологической безопасности по критериям стойкости и экологического риска отрасли плодоводства.

CRITERIA OF ECOLOGICAL SAFETY ARE IN GARDENING

O. Boyko, I. Khaliman, A. Pobigun

Summary

The questions of ecological safety are in-process considered after the criteria of firmness and ecological risk of industry of gardening.



УДК 628.34

ВИЗНАЧЕННЯ ХІМІЧНИХ РЕЧОВИН ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ СТІЧНИХ ВОД ГАЛЬВАНІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

Мовчан С.І. к.т.н.,

Орел О.М. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619)42-25-85

Анотація - запропонована технологія очищення стічних вод гальванічного виробництва комплексом хімічних речовин, яка сприяє підвищенню ступеню їх очищення, зменшення енергетичних витрат та удосконаленню водного господарства гальванічних відділень промислових підприємств.

Ключові слова – хімічні речовини, стічні води, очисні споруди, енергетичні витрати, гальванічне виробництво.

Постановка проблеми. На сучасному розвитку водоочисного обладнання існуючі методи очищення й знешкодження виробничих стічних вод гальванічних відділень не в повній мірі задовольняють не тільки технологічним вимогам обробки даного виду стічної води, скільки вимогам діючих стандартів і правил, щодо скидання стічної води до водоймищ та у навколишнє природне середовище.

Пов'язано це насамперед, як із умовами проектування так експлуатації водоочисного обладнання. Специфіка очищення й знешкодження виробничих стічних вод передбачає комплексну обробку практично усього спектру забруднюючих речовин, які використовуються у технологічних процесах.

Крім того, необхідно відзначити, що немаловажним є екологічний аспект очищення даного виду стічних вод. Спираючись на який необхідно ще більш суворіше дотримуватися правил й вимог скидання очищених стічних вод до водоймищ та водних об'єктів країни.

В таких умовах виробничої діяльності необхідно передбачити використання багатоступеневих технологій очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва промислових підприємств.

Таким чином, розробка нових та удосконалення уже існуючих способів очищення й знешкодження виробничих стічних гальванічного виробництва, дозволить вирішити технічні завдання, які полягають в забезпеченні надійності водоочисного обладнання та устаткування.

При розробці технологій, технічних засобів та обладнання не завжди в повній використовується хімічні речовини, які застосовуються для очищення, а в деяких випадках для нейтралізації стічних вод, що містять у собі йони важких металів. Обумовлено це специфікою вироб-

ництва, коли в загальному об'ємі стічних вод знаходяться, а точніше відзначити необачно змішуються кислі, лужні та промивні води. Що не завжди сприяє не лише ефективності їх очищення та знешкодження, а призводить до небажаних наслідків при їх обробці та нейтралізації.

Крім того, має місце необґрунтоване збільшення обсягів шламів й осадів, що суттєво ускладнює роботу очисних споруд і призводить до збільшення енергетичних витрат.

Тому одним із пріоритетних напрямків є застосування не лише надійних способів очищення стічних вод, а й вирішення комплексу завдань і задач, які дозволяють повністю вирішити процеси високоефективної обробки, а й контролю якості їх очищення, а такою обробити й нейтралізувати осади, що утворюються внаслідок видалення їх із стічної води.

Схематичне зображення етапів обробки стічної води гальванічних відділень промислових підприємств наведено на рисунку 1.

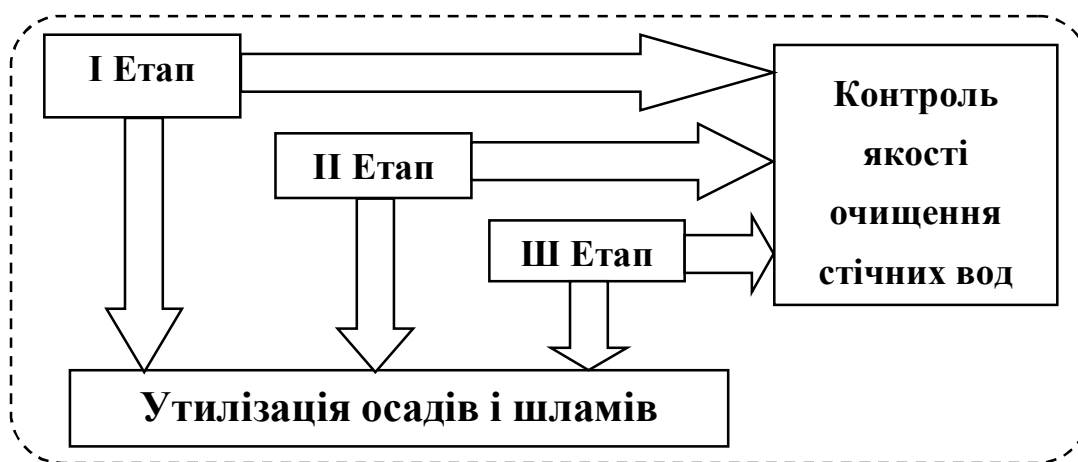


Рис. 1. Схематичне зображення етапів обробки стічної води гальванічних відділень промислових підприємств.

Аналіз останніх досліджень. При використанні хімічних речовин для очищення й знешкодження виробничих стічних вод гальванічних відділень намітилися тенденція очищення різновидів стічних вод гальванічних відділень, за рахунок використання окремих видів хімічних речовини.

Застосування хімічних речовин для очищення стічних вод промислових підприємств відомо з початку їх широкого застосування у виробничих процесах, внаслідок певних переваг, які полягають в наступному. По – перше, хімічні речовини, які використовуються в більшості випадків не суттєво порушують фізико – хімічні властивості уже стічної води. По – друге, застосування хімічних речовин разом з фізико – хімічними способами їх знезаражування більш ефективний та раціональний спосіб. І, на кінець, хімічні речовини в більшості випадків пов'язують подальші комплексні методи оцінки їх якості та утилізації осадів і шламів.

Загально відомо, що конденсовані фосфати перетворюють слабо діючі миючі розчини до вискоєфективних миючих засобів, які можуть конкурувати з милом та його розчинами [1]. Тому їх як застосування, так і подальша нейтралізацію необхідно проводи у агресивному хімічному середовищі.

Крім того, вважається, що конденсованим фосфатам притаманна деяка самостійність щодо миючої спроможності, а також можливість впливати на колоїдно – хімічні властивості та структуру миючих розчинів, і як наслідок, миючої та очищаючої спроможності. Визначені умови й можливості визначаються типом ПАР, температурою й співвідношенням ПАР і конденсованих фосфатів [2].

Відомі способи очищення хромвміщуючих стічних вод, які передбачають застосування хімічних речовин у певному їх співвідношенні до шестивалентного хрому. Запропонована технологія має відповідні переваги, які пролягають в зменшенні кількості ступенів обробки стічних вод гальванічних відділень промислових підприємств. Більш високому ступеню їх очищення, яке досягає, в окремих випадках, 99,0 ... 99,5 % [3, 4].

При використанні, способу обробки стічних вод, який включає виведення поліетаміну, в кількості 12 ... 16 мг / л, з наступним розділенням фаз стічних вод, що обробляються за допомогою електрофлотації, при густині електричного струму 5 ... 15 мА / см³. З метою підвищення ступеню очищення твердої фази і зниження рівня вологості осаду при обробці твердої фази стічних вод, яка входить до складу осаду, який заброджений [5]. Ще один спосіб, обробки стічних вод, який містить у своєму складі шестивалентний хром, шляхом його електрохімічного відновлення до тривалентного в присутності 2 ... 15 г / л сірчистої кислоти, а також примусового фільтрування через пористий графітовий катод або активованого вугілля в напрямку від катода до аноду. З метою зниження енергетичних витрат, прискоренню протікання обробки стічної води, процес проводять в постійному електромагнітному полі з напругою 250 ... 370 В, розташованих перпендикулярно в напрямку потоку обробки стічної води [6].

При використанні електрохімічної регенерації хромвміщуючих електролітів, з використанням окислених йонів тривалентного хрому, а також за рахунок електролітичного осаджування йонів заліза на керамічному хромованому катоді. Відстань між електродами складає 250... 300 мм. Для зниження вмісту заліза і скорочення часу на регенерацію окислених йонів тривалентного хрому за рахунок попереднього введення до складу електролітів перманганта калію у співвідношення 3 : 1, а електричне осаджування заліза проводять у разі коли катодна й об'ємна густина електричного струму становить 5...10А/дм² и 0,2...0,3 А/л відповідно протягом 6 ... 9 годин [7].

Але поряд з цим, використання хімічних речовин у певному їх співвідношенні має суттєві недоліки. По – перше, збільшується обсяги осадів і шламів, що призводить до ускладнення електрохімічної обробки йонів важких металів. По – друге, не завжди обґрунтовано ускладнюється технологія обробки стічної води та утилізації шламів, за рахунок збільшення ступенів їх обробки. Тому їх використання необхідно проводити обґрунтовано й зважено.

У зв'язку з чим необхідно відзначити, що має місце застосування в технології обробки не зовсім ефективних способів їх обробки, що не завжди призводить до ефективного знешкодження виробничих стічних вод саме від йонів важких металів

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Таким чином, для підвищення ступеню очищення стічних вод гальванічного виробництва, зменшенню енергетичних витрат й удосконаленню технологічного процесу необхідно розробити більш ефективні технічні (технологічні) рішення. При цьому, необхідно вирішити наступні **завдання**, що пов'язані між собою, як технологічно так й технічно:

1. Визначити порядок використання та послідовність введення хімічних речовин при очищенні та знешкодженні виробничих стічних вод гальванічних відділень.

2. Підвищити ступень о ефективність чищення стічних вод гальванічного виробництва від іонів важких металів.

Основна частина. В останній час, очищення стічних вод гальванічних промислових підприємств ускладнюється внаслідок того, що не завжди чітко можливо визначити весь комплекс хімічних речовин, які входять до складу стічних вод. Також має місце неповне або часткове розділення стічних вод відповідно технологічної схеми на лужні, та промивні.

Вибір оптимального технологічного рішення очищення стічної води гальванічного виробництва промислових підприємств – достатньо складна як в технічному так й економічному плані задача. Це обумовлено великою кількістю і різноманіттям сумішей, які входять до складу стічної води та високим рівне вимог, що висуваються до її очищення та знешкодження. При виборі способів, методів і технологій їх очищення стічної води гальванічних відділень враховують не лише їх склад, високі вимоги які при цьому висуваються, а й подальше використання очищеної стічної води у зворотних системах водопостачання промислових підприємств відповідних технологічних процесів.

Енергетичні витрати, в процесі очищення та знешкодження стічних вод гальванічного виробництва, відіграють суттєву роль, внаслідок того, що в загалі визначають раціональність усього технологічного процесу. Результати досліджень по визначенню ефективності очищення стічних йонів важких металів, в залежності від енергетичних витрат, наведено в таблиці 1.

**Результати досліджень
по визначенню ефективності очищення стічних іонів
важких металів, в залежності від енергетичних витрат**

Електричний заряд, Кл / дм ³	Ефективність очищення від іонів важких металів, %		
	Хром VI	Хром III	Залізо III
50	18	12,00	30,0
	48	62,00	60,0
100	98,5	96,0	94,0
	99,25	98,10	96,0
300	96,00	97,00	96,00
	99,50	99,20	98,00
600	96,50	97,00	96,50
	99,50	99,30	98,50
700	96,30	92,40	90,00
	99,80	96,20	91,30

Аналізуючи отримані данні, необхідно відзначити, мають відповідний оптимальний діапазон кількісної величини електричного заряду, яка знаходиться в межах 100 ... 700 Кл / дм³. Пов'язано, це з інтенсивністю проведення способу електрофлокоагуляції, а також з використанням сталевих електродних систем, які мають відповідні переваги щодо використання інших систем очищення.

При невеликих значеннях електричного заряду до 100 Кл / дм³ мають місце невисокі показники енергетичних витрат. Обумовлено це особливостями електричної системи, коли поверхню електродів покриває плівка із мастильних матеріалів, завислих речовин та інших накопичувачів що входять до складу стічної води.

У випадку, коли кількість інтенсивність накопичення шламових відкладень на поверхні електродних систем перевищує критичне значення, це стає зрозумілим не лише по неспроможності працювати обладнання на невеликих витрат стічної води, а й із підвищення витрат електрики, яка перевищує величину у 700 ... 750 Кл / дм³.

В залежності від співвідношення хімічних компонентів відпрацьованого миючого розчину до шестивалентного хрому, витрат електричного заряду має місце різний вплив на йони важких металів. Пояснюється це тим, що водні розчини силікату натрію гідролізуються відповідно наступного рівняння: $Na_2O \cdot SiO_2 + H_2O \Leftrightarrow Na^+ + OH^- + SiO_2 \cdot H_2O$, внаслідок чого їх розчини мають лужну реакцію. Найбільш лужним розчином є метасилікат натрію $Na_2O \cdot SiO_2 \cdot 9H_2O$. У разі пониження відносної лужності силікати приймають більш колоїдну форму, посилюється їх інгібіруюча дія й протикорозійна дія. Поряд з гідроксильними йонами при гідролізі силікатів

лужних металів утворюється кремнієва кислота в колоїдному стані, котра практично нерозчинена у воді і знаходиться в розчині в завислому стані. Встановлено, що колоїдна кремєна кислота має ефективні властивості диспергуючої здібності до усіх видів забруднювачів, а також стабілізує їх в обсязі об'єму розчину, впливаючи як на метал, що обробляється, так і на забруднення що необхідно нейтралізувати. Крім того, силікати натрію, а це солі кремнієвої кислоти із загальною формулою $m \cdot Na_2O \cdot n \cdot SiO_2$. При цьому, технічно чисті силікати класифікуються відповідно величини відношення $Na_2O : SiO_2$, яка має назву модуля. Він може змінюватися, у зв'язку з чим змінюється й властивості силікату. Результати досліджень по визначенню енергетичних витрат, в залежності від кількісного співвідношення хімічних речовин наведено в таблиці 2.

Таблиця 2.

Результати досліджень по визначенню енергетичних витрат, в залежності від кількісного співвідношення хімічних речовин

Електричний заряд, Кл / дм ³	Співвідношення хімічних компонентів відпрацьованого миючого розчину до шестивалентного хрому				
	ПАВ	Na_2SiO_3	$Na_2 Si O_3$	Na_2CO_3	$Na_3P_5O_{10}$
1	2	3	4	5	6
50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	0,05	0,05	0,05	0,25	0,15
100	0,05	0,05	0,10	0,25	0,15
	0,05	0,05	0,10	0,25	0,15
150	0,05	0,05	0,05	0,20	0,10
	0,05	0,05	0,10	0,25	0,15
200	0,10	0,10	0,10	0,20	0,15
	0,10	0,15	0,10	0,25	0,15
250	0,20	0,15	0,15	0,25	0,20
	0,25	0,20	0,20	0,30	0,25
300	0,25	0,25	0,25	1,20	0,25
	0,25	0,25	0,25	1,20	0,25
600	0,50	0,50	0,30	2,50	0,50
	0,50	0,50	0,30	2,50	0,50
700	0,60	0,80	0,50	3,20	1,80
	0,60	0,80	0,50	3,20	1,80

Необхідно відзначити, що в обох випадках отриманих експериментальних даних в табл. 1 і табл. 2, має місце початкова концентрація шестивалентного хрому, яка становила 25 мг / дм³. При цьому, вміст хімічних компонентів та їх кількісний склад кожного компоненту зростає. Отримані дані дозволяють значно зменшити енергетичні витрати, які у відповідних умовах становлять 55 ... 70 %, а в перера-

хунку на електричний заряд раціональне його значення становить 100 ... 600 Кл / м³. Результати випробувань у граничних та оптимальних режимах очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва в залежності від співвідношення компонентів миючого розчину до шестивалентного хрому наведено у таблиці 3.

Таблиця 3.

Результати очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва в залежності від співвідношення компонентів миючого розчину до шестивалентного хрому

Питомі витрати електричного струму, Кл / м ³	Співвідношення компонентів миючого розчину до шестивалентного хрому 1 в одиницях до 5 на 1				
	ПАР	Na ₂ SiO ₃	Na ₄ P ₂ O ₇	Na ₅ P ₃ O ₁₀	Na ₂ CO ₃
50	0,15	0,15	0,15	0,05	0,25
50	0,15	0,10	0,15	0,10	0,20
50	0,15	0,20	0,15	0,05	0,25
100	0,15	0,20	0,15	0,05	0,25
100	0,15	0,25	0,15	0,10	0,20
100	0,15	0,25	0,15	0,05	0,25
200	0,10	0,20	0,10	0,10	0,20
200	0,15	0,20	0,15	0,05	0,25
200	0,15	0,20	0,15	0,05	0,25
300	0,20	1,00	0,20	0,20	1,00
300	0,25	1,25	0,25	0,25	1,25
300	0,25	1,25	0,25	0,25	1,25
500	0,50	2,50	0,50	0,50	2,50
500	0,50	2,50	0,50	0,50	2,50
600	0,20	1,00	0,20	0,20	1,00
600	0,25	1,25	0,25	0,25	1,25
600	0,25	1,25	0,25	0,25	1,25
700	0,20	1,00	0,20	0,20	1,00
700	1,50	5,00	1,50	0,75	5,00
700	1,50	5,00	1,50	0,75	5,00

Наведені результати статистичних даних дозволяють чітко визначити діапазон питомих витрат електричного струму, який знаходиться в межах 100 ... 600 Кл / м³. Отриманий діапазон має найбільшу ефективність у разі, коли відбувається попереднє розділення стічної води за напрямками їх оброблення. Результати випробувань у гранич-

них та оптимальних режимах очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва, в залежності від співвідношення компонентів миючого розчину до шестивалентного хрому наведено в таблиці 4.

Таблиця 4.

Результати очищення й знешкодження стічних вод гальванічного виробництва, в залежності від співвідношення компонентів миючого розчину до шестивалентного хрому

Питомі витрати електричного струму, Кл / м ³	Ефективність очищення від іонів важких металів, %					
	Cr ⁶⁺	Cr ³⁺	Fe ³⁺	Al ³⁺	Cu ²⁺	Zn ²⁺
1	2	3	4	5	6	7
50	48,0	62,0	60,0	56,0	68,0	38,0
50	52,0	66,0	64,0	60,0	70,0	45,0
50	49,0	60,0	63,0	60,0	69,0	50,0
100	100	98,1	96,0	64,0	79,0	55,0
100	100	99,0	98,0	65,5	79,0	55,0
100	100	99,1	98,0	70,2	84,0	58,0
200	99,0	98,5	98,0	73,5	78,0	59,0
200	99,5	99,5	98,5	74,0	79,0	60,0
200	100	98,5	99,5	75,0	80,5	63,0
300	100	99,2	98,0	75,5	85,0	64,0
300	99,0	99,3	98,5	78,0	86,0	65,0
300	100	99,5	98,5	78,0	89,0	67,5
500	100	99,3	98,5	79,0	88,0	66,5
500	100	99,3	99,5	80,0	90,0	65,0
600	99,0	99,5	98,0	80,0	90,	70,0
600	99,5	99,5	99,0	93,0	89,5	72,0
600	99,0	99,5	99,0	81,5	91,0	70,0
700	99,5	99,0	98,5	83,0	89,5	69,0
700	99,8	96,2	91,3	90,0	85,0	68,9
700	99,8	97,2	93,3	91,0	89,0	69,0

Таким чином, означені витрати електричного струму на рівні 100 ... 600 Кл / м³. – в першому випадку і 600 ... 4000 Кл / м³ – у другому випадку у означеній послідовності та у їх певному співвідношенні до шестивалентного хрому пов'язано із наступними перевагами, які мають при цьому місце.

По-перше, утворення та накопичення значних обсягів шламів, сприяє підвищенню ступеню ефективності очищення стічних вод гальванічного виробництва й видаленням йонів важких металів разом з пінним продуктом, що спрощує технологічну схему обробки стічних вод гальванічного виробництва, за рахунок механічного їх пересування в камери накопичення шламу й осадів.

По-друге, додаючи невеличкі домішки хімічних компонентів відпрацьованого миючого розчину, разом із збільшенням температури підвищується транспортуюча швидкість скоагульованих забруднень до пінного шару та прискорення випадку осадів, які утворюється при цьому.

В-третьє, використання компонентів відпрацьованого миючого розчину, пов'язане зі збільшенням диспергуючої здатності та дії на забруднення, а також суттєвим впливом на процес обробки та нейтралізації стічних вод які містять у собі йони важких металів.

В-четвертєх, розчинені сполуки, що містяться у воді яка підлягає очищенню, взаємодіють з хімічним реагентом, що призводить до утворення малорозчинних сполук гідроксидів важких металів, карбонатів, сульфатів, сульфідів тощо.

І, на кінець, у разі збільшення диспергуючої спроможності та впливу на забруднення, а також суттєвим впливом на процес обробки й нейтралізації відпрацьованим миючим розчином виробничих стічних вод, які містять у собі йони хрому та інших важких металів.

Важливим є також, співвідношення і порядок застосування хімічних речовин, коли визначається послідовність їх введення. Поставлена задача вирішується тим, що в способі очищення стічних вод гальванічного виробництва, згідно з яким стічну воду змішують з розчином електроліту, що містить комплекс хімічних компонентів у певному співвідношенні до шестивалентного хрому: Cr^{6+} : ПАР : $\text{Na}_4 \text{P}_2 \text{O}_7$: $\text{Na}_2 \text{SiO}_3$: $\text{Na}_2 \text{CO}_3$: $\text{Na}_5 \text{P}_3 \text{O}_{10}$, із загальною концентрацією електроліту в межах 50 ... 100 мг / дм^3 , а електроліз проводять з використанням сталевих електродів та напірною флотацією згідно корисної моделі, до складу комплексу хімічних компонентів розчину електроліту додають поверхнево - активні речовини (ПАР), який вводять перед $\text{Na}_4 \text{P}_2 \text{O}_7$ у співвідношенні компонентів до Cr^{6+} (мас. ч.) (табл. 5).

Таблиця 5.

Оптимальне значення співвідношення хімічних компонентів до шестивалентного хрому

ПАР	0,15 ... 0,5
пірофосфат натрію ($\text{Na}_4 \text{P}_2 \text{O}_7$)	0,15 ... 0,5
метасилікат натрію ($\text{Na}_2 \text{SiO}_3$)	0,15 ... 0,5
соду кальциновану ($\text{Na}_2 \text{CO}_3$)	0,05 ... 0,5
триполіфосфат натрію ($\text{Na}_5 \text{P}_3 \text{O}_{10}$)	0,05 ... 0,5

На величину розчинності впливають інші розчинені солі, що не мають спільних йонів з речовиною яка осаджується. Це явище зумовлюється зменшенням коефіцієнтів активності у зв'язку зі збільшенням йонної сили розчину додаванням сторонніх електролітів, яке має назву сольового ефекту.

Таким чином, запропонований спосіб, суттєво відрізняється від прототипу і вирішує поставлену задачу, яка полягає у зменшенні кількості осадів, шламів і часу обробки стічних вод, що підвищує ступень та ефективність процесу очищення та суттєво впливає на процес обробки й нейтралізації стічних вод які містять у собі іони важких металів.

Висновки. Результати досліджень, пов'язані з використанням речовин, які входять до складу комплексу хімічних компонентів, дозволяють суттєво підвищити ефективність процесу обробки та ефективності нейтралізації окремих видів стічних вод.

У зв'язку з цим, розроблено технологічне рішення, яке полягає у комплексному використанні хімічних речовин для очищення й знешкочення стічних вод.

Запропонована технологія очищення стічних вод гальванічного виробництва комплексом хімічних речовин має наступні переваги:

- підвищення ефективності очищення стічних вод на 5...7 % та удосконалення водного господарства гальванічних відділень, за рахунок комплексного вирішення поставленого завдання;
- підвищення ступені очищення стічних вод, практично усіх різновидів, до рівня 99,5 ... 99,9 % за рахунок послідовного введення хімічних компонентів.

Література.

1. Дегтерев Г. П. Применение моющих средств (основы теории и практики) / Г. П. Дегтерев. - М.: Колос, 1981. – 239 с.
2. Спринг С. Очистка поверхности металлов / С. Спринг. – М.: Мир, 1966. – 193 с.
3. А. с. № 1730045 СССР, МКИ С02 F1 / 46. Способ очистки хромосодержащих сточных вод / Н. И. Бунин, С. И. Мовчан; Мелитопольский институт механизации сельского хозяйства.- № 4670283 / 26; заявл. 30. 03. 89; опубл. 30. 04. 92, Бюл. № 16.
4. А. с. № 1730046 СССР, МКИ С02 F1/46. Способ очистки хромосодержащих сточных вод / Н. И. Бунин, С. И. Мовчан; Мелитопольский институт механизации сельского хозяйства - № 4670283 / 26; заявл. 30. 03. 89; опубл. 30. 04. 92, Бюл. № 16.
5. А. с. № 905202 СССР, МКИ С 02 F 1 / 46. Способ обработки сточных вод / Т. Н. Козинцев, Б. Л. Принц, В. К. Лепоркин, Н. М. Сорочкин, Г. А. Корзина, Г. С. Альтовский, В. П. Иваниц, В. А. Шпицберг, В. В. Иванов и Т. М. Жданова. - № 2842956 / 29 - 26; Заявл. 27. 11. 79; Опубл. 15. 02. 82, Бюл. № 6.
6. А. с. № 905203 СССР, МКИ С 02 F 1 / 46. Способ обработки сточных вод, содержащих шестивалентный хром / Е. Г. Ризо и Г. Н. Герасимов. - № 2866331 / 23 - 26; Заявл. 07. 12. 79; Опубл. 15. 02. 82, Бюл. № 6.
7. А. с. № 905339 СССР, МКИ С 25 D 21 / 18. Способ электрохимической регенерации хромовокислых электролитов / Л. Н. Клейн, В. Ф.

- Конюк, Я. М. Бейзерман и А. Д. Соколов.* - № 2878091 / 22 - 02; Заявл. 04. 02. 80; Опубл. 15. 02. 82, Бюл. № 6.
8. Створення удосконалених конструктивних елементів споруд локального захисту водних джерел від забруднення техногенними чинниками та впровадження ресурсозберігаючих технологій очищення стічних вод: звіт про НДР (проміжний) / ІПІМ УААН; кер. *П. І. Коваленко*; [вик. *С. І. Мовчан та інш.*] – К., 2009. – 39 с. № держреєстрації 0107U005382.
 9. Дослідити закономірності зміни екологічного стану водних джерел від техногенних чинників, розробити наукові основи та способи екологічно безпечного їх функціонування: звіт про НДР (заключний) / ІПІМ УААН; кер. *П. І. Коваленко*; [вик. *С. І. Мовчан та інш.*] – К., 2010. – 40 с. № держреєстрації 0107U005382.
 10. Пат. № 9877А Україна, МПК⁷ C02 F1 / 46. Спосіб обробки стічних вод гальванічного виробництва промислових підприємств / *С. І. Мовчан.* - – № у 2005 03515; заявл. 14. 04. 2005, опубл. 17. 10. 2005, Бюл. № 10.
 11. *Мовчан С. І.* Інструкція технологічного процесу очищення стічних вод промислових підприємств / *С. І. Мовчан, А. І. Левченко, М. В. Морозов.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. - 40 с.
 12. Пат. № 45347 Україна, МКП⁷ C 02 F 1 / 46. Спосіб очищення стічних вод гальванічного виробництва / *С. І. Мовчан.* – № у 2009 04539, заявл. 07. 05. 2009; опубл. 10. 11. 2009, Бюл. № 21

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХИМИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ СТОКОВЫХ ВОД ГАЛЬВАНИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

С.И. Мовчан, А.Н. Орел

Аннотация – предложена технология очистки сточных вод гальванического производства комплексом химических веществ, которая способствует увеличению степени их очищения, снижению энергетических затрат и усовершенствованию водного хозяйства гальванических отделений промышленных предприятий.

DETERMINATION OF CHEMICALS IS FOR CLEANING OF EFFLUENTS OF GALVANIC PRODUCTION

S. Movchan, O. Orel

Summary

The technology of purification of soil waters of galvanical enterprises by the complex of chemical substances which is favouf to increase the grade of its rectification decreasing energetical outgoings and developing galvanical division of industrial enterprises.



УДК 631.3.004

РОЗРОБКА НОВОГО МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ УМОВНОЇ ФУНКЦІЇ РОЗПОДІЛУ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ МАШИН

Сушко О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (061) 42-13-54

Анотація – в статті наведені основні положення розробки нового методу визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу складових частини машини з метою прогнозування їх залишкового ресурсу за результатами діагностування.

Ключові слова – імітаційні моделі, прогнозування, ресурсні параметри, технічний стан, методи побудови моделей прогнозування, залишковий ресурс.

Постановка проблеми. Для встановлення точності існуючих методів індивідуального прогнозування технічного стану агрегатів машин треба мати потужний статистичний матеріал у вигляді ансамблів реалізацій діагностичних параметрів. В результаті обробки такого матеріалу виявилось, що цілий ряд припущень, на яких заснований існуючий метод прогнозування, у багатьох випадках виконується лише частково, а іноді не виконується зовсім [1, 2]. Похибка прогнозування суттєво залежить від ступеня адекватності такого описання відповідному реальному процесу. У свою чергу, точність моделі можна виявити шляхом експериментальної перевірки правомірності допущень та припущень, зроблених при будівництві цієї моделі [3].

У зв'язку з цим виникла потреба в розробці більш загальної моделі зміни ресурсного параметра в залежності від напрацювання та на її основі отримання функції умовного розподілу залишкового ресурсу.

Аналіз останніх досліджень. Попередніми дослідженнями [2,3] встановлено, що існуючий метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350 - 430 мото-год., що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт. Це довело необхідність побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичного параметра та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини.

Зроблено висновок, що описання випадкового процесу зміни ресурсних параметрів $u(t)$, де $z(t)$ є стаціонарний нормальний випадковий процес, з достатньою точністю та достовірністю відображає реальний процес зміни ресурсного параметру і може бути взято за основу для прогнозування остаточного ресурсу складових частин машин за результатами їх діагностування [2, 3].

Формулювання цілей статті. Метою роботи є розробка нового методу визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу складової частини машини з метою розробки загальної моделі зміни ресурсного параметра в залежності від напрацювання.

Основна частина. Якщо величина показника швидкості зміни параметра V конкретної складової частини відома (так можна вважати за наявності не менше трьох результатів її діагностування), то її середній залишковий ресурс знайти вельми просто:

$$t_{зал}^{cp} = (U_n / U_n)^{1/\alpha} - t_k. \quad (1)$$

Для визначення умовної вірогідності відмови врахуємо монотонний характер процесу зміни ресурсного параметра, оскільки в цьому випадку умовні функції розподілу ресурсу $F(t_{зал}/u)$ та параметра $F(u/t_{зал})$ пов'язані співвідношенням [5]:

$$F(t_{зал}/u) = 1 - F(u/t_{зал}). \quad (2)$$

Враховуючи це, можна записати для випадкової величини залишкового ресурсу θ і випадкової величини зміни параметра ψ такий вираз:

$$P\{\theta \leq t_{зал} / u(t_k) = u_k\} = 1 - P\{\psi \leq u_n / \theta(u_k) = t_{зал}\}. \quad (3)$$

Звідси за формулами теорії вірогідності з урахуванням математичної моделі [1] процесу $u(t)$ отримаємо

$$P\{\theta \leq t_{зал} / u(t_k) = u_k\} = P\{Z_{t_k} + t_{зал} \geq u_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha / Z_{t_k} = u_k - Vt_k^\alpha\} \quad (4)$$

У правій частині останнього рівняння стоїть вираз умовної вірогідності, яку можна визначити за допомогою формули умовного нормального розподілу [5], оскільки випадкові величини $Z(t_k)$ і $Z(t_k + t_{зал})$ розподілені нормально. Остаточо матимемо:

$$\begin{aligned} Q(t_{зал} / u_k) &= P\{Z(t_k + t_{зал}) \geq u_n - V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha / u_k\} = \\ &= \Phi \left[\frac{V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_z \cdot (u_k - Vt_k^\alpha) - u_n}{\sigma_z \sqrt{1 - \rho_z^2(t_{зал})}} \right], \end{aligned} \quad (5)$$

де $\Phi(x)$ - табульований інтеграл вірогідності, тобто:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-y^2/2} dy.$$

Аналіз виду автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ випадкового процесу $z(t)$ різних діагностичних параметрів, яка входить в цю

формулу, свідчить про те, що в першому наближенні її можна апроксимувати кусочно-лінійною залежністю:

$$\begin{aligned} c_Z(\phi) &= 1 - \phi/\phi_{кор} \quad \text{при } \phi \leq \phi_{кор}; \\ c_Z(\phi) &= 0 \quad \text{при } \tau > \tau_{кор}, \end{aligned} \quad (6)$$

де $\tau_{кор}$ – час кореляції (напрацювання) після закінчення якого стохастичним зв'язком між значеннями процесу $z(t)$ можна знехтувати.

Дослідження показали, що форма функції $\rho_z(\tau)$ практично не впливає суттєво на величину залишкового ресурсу. Тому автокореляційну функцію процесу $z(t)$ будемо записувати у вигляді (6).

Для визначення часу кореляції $\tau_{кор}$ слід обчислити середнє арифметичне визначених за формулою (3) коефіцієнтів кореляції, що стоять на діагоналі, паралельній головній діагоналі кореляційної матриці r_{cp} [5] і потім здійснити зворотне перетворення Фішера:

$$c_Z(t_M) = thr_{cp} = \frac{\exp(-r_{cp}) + \exp(r_{cp})}{\exp(-r_{cp}) - \exp(r_{cp})}. \quad (7)$$

Повторивши аналогічні дії для інших діагоналей матриці кореляцій, можна розрахувати значення автокореляційної функції при $\phi = 2t_M, 3t_M, \dots, mt_M$. Після треба побудувати графік функції $c_Z(\phi)$ і визначити абсцису його перетину з віссю Qt . Це і буде час кореляції $\tau_{кор}$.

Зрозуміло, що такий шлях обчислення показника $\tau_{кор}$ вельми складний, а при обмеженому обсязі вихідних даних може дати велику похибку. Пропонуємо інший спосіб, який дозволяє оцінити мінімальне можливе значення $\tau_{кор}$. Як вже відмічалось, процес зміни ресурсного параметра є монотонним. Для визначеності розглянемо монотонно неубутний процес $u(t)$. Якщо при t_k процес мав значення u_k , то через деякий інтервал часу τ значення процесу $u(t_k + \tau)$ повинно бути не менше u_k , тобто $u(t_k + \tau) \geq u_k$. Згідно моделі [1] кореляція між $Z(t_k)$ і $Z(t_k + \tau)$ повинна бути такою, щоб забезпечити виконання нерівності:

$$V(t_k + \phi)^\sigma + Z(t_k + \phi) \geq Vt_k^\sigma + Z(t_k). \quad (8)$$

Використавши наближені формули розкладання в ряди [6] і ряд допущень, а також врахувавши відомі діапазони можливої зміни параметрів V , t_k , α , τ , отримаємо у результаті наближену оцінку часу кореляції:

$$\phi_{кор} = \frac{2,3T_{cp}(1+V)y_Z}{\bar{b}u_n}, \quad (9)$$

де T_{cp} і V – середній ресурс елемента та його коефіцієнт варіації.

Однак на практиці типовою є ситуація, коли відоме тільки одне значення діагностичного параметра вузла або агрегату. В цьому випадку скористаємося функцією щільності розподілу $f_v(V)$ випадкової для множини елементів величини V , яку можна визначити,

наприклад, виходячи з функції розподілу ресурсу елементу по параметру. Вважаючи, що ресурс має трьохпараметричний розподіл Вейбулла з параметрами форми b , масштабу a та зсуву c отримуємо:

$$f_V(V) = \frac{b}{\delta a^b} V^{-\frac{1+\delta}{\delta}} (V^{1/\delta} - c)^{\delta-1} \exp\left[-\frac{(V^{1/\delta} - c)^\delta}{a^b}\right]. \quad (10)$$

Враховуючи, що у момент контролю $Z(t_k) = U_k - Vt_k^\alpha$ ми могли б визначити умовну вірогідність відмови при напрацюванні $t = t_k + t_{зал}$ за формулою (4), але тепер величина V нам не відома. Тому застосуємо відому формулу повної вірогідності безперервних випадкових величин [6] для визначення безумовної двомірної щільності розподілу випадкового процесу $Z(t)$:

$$f(Z_1, Z_2) = \int_0^\infty f_V(V) f(Z_1, Z_2/V) dV. \quad (11)$$

де $f(Z_1, Z_2/V)$ – умовний двомірний нормальний розподіл у якому

$$Z_1 = u_1 - Vt_1^\delta, \quad Z_2 = u_2 - Vt_2^\delta, \text{ тобто:}$$

$$f(Z_1, Z_2/V) = \frac{1}{2p\sigma_z^2 \sqrt{1 - c_z^2(\phi)}} \exp\left\{-\frac{Z_1^2 + Z_2^2 - 2c_z(\phi)Z_1 \cdot Z_2}{2y_z^2 [1 - c_z^2(\phi)]}\right\}. \quad (12)$$

За формулою умовної вірогідності аналогічно попередньому отримуємо:

$$f(Z_2/Z_1) = \frac{f(Z_1, Z_2)}{f(Z_1)} = \frac{\int_0^\infty f_V(V) \cdot f(Z_1, Z_2/V) dV}{\int_0^\infty f(Z_1/V) f_V(V) dV}, \quad (13)$$

де $f(Z_1/V) = \frac{1}{\sqrt{2p\sigma_z}} \cdot \exp\left\{-\frac{(u_1 - Vt_1)^\delta}{2y_z^2}\right\}$ – нормальний розподіл випадкового процесу $Z(t)$ в перерізі $t = t_1$ за умови, що показник швидкості дорівнює V .

Поклавши $Z_1 = Z_k = U_k - Vt_k^\delta$, $Z_2 = U_n - V(t_k + t_{зал})^\delta$, запишемо шукану умовну вірогідність відмови $Q(t_{зал}/u_k)$, яка задана виразом (4) з використанням отриманої залежності (13):

$$Q(t_{зал}/u_k) = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\delta}^\infty f(Z_2/Z_1) dZ_2 = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\delta}^\infty \frac{\int_0^\infty f(Z_1, Z_2/V) f_V(V) dV}{\int_0^\infty f(Z_1/V) f_V(V) dV} dZ_2 \quad (14)$$

Враховуючи, що інтеграл в знаменнику (13) не залежить від Z_2 і, помінявши порядок інтегрування в чисельнику, отримуємо:

$$Q(t_{зал}/u_k) = \frac{\int_0^\infty f_V(V) \left\{ \int_{-\infty}^{V(t_k + t_{зал})^\delta U_n} \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi(1 - \rho_z^2)}} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\delta + Z_2^2 - 2c_z(u_k - Vt_k)^\delta \cdot Z_2}{2y_z^2 (1 - c_z^2)}\right] dZ_2 \right\} dV}{\int_0^\infty \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\delta}{2y_z^2}\right] f_V(V) dV} \quad (15)$$

Виконавши інтегрування, остаточно маємо формулу:

$$Q(t_{зал}/u_n) = \frac{\int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k^{\delta})^2}{2y_Z^2}\right] \Phi\left[\frac{V(t_k + t_{зал})^{\delta} + c_Z(u_k - Vt_k^{\delta}) - u_n}{y_Z\sqrt{1 - c_Z^2}}\right] f_V dV}{\int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k^{\delta})^2}{2y_Z^2}\right] f_V(V) dV}. \quad (16)$$

Отриманий вираз для $Q(t_{зал}/u_k)$ по суті є умовною функцією розподілу залишкового ресурсу, яка, як показали багаточисленні розрахунки, дуже добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла. Це косвено підтверджує правильність виконаних перетворень, оскільки відомо, що розподіл ресурсу складових частин найточніше описується саме цим законом. Сене отриманої залежності полягає в тому, що вона дозволяє спочатку вибрати для кожної конкретної точки найбільш вірогідні значення V і Z_k у відповідності до закону розподілу випадкових величин V і $Z_k(t_k)$, а потім знайти вірогідність відмови з урахуванням кореляційного зв'язку між перетинами процесу $Z(t)$ при $t_1 = t_k$ і $t_2 = t_k + t_{зал}$.

Умовне математичне очікування і середнє квадратичне відхилення залишкового ресурсу можуть бути знайдені за стандартними формулами, наприклад:

$$t_{зал}^{cp} = \int_0^{\infty} Q[t_{зал}/u(t_k) = u_k] dt_{зал}. \quad (17)$$

Так, порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за останньою формулою, з відповідними фактичними значеннями по трактору ДТ-75М за такими діагностичними параметрами як опорні катки (за товщиною обода), гусениці (за довжиною ланки) та висоти ґрунтозацепів протектору шин [7], показує їх достатньо близьку відповідність. Практично всі значення $t_{зал}^{cp}$ знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу. Такі ж результати ми очікуємо отримати й для наших параметрів. Наступним етапом даної роботи передбачається визначити погрішності розробленого методу прогнозування остаточного ресурсу складових частин за експериментальними даними та порівняти їх з існуючим методом.

Висновки. Отримана умовна функція розподілу залишкового ресурсу складових частин мобільної техніки. Вона добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла та дозволяє знайти вірогідність відмови. Порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за отриманою формулою, з відповідними фактичними значеннями діагностичних параметрів показало їх близьку відповідність. Практично всі значення серед-ніх залишкових ресурсів знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу.

Література.

1. *Сушко О.В.* Підвищення ефективності ремонту дизелів транспортних засобів оптимізацією ремонтно-обслуговуючих дій // *О.В. Сушко.* – Дисс. канд. техн. наук. – К.: 2007. – 178 с.
2. *Сушко О.В.* Описання імітаційних моделей, які використовуються для дослідження системи технічного обслуговування та ремонту машин // *Праці ТДАТУ / О.В. Сушко* – Випуск 9. – т. 4. – Мелітополь. – 2010 р. – с. 37- 41.
3. *Посвятенко Е.К., Сушко О.В.* Визначення похибки існуючого методу прогнозування залишкового ресурсу складової частини машини // *Науково - техніч. збірник «Вісник НТУ» / Е.К.Посвятенко, О.В. Сушко.* – Київ. – № 18. – 2011р. – с. 71-75.
4. *Кордонский Х.Б., Харач Г.М., Артамоновский В.П.* Вероятностный анализ процесса изнашивания / *Х.Б. Кордонский, Г.М. Харач, В.П. Артамоновский.* – М.: Наука, 1978. – 56 с.
5. *Смирнов Н.Н., Дунин-Барковский И.В.* Курс теории вероятностей и математической статистики / *Н.Н. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский.* – М.: Физматгиз, 1969. – 511 с.
6. *Корн Г., Корн Т.* Справочник по математике / *Г. Корн, Т. Корн .* – М.: Наука, 1974, 831 с.
7. *Сельцер А.А.* Прогнозирование безотказности и определение допустимых изменений параметров состояния элементов тракторов (на примере подвески тракторов Т-74, ДТ-75) // *А.А. Сельцер.* – Дисс. канд. техн. наук. – М.: 1979. – 204 с.

**РАЗРАБОТКА НОВОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
УСЛОВНОЙ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО
РЕСУРСА МАШИН**

О.В. Сушко

Аннотація – в статті приведені основні положення розробки нового методу визначення умовної функції розподілення залишкового ресурсу складових частин машин з метою прогнозування їх залишкового ресурсу по результатам діагностування.

**DEVELOPMENT DETERMINATION OF NEW METHOD OF
CONDITIONAL DISTRIBUTING FUNCTIONS OF REMAINING
MACHINES RESOURCE**

O. Sushko

Summary

In the article the substantive provisions of development of new method of determination of conditional function of distributing of remaining resource of component parts of machines are resulted with the purpose of prognostication of their remaining resource on diagnostic results.



УДК 631.354.2

КРИТЕРІАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ПРОБЛЕМИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗБИРАННЯ НЕЗЕРНОВОЇ ЧАСТИНИ ВРОЖАЮ

Шокарев О.М., к.т.н.,

Шегеда А.В.,

Шегеда К.О.

Таврійський Державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація – наведені фактори, які впливають на надійність різального пристрою комбайну. Встановлений загальний критерій ефективності технологічного процесу збирання незернової частини врожаю при обчісуванні рослин на корені.

Ключові слова – обчісування рослин на корені, різальний пристрій, фактори, критерій ефективності технологічного процесу.

Постановка проблеми й аналіз останніх досліджень. Одним з перспективних напрямів комбайнової технології збирання зернових культур є збирання методом обчісування рослин на кореню, яка дозволяє в разі підвищити продуктивність комбайнів при істотному зниженні їх енергоємності і металоємності [1,2].

Але для підвищення надійності технологічного процесу обчісування зернових культур треба підвищити в першу чергу надійність робочих органів різального пристрою комбайна.

На теперішній час відомо декілька типів різальних пристроїв, що забезпечують зрізання обчісаних стеблин перед рушіями комбайнів по всій ширині захвата обчісувального пристрою і укладання їх в валок, який здатні підібрати і утилізувати існуючі комплекси машин.

Тому необхідно здійснити критеріальний вибір різальних пристроїв для подальшого підвищення надійності технологічного процесу збирання незернової частини врожаю (НЧВ) при обчісуванні рослин на корені.

Формулювання цілей статті. Кількісний вимір критерію обумовлює наявність певного його математичного виразу, який називається цільовою функцією.

Критерій, що використовується при обґрунтуванні рішень, можна поділити на оптимізаційні та обмежуючі.

До оптимізаційних ставиться додаткова вимога, щоб цільова функція мала екстремум, який відповідав би кращому з можливих рішень. Обмежуючий критерій встановлює гранично допустимі значення бажаних характеристик системи для того, щоб при обґрунтуванні рішення вилучити ті варіанти, що не забезпечують заданих обмежень.

Дана стаття присвячена проведенню концептуальних досліджень з метою вибору загального критерію ефективності збирання незернової частини врожаю при обчисуванні рослин на корені, який дозволить здійснити критеріальний вибір різальних пристроїв .

Основна частина. Відповідальність критерію поставленій цілі значною мірою пов'язана з рівнем узагальнення результатів рішення. У наведеному на рисунку 1 прикладі нижній рівень цілей містить такі показники, як кількість машин (n_m), експлуатаційна продуктивність ($W_{ек}$), коефіцієнт змінності ($K_{зм}$), затрати праці (Z_n), експлуатаційні витрати ($S_{ек}$), втрати врожаю ($U_в$). Проте ці показники є лише частковими складовими ефективності робіт. Більш загальним показником є, наприклад, продуктивність у розрахунку на одного працівника, що зайнятий на збиранні (W_p). Його можна приймати як критерій при оптимізації числа збиральних машин залежно від розмірів полів та інших природно-виробничих факторів, бо він має явний екстремум і до певної міри відображає мету при не достатку робочої сили. Проте його недоліком є те, що не враховуються витрати на виконання робіт.

Мінімізація приведених витрат ($S_{np} \rightarrow \min$) на одиницю виконаних робіт широко використовується як цільова функція при проектуванні, плануванні і організації виробничих процесів. Проте він не відображає впливу збирального комплексу на кінцеві результати (продукцію) [3].

Критерій ефективності праці є інформативним для оцінки технологій, комплексів машин і виробничих процесів.

Варто зазначити, що вибір критерію суттєво залежить від виробничих обставин. Наприклад, при проведенні робіт в умовах дефіциту часу або робочої сили комплекс машин оптимізують за мінімумом затрат праці ($Z_n \rightarrow \min$) або максимумом продуктивності ($W_{np} \rightarrow \max$). Якщо більш суттєвою є економія коштів, то оптимізацію можна проводити за мінімумом приведених витрат на одиницю продукції ($S_{np} \rightarrow \min$).

Найбільш загальним із приведених на схемі критеріїв є ефективність праці (E_n , грн./люд-год.):

$$E_n = \left[m'_{CT} \cdot \Gamma \cdot B_p \cdot V_M \cdot T \left(1 - \frac{g_a}{100} \right) \right] \cdot (C_o - S_{ek}) / Z_n \rightarrow \max ,$$

де E_n – ефективність праці, грн./люд-год.;

T – час роботи комбайна, год.;

g_a – відсоток втрат незернової частини врожаю, %;

C_o – вартість незернової частини врожаю, грн./кг;

S_{ek} – експлуатаційні витрати, грн./кг;

Z_n – затрати праці, люд.-год.;

m'_{CT} – маса однієї обчесаної стеблини, кг;

Γ – густина стеблистою, шт./м²;

B_p – ширина захвату різального пристрою, м;

V_M – швидкість комбайна, м/год.

Розглянемо надійність різального пристрою, як складову технологічної та технічної надійності (рис. 1).

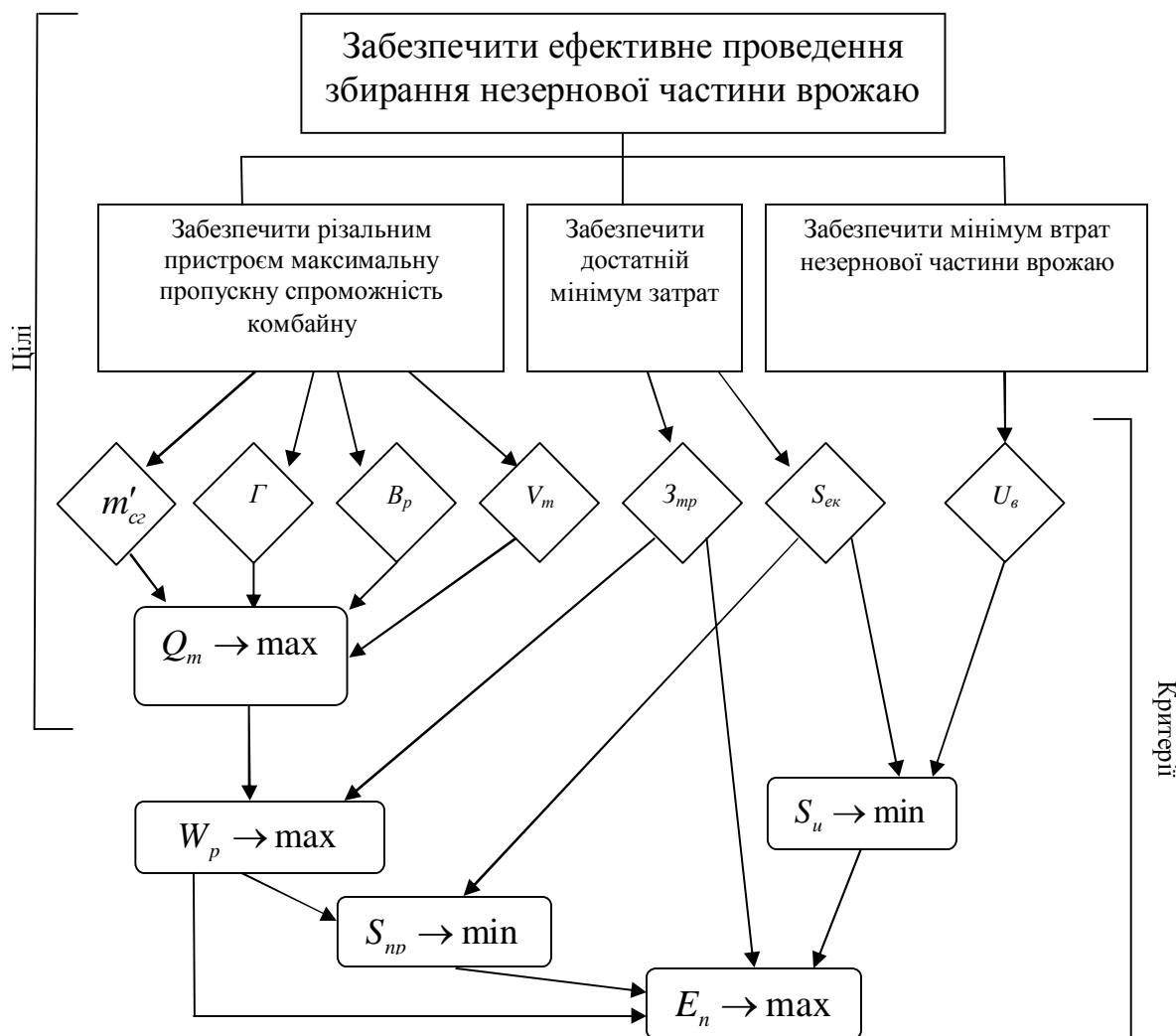


Рис. 1. Дерево цілей і критеріїв збирання незернової частини врожаю після обчисування рослин на корені.

Властивостями технологічної надійності є: ступінь зрізу обчесаних стеблин зернових культур, які надходять в зону зрізання після обчисувального пристрою в похилому стані; ступінь стеблин, які зрізали та вклали на транспортуючий механізм і які потрапили в валок; здатність створеного валка до підбору діючим комплексом машин для збирання незернової частини врожаю; напрацювання різального пристрою.

Важливе значення для підвищення надійності транспортуючих граблин має коефіцієнт тертя між стеблинами і верхньою поверхнею граблин. Надійне транспортування зрізаних стеблин з зони різання потребує достатнього зчеплення їх з транспортуючою поверхнею граблини. Швидкість транспортуючих граблин відносно корпусу комбайну дорівнює швидкості сегментних ножів, так як вони закріплені на загальному ланцюгу.

Отже, верхня поверхня транспортуючих граблин повинна мати дві різних ділянки з суттєво відмінними значеннями коефіцієнта тертя. Так, передня частина граблини – зона приймання зрізаних стеблин для безперешкодного ковзання стеблин, які надходять до основи граблини, повинна мати мінімальний коефіцієнт тертя. Основна частина граблини – зона транспортування для забезпечення транспортування стеблин без проковзування. Вона повинна мати максимальний коефіцієнт тертя.

Властивостями технічної надійності є: безвідмовність, ремонтоздатність; збереженість та довговічність різального пристрою.

В свою чергу властивостями довговічності різального пристрою є: зносостійкість, витривалість деталей та зчеплення не роз'ємних з'єднань різального пристрою.

При дослідженні ефективності технічних систем, як правило відокремлюють три групи факторів: якість, умови функціонування, способи використання.

Фактори, які впливають на надійність різального пристрою:

- фізико-механічні властивості культур, що збираються;
- конструктивні параметри та якість технологічного процесу виготовлення різального пристрою;
- режими роботи, організація та технологія ТО, зберігання та ремонту пристрою, а також спосіб відновлення деталей пристрою.

Висновки. Таким чином для підвищення ефективності технологічного процесу збирання НЧВ при обчисуванні зернових культур на корені потрібно:

- підвищити продуктивність різального пристрою за рахунок конструктивних параметрів різального пристрою в тому числі і транспортуючого механізму, а також за рахунок підвищення рівня безвідмовності пристрою;

- мінімізувати затрати на технічне обслуговування та ремонт, які є складовими приведених витрат ($S_{np} \rightarrow \min$). Мінімізація затрат можлива за рахунок підвищення рівня довговічності та ремонтоздатності;
- мінімізувати втрати при збиранні [$g_s \rightarrow \min$] за рахунок вдосконалення конструкції робочих органів різального пристрою, а також за рахунок зменшення інтенсивності зносу поверхонь граблін транспортуючого механізму.

Задача подальших теоретичних досліджень полягає у визначенні кінематичних, геометричних параметрів різального пристрою який забезпечує зріз та транспортування зрізаних обчесаних стеблин без втрат, а також в обґрунтуванні поверхні транспортуючої граблени, яка забезпечує транспортування зрізаних обчесаних стеблин без втрат.

Література.

1. Разработаны технологические процессы и основные рабочие органы рисоуборочного комбайна и полевой уборочной машины, основанных на принципе обмолота растений на корню.// Заключительный отчет по НИР/ Мелитоп. институт мех. сел. хоз; № ГР02910041798. – Мелитополь, 1990.–60 с.
2. *Шокарев О.М.* Обґрунтування технологічної схеми та основних параметрів різального пристрою рисозбирального комбайну обчисувального типу. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Луганськ.: ЛНАУ, 2002. – 18 с.
3. *Нагірний Ю.П.* Обґрунтування інженерних рішень / Ю.П.Нагірний – К.: Урожай, 1994 – 216 с.

КРИТЕРИАЛЬНЫЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СБОРА НЕЗЕРНОВОЙ ЧАСТИ УРОЖАЯ

Шокарев А.Н., Шегеда А.В., Шегеда К.А.

Аннотация – приведены факторы, которые влияют на надежность режущего устройства комбайна. Установлен общий критерий эффективности технологического процесса сбора незерновой части урожая при очесывании растений на корню.

CRITERION APPROACH TO PROBLEM EFFICIENCY OF COLLECTION UNCORN PART OF HARVEST

O. Shokarev, A. Shegeda, K. Shegeda

Summary

Factors which influence on reliability of cutting device of combine are resulted. The general criterion of efficiency of technological process of collection of uncorn part of harvest is set at combing out of plants on to Cornu.



УДК 621.86(075.8)

КОНТРОЛЬ ЯКОСТІ ТЯГОВИХ ТА ВАНТАЖНИХ ОРГАНІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-24-36

Анотація – робота присвячена аналізу нових методів контролю якості тягових та вантажних органів підйомно-транспортних машин.

Ключові слова – канат, ланцюг, число обривів дротин, маркіровочна бирка, подовження ланки.

Постановка проблеми. Досить важливою умовою підвищення ефективності і збільшення обсягів виробництва є використання надійних та небезпечних тягових та вантажних органів підйомно-транспортних машин (ПТМ). Оволодіння науковими методами технічного оснащення ПТМ, контролю якості робочих органів використання нових зручних методів та матеріалів для покриття, манкіровки та вибраковки тягових органів, надає змогу машинам бути конкурентоспроможними в ринкових умовах.

Аналіз останніх досліджень. Вантажопідйомна та складська техніка, виробництвом якої займаються фірми багатьох країн світу, застосовується майже в кожному підприємстві, обслуговуючи значний вантажопотік. Постачальники продукції ведучих європейських та світових виробників після сумлінного моніторингу здійснюють поставку продукції з урахуванням специфічних побажань та вимог клієнтів.

Постановка завдання. У зв'язку з створенням нових технологій і матеріалів, які використовуються в сучасних машинах великої вантажопідйомності, особливо це стосується підйомно-транспортних машин і механізмів, виникла потреба якісного і зручного контролю за станом поверхонь робочих органів машин для їх безпеки.

Метою даних досліджень є аналіз існуючих форм і методів контролю якості стану поверхонь вантажних та тягових органів ПТМ та забезпеченню безпеки праці.

Основна частина. В якості тягових та вантажних органів підйомно-транспортних машин використовуються канати, ланцюги, стропи. Прядив'яні, бавовняні, синтетичні канати й канати з інших матеріалів, паси застосовують для виготовлення стропів і вантажних сіток.

Всі прядивні й бавовняні канати, що застосовуються для виготовлення стропів, повинні мати ярлик (бирку) з реквізитами стандарту. Заплітка петлі у прядив'яного або бавовняного канатів повинна мати не менше двох повних і двох половинних пробивок та бути оклетованою.

Стальні канати, що перебувають у роботі, бракують за двома ознаками: за кількістю обривів на довжині одного кроку сукання і за величиною поверхневого спрацювання дротин. Канати, виготовлені з дротин однакового діаметра, бракують за кількістю обривів дротин на довжині одного кроку сукання. На практиці канати бракують, якщо число обривів дротин на довжині одного кроку сукання дорівнює 10% загальної кількості дротин у канаті хрестового сукання і 5% дротин у канатах однобічного сукання.

Кількість обривів дротин на одному кроці сукання як ознаку бракування канату, конструкцію якого не наведено в таблиці по вибраковці канатів, визначають, виходячи з даних для каната, найближчого за кількістю сталок і дротин у перерізі.

Канати вантажопідйомних машин, призначених для піднімання людей, а також транспортування розплавленого або розпеченого металу, вибухових або вогнебезпечних і отруйних речовин, бракують, якщо кількість обривів дротин на одному кроці сукання вдвічі менша, ніж зазначено в таблиці по вибраковці канатів.

При наявності поверхневого спрацювання або корозії каната зазначена найбільша допустима кількість обривів дротин зменшується: якщо глибина корозії 10% - на 15%, 15% - на 25%, 20% - на 30%, 25% - на 40%, 30% - на 50%; якщо глибина корозії 40%, канат бракують незалежно від кількості обірваних дротин.

Якщо вантаж підвішений на двох канатах, то кожний з них бракують окремо, причому допускається заміна одного спрацьованішого каната. Якщо в канаті обірвано сталку, його до роботи не допускають.

На розрахунок, виготовлення, випробування й бракування стропів з синтетичних й інших матеріалів не існує єдиних технічних умов, тому вони повинні розроблятися й затверджуватися фірмою, яка застосовує такі стропи.

Захисні покриття та стропи із захисним покриттям значно легше за продукцію, що виконана з металу, й має подібні підйомні характеристики (рис. 1).

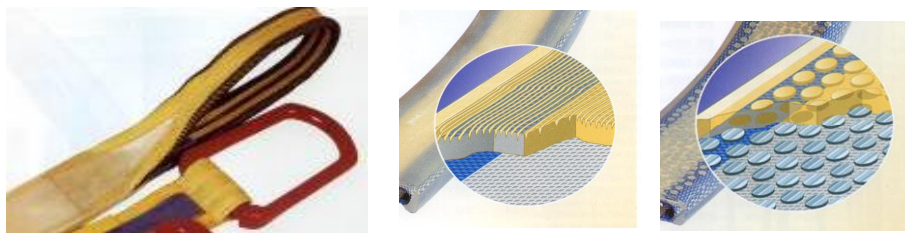


Рис. 1. Захисні покриття стропів.

Покриття захисних підкладок secutex проникає в екстра потужні волокна, створює з'єднання, яке подовжує довговічність стропів й демонструє їхні найкращі характеристики.

Запатентований шар сталеві кріхти запобігає несучу стрічку від ушкоджень, зберігаючи, в той же час, високу еластичність захисної підкладки. Прогумовані захисні підкладки легко встановлюються на строп. Захисна підкладка приймає форму ріжучих країв вантажу, захищаючи тим самим, строп і вантаж.

Для зручності контролю якості та вибраковки вантажних ланцюгів використовують різні методи. Один з цих методів застосування спеціального покриття «ІСЕ-пінк» (порошкова фарба).

Попередня обробка та покриття порошковою фарбою ІСЕ забезпечують більш високий захист поверхні ніж при гальванічній оцинковці.

На кожному елементі, що входять до комплекту ІСЕ, нанесено маркіровку ІСЕ.

В якості перевірного шаблону служить маркіровочна бирка для здійснення контролю та вибраковці ланок ланцюга (рис. 2).



Рис. 2. Маркіровочна бирка.

За допомогою маркіровочної бирка з інтегрованим перевіряючим шаблоном можна здійснювати:

- контроль виміру діаметра перерізу ланки внаслідок зносу;
- контроль подовження ланки ланцюга внаслідок перевантаження;
- контроль збільшення кроку ланцюга внаслідок зносу.

Спеціальне покриття вказує на температуру, при якій експлуатувався ланцюг. При експлуатації при температурі вище 300°C покриття набуває чорно-коричневого кольору (рис. 3). Такий ланцюг треба негайно замінити.

Класи якості ланцюга: RUD в кольорі «ПІНК» клас якості 8, 10 (VIP) і (ICE). Високі міцнісні характеристики сталі, яка застосовується для ланцюгів, дозволяють знизити номінальний діаметр ланцюга без зміни вантажопідйомності стропів у порівнянні з нижчим класом якості. Зниження власної ваги стропів більш ніж на 30% забезпечує ергономічність в роботі.



Рис. 3. Контроль якості ланцюгів.

В якості тягових органів широке розповсюдження отримали полімерні стрічки та паси різних конструкцій та призначень. Кампанія «Белтімпорт» є сервісним центром Forbo Siegling в Україні. Forbo Siegling – найкрупніший світовий виробник полімерних конвеєрних стрічок (більш 150 типів), плоских та зубчастих пасів.

Поверхні можуть бути: зносостійкими, антистатичними, не пропускати масла та жири, термостійкі, гладкі або структуровані.

Типи гумових стрічок: абразивостійкі (без нижньої гумової обкладки для руху по слизькій поверхні), маслостійкі, теплостійкі (до 200°C), шевронні стрічки для руху під великим кутом, антистатичні (для ковшових елеваторів), стрічки для трубчатих конвеєрів (пиловидні вантажі), з гофробортом й поперечними ребрами, з подовжніми металевими тросами для важких вантажів.

В плоских приводних пасах Extremultus використовуються різні матеріали для фрикційного шару та покриття оберненої сторони паса разом з одним із трьох матеріалів силового шару пасів – А (арамід), Е (поліестер), Р (поліамід).

Значним кроком уперед стає поява пластикових модульних систем ProLink. Окремі пластикові модулі шарнірно з'єднуються один з одним й можуть бути оснащені додатковими елементами – бічними стінками, поперечними профілями. Матеріали пасів та стрічок дають змогу транспортувати будь-який вид продукції будь то вантажі важкої промисловості чи продукція харчових виробництв.

Пластинчаті ланцюги також знайшли сфери застосування. Для конвеєрів використовуються такі види транспортних елементів:

Table Top – пластикові та сталеві пластинчаті ланцюги, пластикові модульні системи (крок від 0,5 до 2,5 дюймів);

Mat Top – комбіновані поворотні системи Magnet flex, в яких ланцюг утримується в напрямні за допомогою спеціального інтегрованого магніту (в харчовій промисловості);

Max-line – пластинчаті ланцюги зі сталі, що не ржавіє;

Positrack – модульні стрічки з напрямним елементом, який виключає бокове зміщення стрічки (довгі конвеєри);

Marbett – опорні та регулювальні елементи, підшипники, підтримуючі каркаси;

Stifrol – нове покоління бічних роликівих напрямних.

Конвеєрні сітки з метала: сітчасті стрічки, сітки для глазуровки, сітки з петельним з'єднанням, сітки зі спіральними ланцюгами.

Висновок. Значна кількість сучасних видів і матеріалів тягових та вантажних органів значно полегшує вибір того чи іншого елемента транспортної системи та контроль його якості й при необхідності бракування.

Література.

1. *Иванченко Ф.К.* Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин: Учебник / *Ф.К. Иванченко* – К.: Вища школа, 1983. – 351 с.
2. *Иванченко Ф.К.* Подъемно-транспортные машины: Підручник / *Ф.К. Иванченко* – К., 1993. – 413 с.
3. *Вайнсон А.А.* Подъемно-транспортные машины: Учеб. / *А.А. Вайнсон* – М, 1989. – 431 с.
4. Высококачественные приводные и конвейерные элементы: компания «Белтимпорт». – Режим доступа: www.beltimport.ua.

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ТЯГОВЫХ И ГРУЗОВЫХ ОРГАНОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Дережа Е.А., Дереза С.В.

Аннотация – работа посвящена анализу новых методов контроля качества тяговых и грузовых органов подъемно-транспортных машин.

CONTROL OF QUALITY OF HAULING AND FREIGHT ORGANS LIFTING-TRANSPORT MACHINES AND MECHANISMS

H. Dereza, S. Dereza

Summary

Work is sacred to the analysis of new methods of control of quality of hauling and freight organs of lifting-transport machines.



УДК 631.356.02

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ПРИЧІПНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Леженкін О.М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (098)89-00-313; e-mail: vano666@mail.ru

Сипливець О.О., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація – за результатами чисельного моделювання на ПЕОМ руху трирядної гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на колісний трактор, визначені її оптимальні конструктивні і кінематичні параметри.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, гичкозбиральна машина, коливання, нерівності ґрунту.

Постановка проблеми. Високоякісне збирання гички цукрового буряку залишається актуальною задачею галузі буряківництва. В процесі роботи, фронтально навішена на трактор, гичкозбиральна машина здійснює рухи в просторі, які визначаються рельєфом поверхні поля, поступальною швидкістю руху трактора, розміщенням копіювальних коліс відносно системи підвісу та ін., що суттєво впливає на якість виконання цього технологічного процесу. Використання в якості копіювальних – пневматичних коліс викликає коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що в найбільшій ступені буде впливати на якість виконання технологічного процесу – рівномірне зрізування гички з головок коренеплоду по всій ширині захвату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Широке розповсюдження фронтально навішених гичкорізальних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навішених гичкозбиральних машин не обумовило аналітичних досліджень їх руху. Однак, використовуючи методику, викладену в [1], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї машини, що дасть можливість вивчити вплив конструктивних параметрів на її рух по рядках коренеплодів цукрових буряків.

Формування цілей статті. Аналітично визначити вплив кінематичних і конструктивних параметрів гичкозбиральної машини

на величину амплітуди коливань гичкорізального апарата в повздожньо-вертикальній площині.

Основна частина. Розглянемо рух гичкозбиральної машини тільки в повздожньо-вертикальній площині, тобто побудуємо математичну модель коливання гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту в одній площині. На підставі [1] складемо еквівалентну схему руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині (рис. 1).

Масу всієї гичкозбиральної машини позначимо через M ; масу копіювальних коліс – через $m = m_1 + m_2$ (де m_1 – маса першого колеса, m_2 – маса другого колеса). Силу ваги гичкозбиральної машини, яка прикладена в її центрі мас (точка C) – через G . Маса копіювальних коліс m зосереджена в точці B .

Віднесемо дану динамічну систему до нерухомих декартових координат $XOYZ$. При цьому площина XOZ співпадає з повздожньою площиною гичкозбиральної машини і є вертикальною площиною до поверхні поля. Оскільки початок систем координат розміщений у точці O (точка підвісу гичкозбиральної машини до трактора), то поворот машини навколо осі OY , що визначається кутом φ , і визначає характер вертикальних коливань гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині. Поворот гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині навколо осі OX буде визначатися кутом ψ . Пневматичні копіювальні колеса представимо у вигляді моделей, які мають сумарний коефіцієнт жорсткості $2c$ і сумарні коефіцієнти демпфірування 2α .

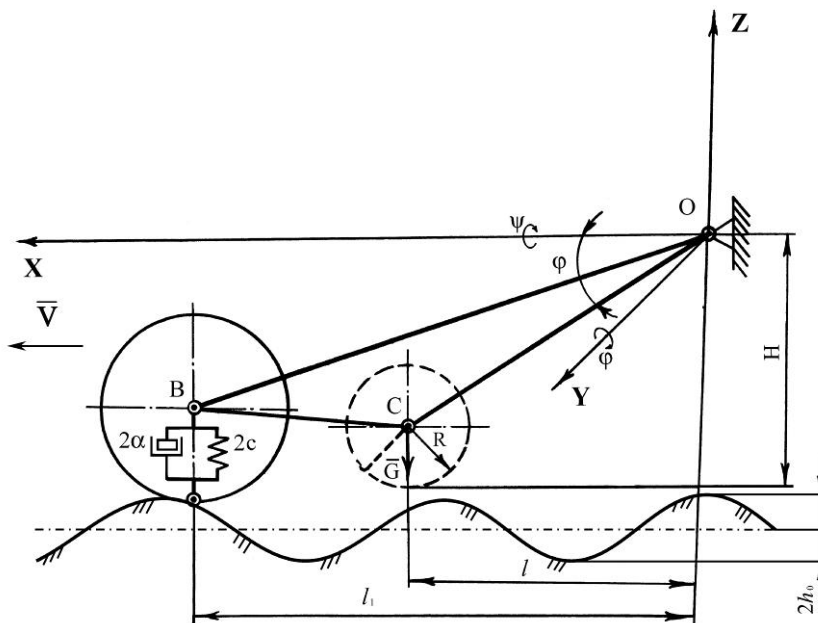


Рис. 1. Еквівалентна схема фронтально навішеної гичкозбиральної машини.

Вважаємо, що копіювальні колеса в цілому при русі в міжряддях посівів цукрового буряку зминають верхній шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають поперечний профіль, близький до синусоїдального типу.

В першому наближенні можемо вважати, що копіююче колесо контактує з нерівністю поверхні поля в точці A , яку можна представити аналітичним виразом такого виду [2]:

$$h = h_o \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot X}{l_3}\right), \quad (1)$$

де h - ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, м;

h_o - половина висоти нерівності поверхні ґрунту, м;

l_3 - крок нерівності поверхні ґрунту, м;

$X = V \cdot t$ - поточна координата;

V - поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, м/с.

Центр мас гичкозбиральної машини (точка C), його положення в повздовжньо-вертикальній площині повністю визначаються незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіюючих коліс здійснює незалежні коливальні рухи (точка B) і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші, ніж довжина l_1 , можемо вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою Z . Таким чином, розглянута коливальна система може бути приведена до двох узагальнених координат

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \varphi, \\ q_2 &= Z. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для складання диференціальних рівнянь руху системи, яка досліджується, використаємо вихідні рівняння у формі Лагранжа II-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (3)$$

де T - кінетична енергія системи, яка досліджується;

Q_i - узагальнена сила;

Π - потенційна енергія системи;

R - дисипативна функція;

\dot{q} - узагальнена швидкість;

q - узагальнена координата.

Визначимо складові, що входять у вираз (3).

Кінетична енергія механічної системи, яка розглядається, буде дорівнювати:

$$T = \frac{MV^2}{2} + \frac{I_{oy}\dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m\dot{Z}^2}{2}, \quad (4)$$

де M - маса гичкозбиральної машини, кг;

V - швидкість руху машини, м/с;

I_{oy} - моменти інерції машини відносно осі OY , (кг·м²);

m - маса копіюючих коліс, кг.

Потенційна енергія системи визначається таким виразом:

$$\Pi = C (l_1\varphi - Z)^2, \quad (5)$$

де C - коефіцієнт жорсткості шин коліс копіювальної системи, Н/м;

l_1 - відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс, м.

Дисипативна функція системи, яка досліджується, має такий аналітичний вигляд:

$$R = \alpha (l_1\dot{\varphi} - \dot{Z})^2; \quad (6)$$

де α - коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, Н·с/м.

В першому наближенні, якщо вважати, що узагальнена сила Q_i може дорівнювати:

$$Q_i = -\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (7)$$

тоді вираз (3) для динамічної системи, що розглядається, і яка має дві узагальнені координати q_1 і q_2 , буде дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial Z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Знайдемо складові, що входять у вираз (8). Вони дорівнюватимуть:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_{oy} \cdot \dot{\varphi}, \quad (9)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (10)$$

Якщо врахувати, що

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad (11)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (12)$$

Аналогічно:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 2Cl_1(l_1\varphi - Z), \quad (13)$$

а

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (14)$$

Для другої узагальнюючої координати q_2 знайдемо аналогічні вирази. Вони будуть дорівнювати:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} = m\dot{Z}, \quad (15)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) = m\ddot{Z}. \quad (16)$$

Далі, якщо вважати, що $h = l_1\varphi$, то

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = 0, \quad (17)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Z} = 2C(Z - h), \quad (18)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{Z}} = -2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (19)$$

Підставимо значення виразів (9) – (19) в систему (8), отримаємо

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) - 2Cl_1(Z - h) &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) + 2C(Z - h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Отримана система (20) двох диференціальних рівнянь моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка C) в поздовжньо –вертикальній площині і коливання центра копіювального колеса (точка B).

Перетворимо систему (20) до такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1^2\dot{\varphi} - 2\alpha l_1\dot{Z} - 2Cl_1Z + 2Cl_1h &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha l_1\dot{\varphi} + 2\alpha\dot{Z} + 2CZ - 2Ch &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

або

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{2\alpha l_1^2}{I_{oy}}\dot{\varphi} - \frac{2\alpha l_1}{I_{oy}}\dot{Z} - \frac{2Cl_1}{I_{oy}}Z + \frac{2Cl_1h}{I_{oy}} &= 0, \\ \ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m}\dot{Z} - \frac{2\alpha l_1}{m}\dot{\varphi} + \frac{2C}{m}Z &= \frac{2Ch}{m}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Таким чином, отримана система (22) і представляє собою розрахункову математичну модель руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини.

Система (21) з початковими умовами (22) розв'язується адаптованим методом Рунге-Кутта в системі MathCAD.

Значення швидкості трактора, що агрегує гичкозбиральну машину, змінювались від $V = 10$ км/год до $V = 12$ км/год та моменти інерції машини I_{oy} , які залежать від M - маси гичкозбиральної машини та l_1 - відстані від осі копіювальних коліс до осі встановлення. При розрахунках вибиралось декілька значень моменту інерції: від $I_{oy} = 30,0$ кг·м² до $I_{oy} = 60,0$ кг·м².

На рис. 2 – 8 наведені залежності $Z(t)$, $\varphi(t)$, від часу t у перші 2 с. На всіх рисунках зміна координати $Z(t)$ зображена суцільною лінією ($Z_{n,1}$), зміна кутової координати $\varphi(t)$ - пунктирною лінією ($Z_{n,2}$). При цьому зміна кутової координати $\varphi(t)$ відразу переведена в лінійне переміщення координати центра тяжіння гичкозбиральної машини (точка C). Для порівняння приведений профіль ґрунту показано штрих-пунктирною лінією ($H_{(n,hh)}$).

На рисунку 2 показано зміни узагальнених координат при швидкості руху трактора $V = 2,0$ м/с. Як видно максимальні відхилення координати $Z(t)$ складають 0,09 м при половині висоти нерівності поверхні ґрунту 0,04 м. При наїзді на нерівність поверхні ґрунту відбувається різке зростання відхилення координати $Z(t)$, потім процес коливання стабілізується. Період повного коливання складає 0,25 с.

Траекторія руху центра тяжіння гичкозбиральної машини аналогічна траекторії руху попередньої точки, але, як видно з графіків, ця траекторія дещо запізнюється як за величиною, так і за часом (що обумовлюється меншою відстанню цієї точки від осі підвісу).

Таким чином, якість виконання технологічного процесу збирання гички, яка визначається коливальним процесом різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині, може оцінюватись за величиною коливань точки B осі копіювальних коліс.

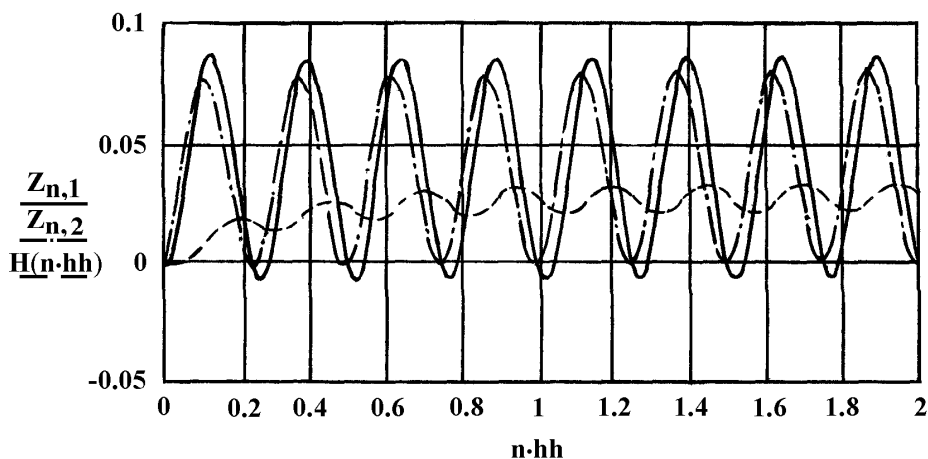


Рис. 2. Зміна узагальнених координат гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту.

При встановленні інших значень конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини па ПЕОМ проведені чисельні розрахунки і встановлені зміни узагальнених координат $Z(t)$, $\varphi(t)$ в часі t . На рисунку 3 наведені такі зміни узагальнених координат при наступних параметрах коливальної системи: $V = 1,0$ м/с; $I_{oy} = 14,5$ кг · м²; $m = 20$ кг; $C = 3500$ Н / м; $\alpha = 63,0$ Н · с / м; $l_1 = 1,2$ м. Як видно з цих графіків максимальне відхилення центра мас копіювальних коліс (точка В) становить 0,085 м. Період повного коливання складає 0,5 с.

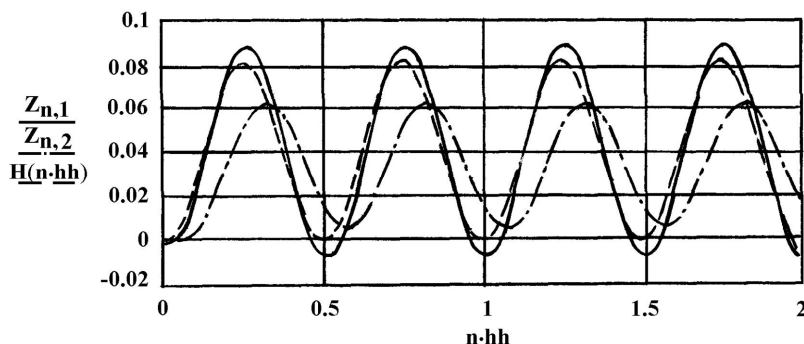


Рис. 3. Зміна узагальнених координат при інших конструктивних і кінематичних параметрах коливальної системи.

При проведенні чисельного моделювання на ПЕОМ для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів на рух динамічної системи, що розглядається, були визначені максимальні відхилення координати $Z(t)$ в залежності від зміни того чи іншого параметра.

Так, залежність максимальних відхилень центра мас від зміни коефіцієнта жорсткості C показана на рисунку 4. Як видно, максимальні відхилення мають місце в разі, коли зазначений коефіцієнт знаходиться в діапазоні від 3500 до 4000 Н / м. При інших значеннях коефіцієнта жорсткості C пневматичних копіювальних коліс трирядної гичкозбиральної машини максимальні відхилення є меншими.

Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α її пневматичних копіювальних коліс показана на рисунку 5. Як видно вказана залежність носить характер, при якому підвищення цього коефіцієнта призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини.

Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} гичкозбиральної машини показана на рисунку 6. Як видно, ця залежність носить характер, при якому підвищення вказаного моменту інерції також призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини.

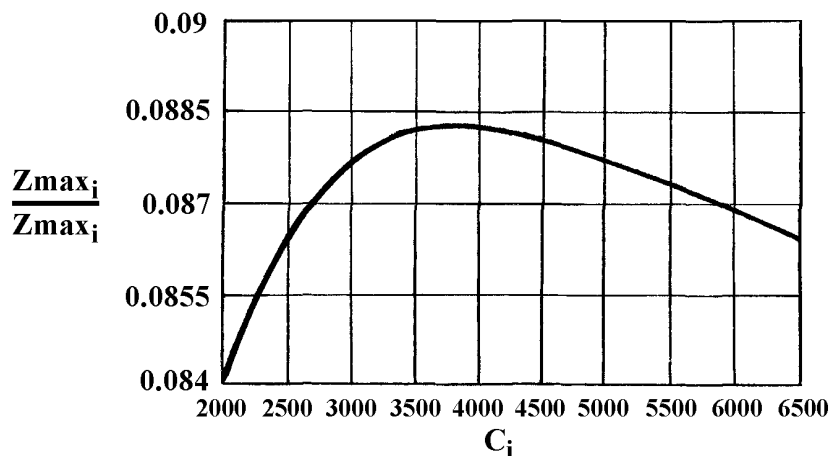


Рис. 4. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від жорсткості C_i пневматичних копіюючих коліс.

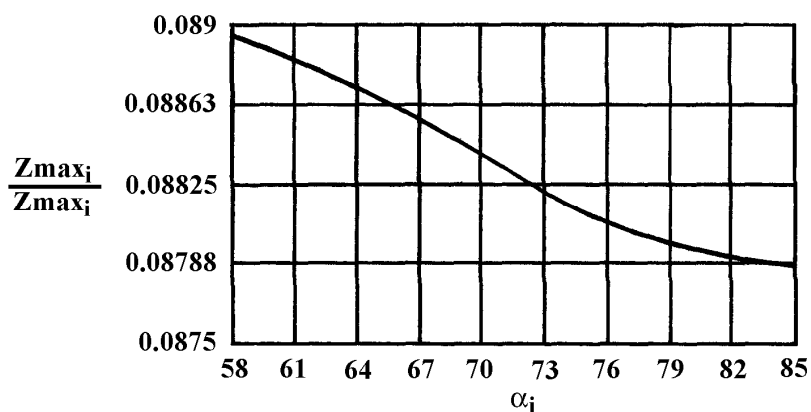


Рис. 5. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α_i пневматичних копіюючих коліс.

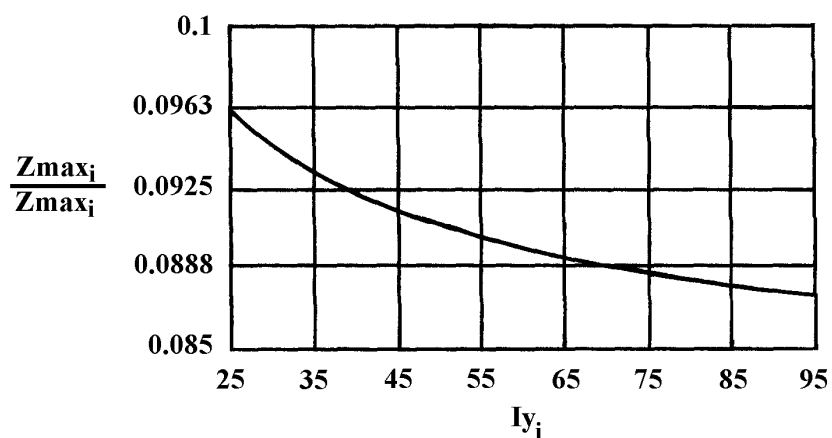


Рис. 6. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} .

Залежність максимальних відхилень центра копіювальних коліс гичкозбиральної машини від відстані l_1 (між віссю підвісу гичкозбиральної машини та віссю копіювальних коліс) представлена на рисунку 7. Як видно з цього графіка, тут навпаки, збільшення вказаної довжини призводить до збільшення максимальних відхилень. Але можна вважати, що зміна цього конструктивного параметра гичкозбиральної машини суттєво не впливає на коливальний процес. Так, при зміні довжини l_1 майже на 2,0 м (1,8 м) змінює максимальні відхилення усього на 0,011 м (тобто на 11 мм). Тому, вплив даного конструктивного параметра на якість виконання технологічного процесу зрізання гички можна вважати несуттєвим.

Нами також встановлено вплив кінематичних параметрів (швидкості руху V гичкозбиральної машини на величину максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс (рис. 8). Дана залежність показує, що підвищення швидкості руху суттєво впливає на величину максимальних відхилень. Так, при швидкості, що не перевищує 1,75 м/с, максимальні відхилення знаходяться в діапазоні, що не перевищує 0,088 м.

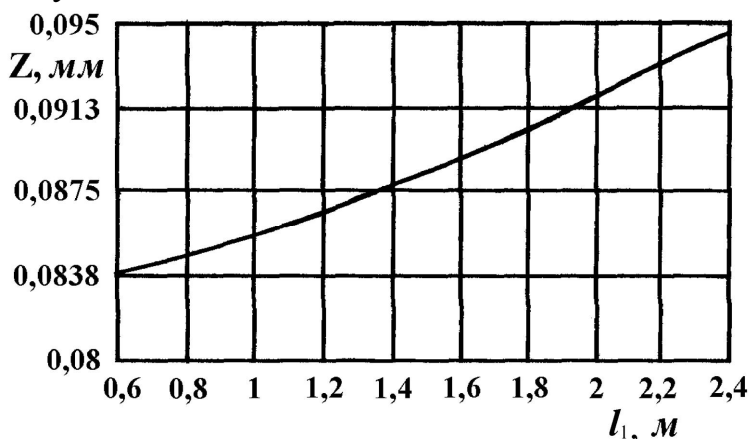


Рис. 7. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від довжини l_1 .

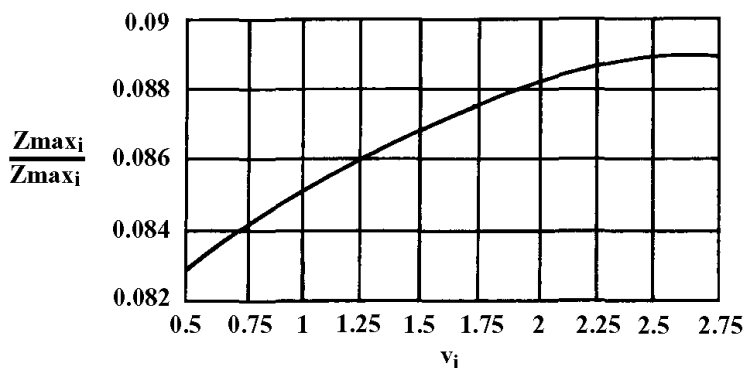


Рис. 8. Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс від швидкості руху V .

Таким чином, знайдені залежності конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на трактор, на величину максимальних відхилень центра копіювальних коліс машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту.

При наявності двох узагальнених координат, які описують коливання різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо–вертикальній площині встановлено, що найбільш точно вказані коливання описуються зміною узагальненої координати $Z(t)$ центра B копіювального колеса (оскільки ця точка найближче знаходиться від різального апарата машини). Зміна другої узагальненої координати в цілому суттєво не впливає на точність оцінювання якості копіювання нерівностей поверхні ґрунту при роботі гичкозбиральної машини.

Висновки. На підставі отриманих результатів чисельного моделювання на ПЕОМ найбільш раціональними конструктивними і кінематичними параметрами гичкозбиральної машини фронтально навішеної на трактор є:

1. маса копіюючого колеса $m = 24$ кг;
2. момент інерції машини відносно осі обертання $I_{oy} = 65,00$ кг·м²;
3. відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс $l_1 = 1,5$ м;
4. коефіцієнт жорсткості копіюючих коліс $C = 2000...2500$ Н/м;
5. Коефіцієнт демпфірування копіюючих коліс $\alpha = 73...85$ Н·с / м;
6. Швидкість поступального руху гичкозбиральної машини повинна бути не більшою ніж 2,5 м/с.

Отримані графічні залежності можуть бути використані також при проведенні конструкторських розробок інших перспективних гичкозбиральних машин.

Література.

1. *Василенко П.М.* Введение в земледельческую механику / *П.М. Василенко.* – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
2. *Морозов Б.И.* Расчет движения колесной машины по неровной дороге. / *Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз.* – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 7. – С. 11–14.
3. *Булгаков В.М.* Теорія бурякозбиральних машин / *В.М. Булгаков* // Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
4. *Погорельий Л.В.* Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / *Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна.* – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. *Булгаков В.М.* Динаміка зернозбиральних агрегатів // *В.М. Булгаков, Г.М. Калетнік, І.В. Гриник, О.М. Леженкін* // Монографія. – Київ: Аграрна наука, 2010. – 256 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОЙ БОТВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Леженкин А.Н., Сипливец А.А.

Аннотация – по результатам численного моделирования на ЭВМ движения трехрядной ботвоуборочной машины фронтально навешеной на трактор, определены ее оптимальные конструктивные и кинематические параметры.

NUMERICAL MODELING ON A COMPUTER OF MOVEMENT OF A TOP-GAZERING MACHINE

O. Leschenkin, O. Siplivets

Summary

By results of numerical modeling on a computer of movement of a three-row top-gazering machine frontally hung on a wheel tractor, its optimum constructive and kinematic parameters are determined.



УДК 631.356.2

ВПЛИВ КОЛИВАНЬ ГИЧКОРІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ НА ВТРАТИ ГИЧКИ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Леженкін О.М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (098)89-00-313; e-mail: vano666@mail.ru

Березовий М.Г., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Анотація – на підставі накладання траєкторій коливальних рухів роторного гичкорізального апарату у повздовжньо-вертикальній площині і нерівностей поверхні ґрунту, на якій розташовані коренеплоди, аналітично визначені втрати гички при виконанні технологічного процесу суцільного її зрізу.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, гичкорізальний апарат, коливання, нерівності ґрунту.

Постановка проблеми. Високоякісне збирання гички цукрового буряку залишається актуальною задачею галузі буряківництва. В процесі роботи, розроблена нами фронтально навішена на трактор, гичкозбиральна машина здійснює рухи в просторі, які визначаються рельєфом поверхні поля, поступальною швидкістю руху трактора, розміщенням копіювальних коліс відносно системи підвісу та ін., що суттєво впливає на якість виконання цього технологічного процесу. Використання в якості копіювальних – пневматичних коліс викликає коливання роторного гичкорізального апарату гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що в найбільшій ступені буде впливати на якість виконання технологічного процесу – рівномірне зрізування гички з головок коренеплоду по всій ширині захвату.

Внаслідок наявності нерівностей поверхні ґрунту бурякового поля виникають коливання роторного гичкорізального апарату при русі гичкозбиральної машини по рядках коренеплодів цукрового буряку. Зазначені коливання викликають нерівномірне зрізання гички по висоті з поверхні головок коренеплодів, що призводить до значних втрат гички при її збиранні. Аналітичне визначення втрат гички, в залежності від амплітуди і частоти вказаних коливань роторного гичкорізального апарату дасть можливість визначати такі конструктивні і кінематичні параметри гичкозбиральної машини, які дозволять знизити вказані втрати урожаю гички.

Аналіз останніх досліджень. Широке розповсюдження фронтально навішених гичкорізальних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навішених гичкозбиральних машин однак не обумовило ґрунтовних аналітичних досліджень втратам гички при здійсненні коливань в процесі роботи.

Формулювання цілей статті. Аналітично визначити втрати гички при коливаннях гичкорізального апарату в повздовжньо-вертикальній площині.

Основна частина. Для аналітичного визначення втрат гички при коливаннях роторного гичкорізального апарату у повздовжньо-вертикальній площині, необхідно розглянути два можливих випадки:
– нерівності поверхні ґрунту розташовані у міжряддях, а головки коренеплодів у самих рядках знаходяться у переважній більшості на однаковому рівні;
– нерівності ґрунту розташовані як у міжряддях, так і у самих рядках, а тому головки коренеплодів знаходяться на різній висоті над умовною лінією поверхні поля.

Згідно [1] нерівності поверхні ґрунту змінюються за косинусоїдальним законом наступного аналітичного вигляду:

$$Y_0 = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} X, \quad (1)$$

де l_3 - крок нерівностей поверхні ґрунту;

h_0 - висота нерівностей поверхні ґрунту;

X - поточна координата.

На підставі проведених нами теоретичних досліджень [2] період коливань центру мас гичкорізального апарату (а фактично кінцівок ножів роторного гичкорізального апарату) приблизно у два рази менший за крок нерівностей поверхні ґрунту.

Таким чином, можна вважати, що коливання кінцівок ножів роторного гичкорізального апарату здійснюються за таким законом:

$$Y_1 = h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} X, \quad (2)$$

де h_1 - амплітуда коливань гичкорізального апарату у повздовжньо-вертикальній площині.

Розглянемо спочатку перший зазначений випадок.

Складемо схему розміщення коренеплодів цукрового буряку у повздовжньо-вертикальній площині (рис. 1). Покажемо систему координат OXY , при цьому головки коренеплодів розташовані на осі X , а сама вісь є умовною лінією поверхні бурякового поля. Осі коренеплодів цукрового буряку на вказаній схемі розташовані

рівномірно на відрізку, що дорівнює кроку нерівностей, який позначено l_3 і який дорівнює $l_3 = 0,5 \text{ м}$, у кількості 5 шт.

Будемо вважати, що H – висота, на якій здійснюється рух кінцівок ножів роторного гичкорізального апарату над умовною лінією поверхні поля. Очевидно, що в даному випадку косинусоїда коливань гичкорізального апарату знаходиться вище умовної лінії поверхні поля на величину H . Позначимо ось X_1 – середня лінія косинусоїди коливань гичкорізального апарату.

Згідно наведеної схеми висота B зрізу гички над поверхнею поля для коренеплоду, що знаходиться на відстані X від точки O , буде дорівнювати:

$$B = Y + H + Y_1, \tag{3}$$

або, враховуючи вирази (1) і (2), матимемо:

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} X + H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} X. \tag{4}$$

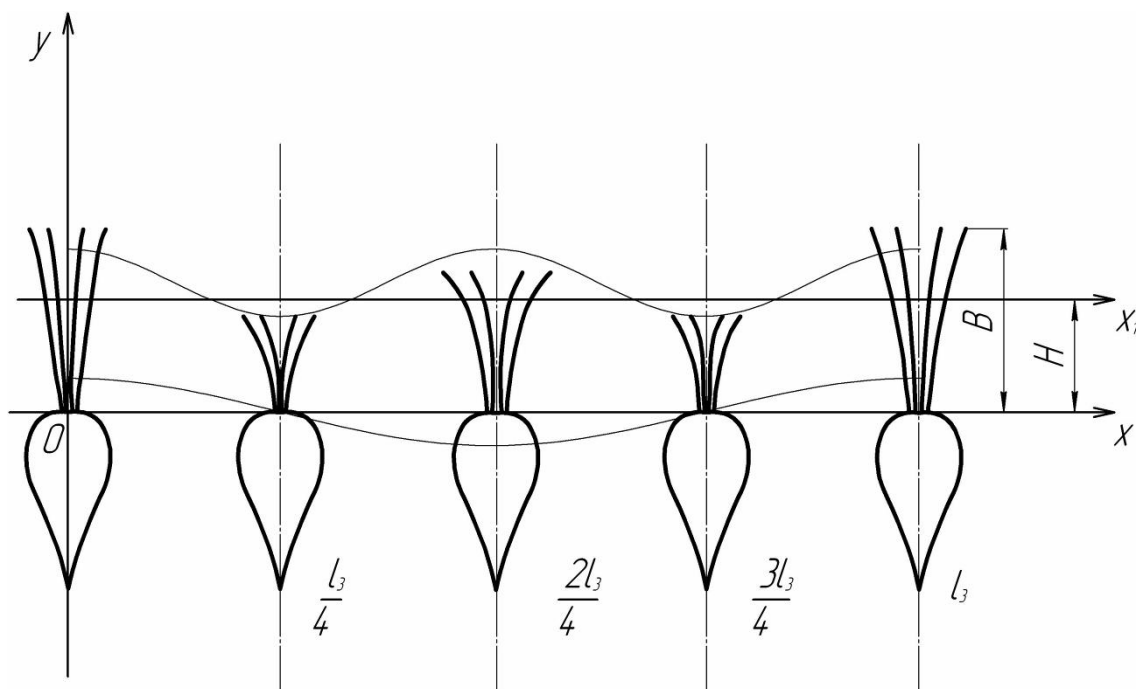


Рис.1. Схема розташування коренеплодів у ґрунті і висоти зрізу гички з урахуванням нерівностей поверхні і коливань гичкорізального апарату.

Підрахуємо висоту зрізу згідно виразу (4) для розміщених коренеплодів, показаних на рис. 1. Вона буде дорівнювати:

при $X = 0$: $B = h_0 + H + h_1$;

при $X = \frac{l_3}{4}$: $B = H - h_1$;

при $X = \frac{l_3}{2}$: $B = -h_0 + H + h_1$;

при $X = \frac{3l_3}{4}$: $B = H - h_1$;

при $X = l_3$: $B = h_0 + H + h_1$.

Якщо врахувати, що головка коренеплоду знаходиться вище умовної лінії поверхні поля на величину h_K (див. рис. 2), то висота залишків гички для коренеплоду буде дорівнювати $B - h_K$.

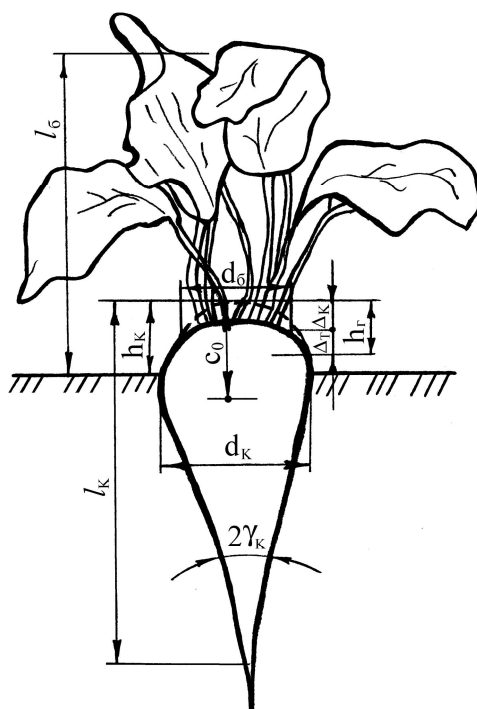


Рис. 2. Основні розміри гички і головки коренеплоду цукрового буряку: d_K – діаметр коренеплоду; l_K – довжина коренеплоду; $d_δ$ – діаметр пучка гички; $l_δ$ – довжина пучка гички; h_K - висота розміщення коренеплоду над рівнем ґрунту; $h_Г$ – висота головки коренеплоду; $Δ_Г$ – товщина зони «сплячих вічок»; $Δ_K$ – товщина зони коронки коренеплоду; C_0 – координата центру ваги; $2γ_K$ – кут конусності.

У більш загальному випадку, при зміщенні фази коливань гичкорізального апарату на деяке число P , яке знаходиться у інтервалі $(0 \leq P \leq l_3/2)$, залежність (4) набуде наступного вигляду:

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} X + H + h_1 \cos \left(\frac{4\pi}{l_3} X - P \right). \quad (5)$$

Розглянемо далі другий випадок.

Складемо схему (рис. 3), на якій також показано розташування коренеплодів, головки яких розміщені на самій косинусоїді нерівностей поверхні ґрунту.

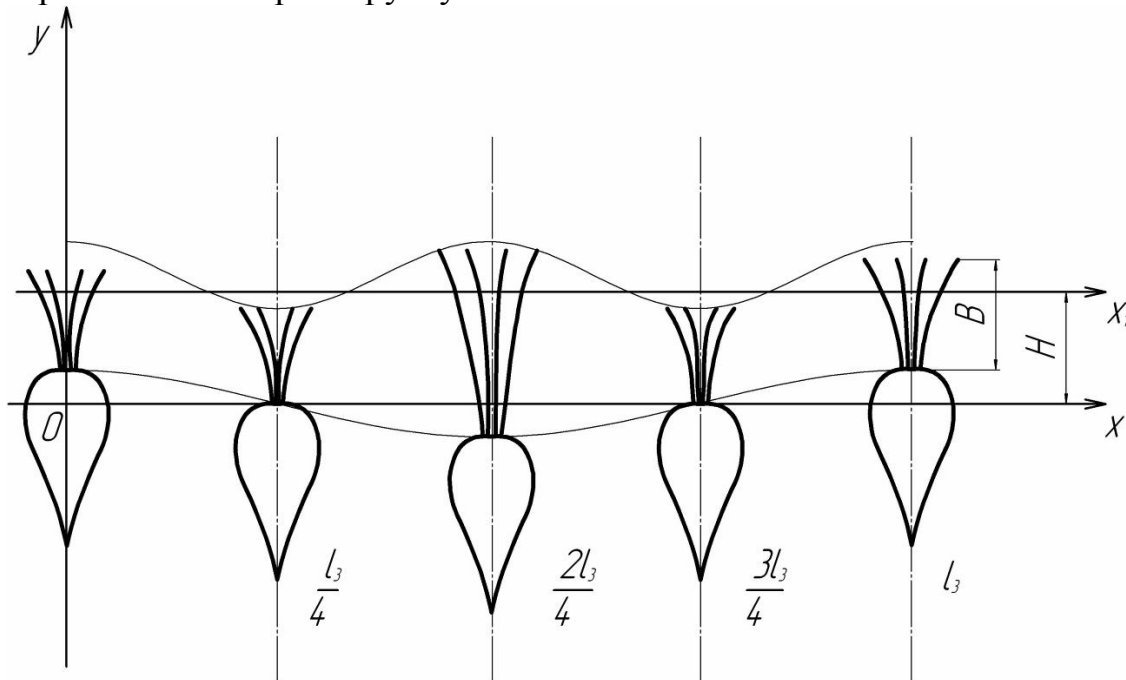


Рис. 3. Висота зрізу гички в залежності від розташування коренеплодів на осі OX за умови, що головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей поверхні ґрунту.

Оскільки головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей поверхні ґрунту, то висота незрізаної гички для коренеплоду, що знаходиться на відстані X від точки O , буде дорівнювати:

$$B = H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} X - h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} X. \quad (6)$$

Також підрахуємо висоту зрізу коренеплодів на підставі виразу (6). Вона буде дорівнювати:

при $X = 0$: $B = H + h_1 - h_0$;

при $X = \frac{l_3}{4}$: $B = H - h_1$;

при $X = \frac{l_3}{2}$: $B = H + h_1 + h_0$;

$$\begin{aligned} \text{при } X = \frac{3l_3}{4} : & \quad B = H - h_1; \\ \text{при } X = l_3 : & \quad B = H + h_1 - h_0. \end{aligned}$$

При зміщенні фази коливань гичкорізального апарату, вираз (6) набуде наступного вигляду:

$$B = H + h_1 \cos\left(\frac{4\pi}{l_3} X - P\right) - h_0 \cos\frac{2\pi}{l_3} X. \quad (7)$$

Визначимо далі мінімальну висоту розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з метою забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. З врахуванням агротехнічних вимог необхідно, щоб висота B зрізу гички над поверхнею ґрунту задовольняла наступній умові:

$$h_K + 2 \geq B \geq h_K - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (8)$$

де h_K – висота розміщення коренеплоду над рівнем ґрунту;

Δ_T – товщина зони «сплячих вічок»;

Δ_K – товщина зони коронки коренеплоду.

Вказані позначення вибрані згідно [3] і наведені на рисунку 2.

Оскільки низький зріз головки коренеплоду небажаний згідно агротехнічних вимог через надмірну втрату цукру, то приймемо крайню умову нормального зрізу, яка буде мати такий вигляд:

$$B = h_K - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (9)$$

Якщо косинусоїда коливань гичкорізального апарату зміщена відносно косинусоїди зазначених коливань, показаних на рис. 1, вліво або вправо на величину $l_3/4$, то найнижчий зріз коренеплоду відбудеться у точці $X = l_3/2$, який буде дорівнювати:

$$B = H - h_1 - h_0. \quad (10)$$

Це взагалі найнижчий зріз, який може мати місце при даних косинусоїдах (1) і (2).

Підставляючи вираз (10) у вираз (9) отримаємо:

$$H - h_1 - h_0 = h_K - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (11)$$

звідки визначаємо допустиме розміщення гичкорізального апарату над рівнем ґрунту з умов нормального зрізу гички:

$$H = h_0 + h_1 + h_K - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (12)$$

При отриманому значенні H жоден з коренеплодів не зазнає низького зрізу, проте значна частина коренеплодів може зазнати

високого зрізу. Очевидно, що зменшення високого зрізу можна досягти за рахунок зменшення величини H . Однак, при цьому з'являться коренеплоди з низьким зрізом. Якщо величину H зменшити на величину h_0 , тобто якщо

$$H = h_1 + h_K - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (13)$$

то деякі коренеплоди матимуть найнижчий зріз, що визначається наведеним вище виразом (10).

Це саме ті коренеплоди, при обрізанні яких гичкорізальний апарат буде знаходитись, за рахунок нерівностей ґрунту і коливань самого роторного гичкорізального апарату, у найнижчому його положенні. Очевидно, що таких випадків буде небагато, а отже і коренеплодів з низьким зрізом буде небагато. Тому для проведення розрахунків втрат гички прийємо висоту установки гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля, що визначається з виразу (13). Звичайно, якщо взяти значення H менше ніж (13), то число коренеплодів з низьким зрізом значно зросте.

Згідно [3] прийємо такі геометричні розміри коренеплодів цукрового буряку: $h_K = 1,8 \dots 5,0$ (см); $\Delta_T = 0,8 \dots 2,14$ (см); $\Delta_K = 1,32 \dots 1,62$ (см).

Підставляючи найменші, середні та найбільші значення даних величин у вираз (13), отримаємо $H = 3,7$ см, $H = 4,5$ см і $H = 5,2$ см відповідно.

Тому можна вважати, що мінімальне значення H знаходиться в межах $4,0 \dots 6,0$ см.

Отже, при проведенні чисельних розрахунків на ПЕОМ необхідно задавати значення H , що задовольняє умові:

$$H \geq 3,7 \text{ см.}$$

Перейдемо далі до розрахунку втрат гички при її зрізанні роторним гичкорізальним апаратом. Будемо вважати, що на одному погонному метрі рядка розташовано не менш ніж 6 коренеплодів. Висоту зрізу B_i кожного коренеплоду підраховуємо згідно виразу (4), підставляючи значення його координати X_i , причому $X_{i+1} = X_i + \Delta$, де Δ – відстань між осями симетрії сусідніх коренеплодів, $X_1 = 0$, $\Delta = 20$ см, $i = 1, 2, \dots, 6$.

Далі, вважаючи що форму зрізаний пучок гички має форму зрізаного конуса, для кожного коренеплоду знаходимо об'єм гички, що залишилась після зрізання:

$$V_i = \frac{1}{3} \pi (B_i - h_K) [r_{\Gamma 1}^2 + r_{\Gamma 1} \cdot r_{\Gamma 2} + r_{\Gamma 2}^2], \quad (i = 1, 2, \dots, 6), \quad (14)$$

де $r_{\Gamma 1}$ - радіус нижньої основи зрізаного пучка гички;

$r_{\Gamma 2}$ - радіус верхньої основи зрізаного пучка гички.

Тоді, маса залишків гички для кожного коренеплоду буде дорівнювати:

$$m_i = \gamma \cdot V_i, \quad (i = 1, 2, \dots, 6). \quad (15)$$

де γ - середня щільність зрізаного пучка гички.

Загальна маса незрізаної гички на одному погонному метрі буде дорівнювати:

$$m_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^6 m_i. \quad (16)$$

Після цього визначаємо, скільки відсотків гички залишається на одному погонному метрі після зрізання роторним гичкорізальним апаратом:

$$q = \frac{m_{\text{заг}}}{6Q_{\Gamma}} \cdot 100\%, \quad (17)$$

де Q_{Γ} - маса пучка гички, що знаходиться на коренеплоді до зрізання.

Даний розрахунок проводимо для кожного з наступних значень зсуву фаз косинусоїди коливань гичкорізального апарату:

$$P_1 = 0; \quad P_{i+1} = P_i + 0,05l_3; \quad l_3 = 50 \text{ см}; \quad i = 1, 2, \dots, 11.$$

Для більш повної оцінки втрат гички при її збиранні чисельні розрахунки проведемо для декількох значень H встановлення роторного гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля, а саме: $H = 3,7 \text{ см}, 4 \text{ см}, 5 \text{ см}$ і 7 см .

Дані для розрахунку приймаємо згідно [3]. Вони дорівнюють:

$$r_{\Gamma 1} = 3 \text{ см}, \quad r_{\Gamma 2} = 6 \text{ см}, \quad \gamma = 0,15 \text{ г/см}^3, \quad Q_{\Gamma} = 500 \text{ г}, \quad h_{\text{К}} = 2 \text{ см}.$$

Після розробки алгоритму та складання програми для ПЕОМ були проведені чисельні розрахунки та побудовані графіки (рис. 4 – 7) втрат q гички в залежності від значень зсуву фаз P_k при зазначених висотах H встановлення гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля.

Як видно з наведеного графіка, при $H = 3,7 \text{ см}$, відсоток втрат гички q істотно залежить від зсуву фаз косинусоїд коливань гичкорізального апарату і нерівностей ґрунту і змінюється в межах 3,532...6%.

Аналогічним чином проведемо розрахунки на ПЕОМ і побудуємо графічні залежності втрат гички при різних значеннях висоти встановлення роторного гичкорізального апарату над рівнем поверхні поля (рис. 5 – 7).

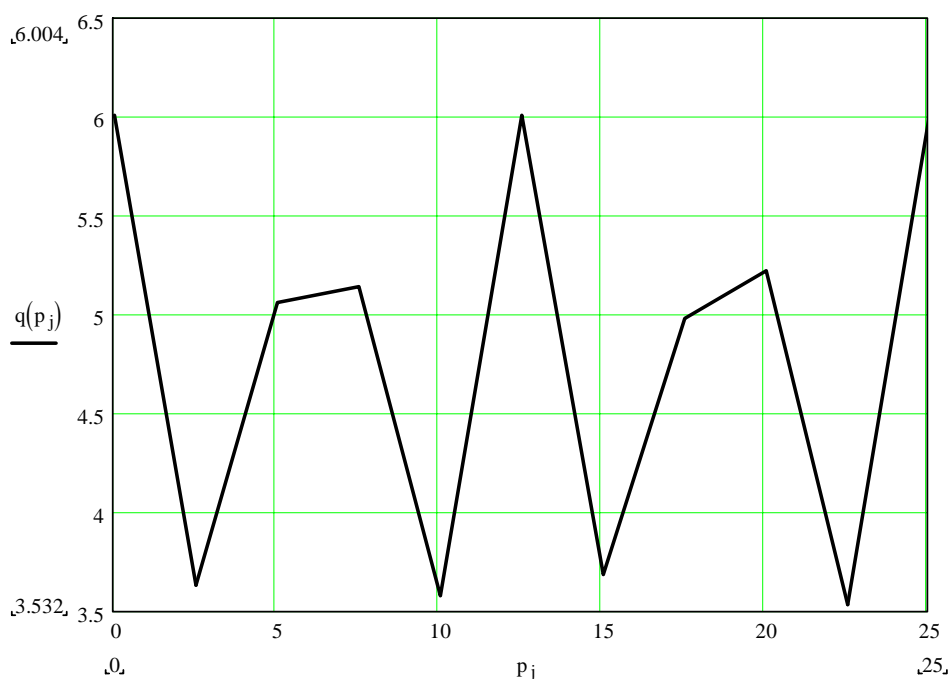


Рис. 4. Втрати гички (q , %) в залежності від значень зсуву фаз (P , см) косинусоїди коливань гичкорізального апарату відносно косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту ($H = 3,7$ см).

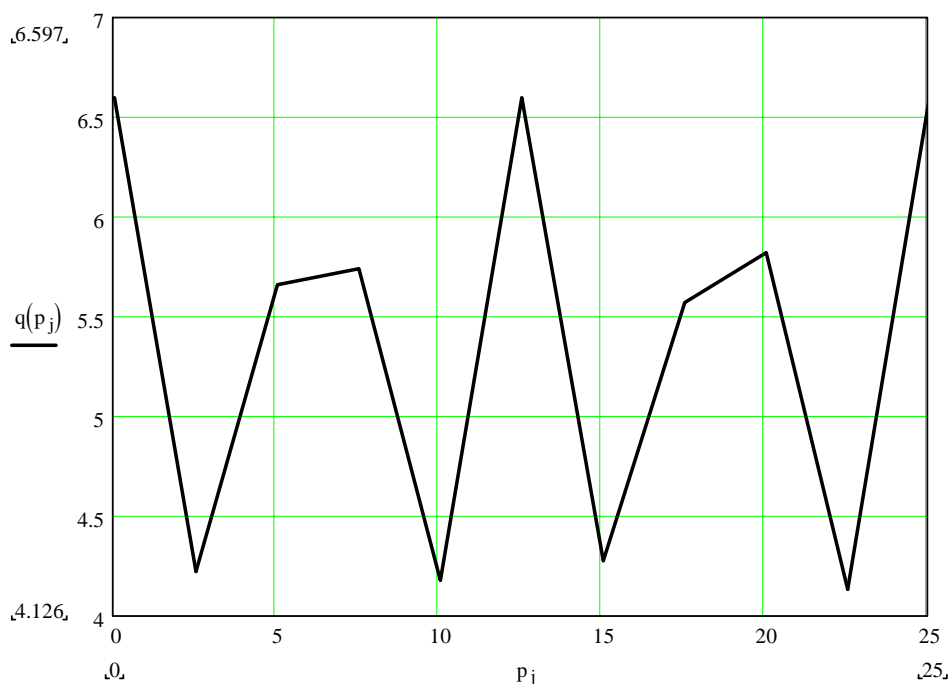


Рис. 5. Втрати гички (q , %) в залежності від значень зсуву фаз (P , см) косинусоїди коливань гичкорізального апарату відносно косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту ($H = 4$ см).

З графіка на рис. 5 бачимо, що при $H = 4$ см відсоток втрат гички змінюється в межах 4,126...6,597%.

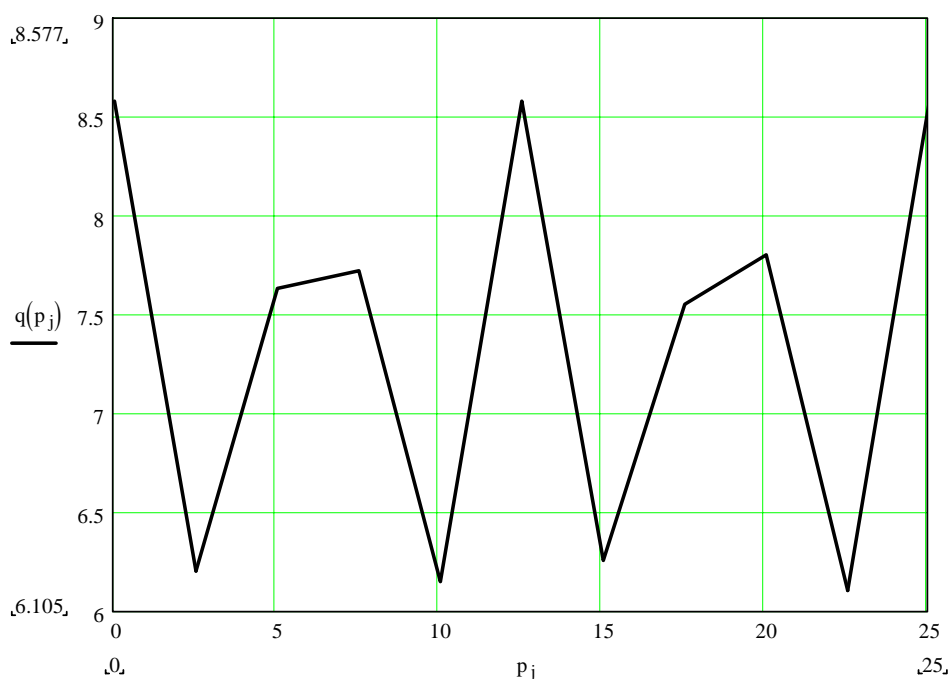


Рис. 6. Втрати гички (q , %) в залежності від значень зсуву фаз (P , см) косинусоїди коливань гичкорізального апарату відносно косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту ($H = 5$ см).

З графіка (рис. 6) бачимо, що при $H = 5$ см, відсоток втрат гички змінюється в межах 6,105...8,57%.

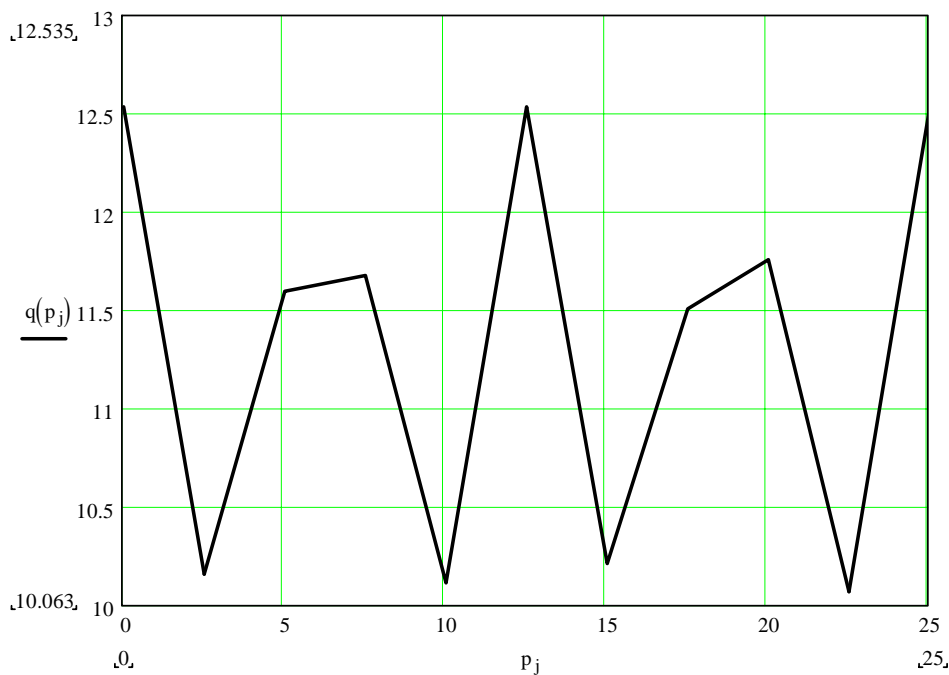


Рис. 7. Втрати гички (q , %) в залежності від значень зсуву фаз (P , см) косинусоїди коливань гичкорізального апарату відносно косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту ($H = 7$ см).

З наведеного графіка (рис. 7) бачимо, при $H = 7$ см відсоток втрат гички змінюється в межах 10,063...12,535%.

Крім того, наведені вище графіки показують, що мінімальні значення втрат гички мають місце при значенні зсуву фаз $P = 2,5$ см; 10 см; 15 см; 20,5 см.

Результати всіх розрахунків втрат гички залежно від висоти встановлення роторного гичкорізального апарату наведені у наступній таблиці.

Таблиця 1.

**Втрати гички на погонному метрі рядка коренеплодів
в залежності від висоти установки
роторного гичкорізального апарату**

Висота встановлення гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля H , см	Втрати гички q на 1 погонному метрі рядка коренеплодів, %
3,7	3,532 – 6,000
4,0	4,126 – 6,597
5,0	6,105 – 8,570
7,0	10,063 – 12,535

Дані таблиці підтверджують, що мінімальні втрати гички (що знаходяться в межах агротехнічних вимог) будуть при висоті встановлення гичкорізального апарату у межах 4,0...6,0 см.

Висновки. Розроблена методика аналітичного визначення втрат гички з врахуванням коливань роторного гичкорізального апарату і нерівностей поверхні ґрунту при збиранні гички цукрових буряків гичкозбиральною машиною, що дало можливість отримати наступне.

- Аналітично визначене мінімальне значення висоти розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з врахуванням агротехнічних вимог до збирання гички цукрового буряку і забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. Дане значення, згідно розрахунків, повинно бути в межах 4,0 - 6,0 см.
- Проведено розрахунок на ПЕОМ і отримано графіки втрат гички в залежності від значення зсуву фаз коливань роторного гичкорізального апарату, що дає можливість визначити значення зсуву фаз, при яких втрати гички будуть мінімальними. Зазначені значення зсуву фаз P дорівнюють: $P = 2,5$ см; 10 см; 15 см; 20,5 см.
- Отримані значення втрат гички q (%) в залежності від висоти H (см) установки гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля, які змінюються від 6,0 до 12%.

Література.

1. Морозов Б.И. Расчет движения колесной машины по неровной дороге / Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз. - Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1969, № 7. - С. 11-14.
2. Булгаков В.М. Аналітичне дослідження руху машинного агрегату. / В.М. Булгаков, О.О. Сипливець, М.Г. Березовий // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва", Том V. "Сучасні проблеми механізації сільського господарства", Київ, 1999. – С. 321–326.
3. Свеклоуборочные машины: (конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. - К.: Техніка, 1983. - 168 с.
4. Комплексная механизация производства сахарной свеклы / [А.А. Василенко, П. Т. Бабий, П. В. Савич и др.]. – К., 1962. – 243 с.
5. Погорелый Л. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. –232 с.
6. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике / П.Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974 – 743 с.

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ БОТВОСРЕЗАЮЩЕГО АППАРАТА НА ПОТЕРИ БОТВЫ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Березовой Н.Г., Леженкин А.Н.

Аннотация – на основании наложения траекторий колебательных движений роторного ботвосрезающего аппарата в продольно-вертикальной плоскости и неровностей поверхности почвы, на которой размещены корнеплоды, аналитически определены потери ботвы при выполнении технологического процесса ее сплошного среза.

FLUCTUATIONS IN THE APPARATUS FOR CLEANING THE TOPS IN THE LOSS OF SUGAR BEET

O. Leschenkin, M. Berezovuj

Summary

On the basis of imposing trajectories of oscillatory movements роторного the device in a longitudinal - vertical plane and roughnesses of a surface of ground on which root crops are placed, losses of a tops of vegetable are analytically determined at performance of technological process of its continuous cut.



УДК 621.436.004.67

БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ФЕРМЕРСЬКИХ ГОСПОДАРСТВ

Паніна В.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація – у статті розглядається питання створення багатофункціонального агрегату для механізації робіт в фермерських господарствах.

Ключові слова – механізація, багатофункціональність, фермерське господарство.

Постановка проблеми. В фермерських господарствах необхідно здійснювати велику кількість робіт, наприклад, кормоприготування, обробка деревини, фарбування, змішування пісочно-цементних сумішей, які необхідно виконувати власними силами. Прості у виготовленні і експлуатації агрегати для механізації цих робіт в фермерських господарствах відсутні, тому створення таких агрегатів актуально.

Аналіз останніх досліджень. Відома кормоприготувальна машина КТ-Т-4 для подрібнення зерна, коренебульбоплодів, грубих кормів, вилущування качанів кукурудзи, що складається з корпусу, завантажувального бункеру, камери подрібнення, електроприводу і пульту керування [1]. Недолік цієї машини в відсутності функції змішування.

Відомий фрезерний верстат (рис. 1), призначений для обробки деревини, що складається з станини 1, шпинделя 14, фрези 7, механізму підйому шпинделя 11, електроприводу, пульту керування [2]. Недолік верстата в виконанні тільки однієї функції – фрезування.

Верстат для обробки деревини (рис. 2), що складається з рами 1, переднього і заднього столів 2, направляючої лінійки 4, ножового барабану 5, механізму налагодження переднього столу по висоті 10, електроприводу і пульту керування [2]. Недолік верстата в виконанні тільки однієї функції – розпилювання деревини.

Найбільш близьким до пропонованого агрегату є подрібнювач кормів універсальний ИКУ-Т-5 призначений для подрібнення грубих, зелених і соковитих кормів, зерна. Його можна переобладнати в

соковижималку, а також пристосувати для розпилювання деревини [1]. Недолік цієї машини в відсутності функції змішування.

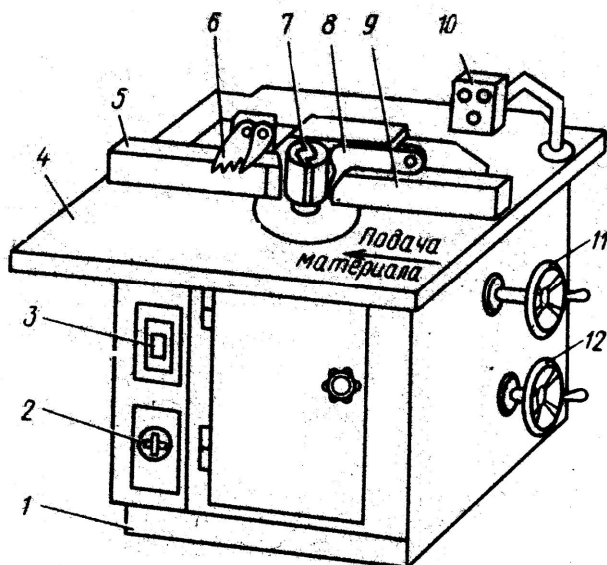


Рис. 1. Фрезерний верстат: 1 – станина; 2 – перемикач частоти обертів шпинделя; 3 – вимикач; 4 – стіл; 5 – задня напрямна лінійка; 6 – гальмівний сектор; 7 – фреза; 8 – огорожа; 9 – передня напрямна лінійка; 10 – пульт керування; 11 – маховик підйому шпинделя; 12 – маховик натягнення пасу; 13 – електродвигун; 14 – шпиндель; 15 – додаткова опора шпинделя; 16 – кронштейн; 17 – маховик підйому кронштейна.

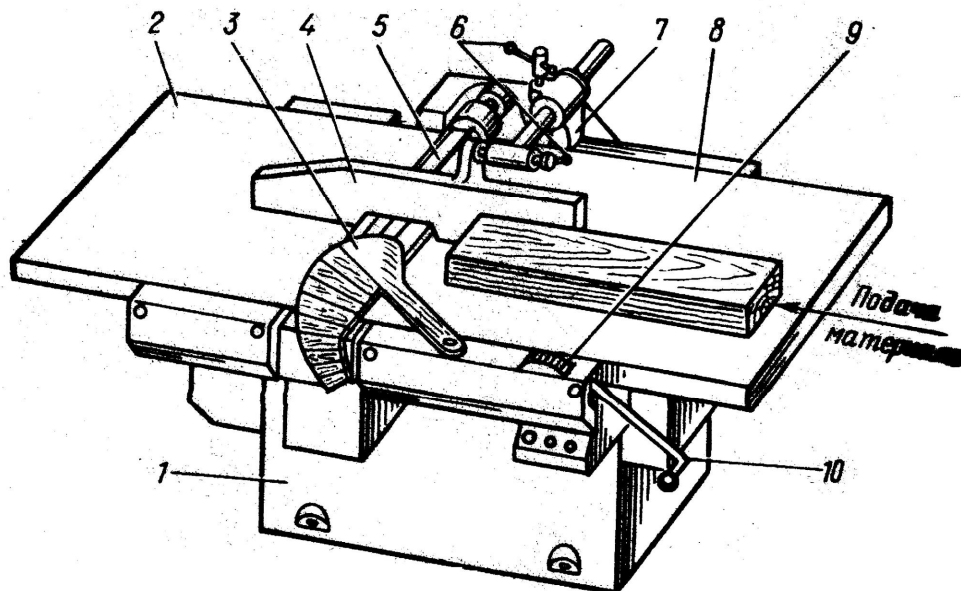


Рис. 2. Верстат для обробки деревини: 1 – станина; 2 – задній стіл; 3 – огорожа; 4 – направляюча лінійка; 5 – ножевий барабан; 6 – фіксатор кріплення направляючої лінійки; 7 – кронштейн; 8 – передній стіл; 9 – шкала; 10 – рукоять налагодження столі по висоті.

Загальний недолік цього обладнання - вузька спеціалізація (приготування кормів або обробка деревини) і необхідність власного електроприводу.

Для фермерських господарств необхідні багатофункціональні агрегати, які дозволять механізувати значну частину робіт.

Формування цілей статті. Розроблення багатофункціонального агрегату для механізації значної кількості робіт в фермерських господарствах, який дасть можливість власними силами створити такі агрегати та поліпшити умови праці.

Основна частина. В основу поставлена задача удосконалення багатофункціонального агрегату, шляхом з'єднання електродвигуна з виконавчими механізмами клиноремінними передачами з канавками різних діаметрів і одним ременем, встановленим на них, що дозволяє розширити функціональні можливості агрегату.

Поставлена задача вирішується тим, що у багатофункціональному агрегаті для фермерських господарств, що складається з рами, на якій зверху встановлено передній стіл з механізмом регулювання висоти і задній стіл, а також вал з закріпленими на ньому фрезами і дисковою пилою та направляючою лінійкою, під заднім столом на рамі розташована універсальна дробарка, а в нижній частині компресор з ресивером і водяний насос, в середній частині рами встановлено електродвигун і циліндричний редуктор під яким знаходиться ящик для інструментів, а спереду кріпиться конічний редуктор, до якого через муфту приєднується змішувач відповідно до запропонованої корисної моделі, електродвигун з'єднаний з виконавчими механізмами клиноремінними передачами, шківів яких мають дві канавки різного діаметру і один клиновий ремінь, який послідовно встановлений на більший чи менший діаметри ведучого шківів.

З'єднання електродвигуна з виконавчими механізмами клиноремінними передачами дає можливість отримати потрібну кутову швидкість робочих органів виконавчих механізмів, і завдяки тому, що шківів клиноремінних передач мають дві канавки різного діаметру і один клиновий ремінь, який послідовно встановлений на них і, в залежності від того на який діаметр (більший чи менший) ведучого шківів встановлений клиновий ремінь, відбувається кормоприготування, обробка деревини, фарбування, змішування пісочно-цементних сумішей та інше (рис. 3).

Багатофункціональний агрегат складається з рами 1, на якій зверху встановлено передній стіл 2 з механізмом регулювання висоти 3 і задній стіл 4, а також вал 5 з закріпленими на ньому фрезами 6 і дисковою пилою 7 та направляючою лінійкою 8. Під заднім столом 4 на рамі 1 розташована універсальна дробарка 9, а в нижній частині

компресор 10 з ресивером 11 і водяний насос 12. В середній частині рами 1 встановлено електродвигун 13 і циліндричний редуктор 14 під яким знаходиться ящик для інструментів 15. Спереду до рами 1 кріпиться конічний редуктор 16, до якого через муфту 17 приєднується змішувач 18. Для приводу від електродвигуна призначені ведучі шківви 19, 20, ведені - 21, 22, 23, 24, 25, 26 і два клинових ремені 27,28.

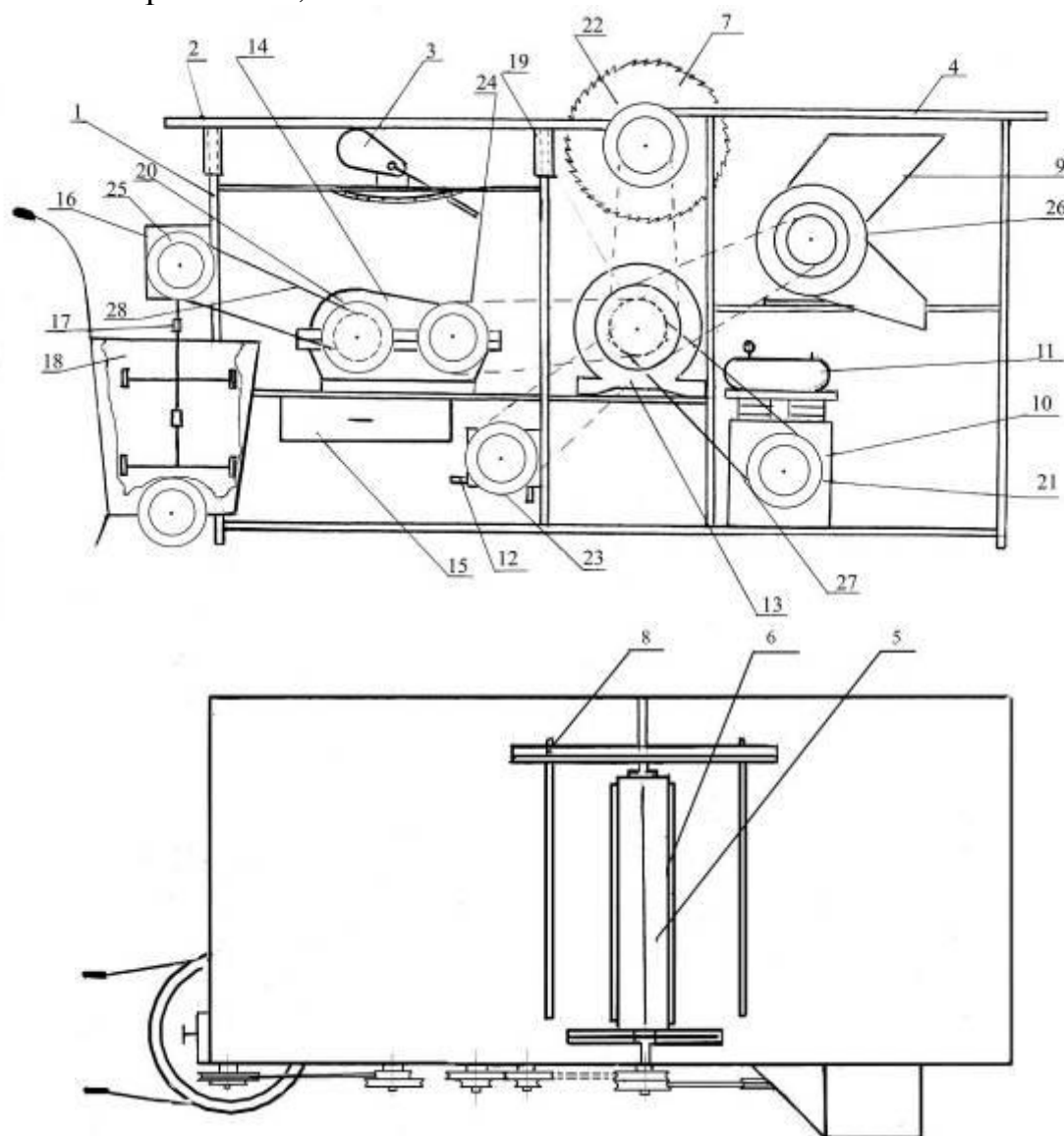


Рис. 3. Загальна схема багатофункціонального агрегату.

Робочий процес виконується в такій послідовності.

Привід виконуючих механізмів агрегату від одного електродвигуна 13 передбачає послідовне їх використання. При необхідності включення в роботу компресору клиновий пас 27 встановлюється згідно положення, показано на фіг.1. Для використання деревообробного пристрою клиновий ремень 27 встановлюється на менший діаметр ведучого шківви 19 і більший

діаметр шківів 22. Товщина стружки, що знімається регулюється висотою столу 2 за допомогою механізму 3. Обробка коренебульбоплодів здійснюється встановленням клинового реміня 27 на більший діаметр шківів 19 і менший шківів 26, зерна – відповідно на більший і менший діаметри шківів 19 і 26. Для змішування кормів змішувач 18 через муфту 17 приєднується до редуктора 16, а клиновий ремінь 27 встановлюється на менший діаметр шківів 19 і більший діаметр шківів 24. При використанні водяного насоса 12 клиновий ремінь розташовують на меншому і більшому діаметрах шківів 19 і 23.

Висновки. Розроблено багатофункціональний агрегат для фермерських господарств, який дозволяє механізувати значну кількість робіт в сільськогосподарському виробництві, що призводить до розширення функціональних можливостей агрегату та поліпшує умови праці робітників. Цей агрегат можливо виготовити в умовах господарства [3].

Література.

1. Ясенцький В.А. Механізація трудомістких робіт на малих фермах /В.А. Ясенцький, В.А. Павленко. – К.: Урожай, 1990.- 160с.
2. Лунина Н.С. Станки и инструменты лесопильного и деревообрабатывающего производства/ Н.С. Лунина. [Практикум для техникумов]. – М.: «Экология», 1991.- 144с.
3. Пат.54744 Україна МКІ⁷ А01D41/08 Багатофункціональний агрегат для фермерських господарств / В.В. Паніна ТДАТУ // Промислова власність. – u201012506; заявл. 22.03.2010; опубл. 25.11.2010, Бюл.№22.

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ФЕРМЕРСКИХ ХОЗЯЙСТВ

Панина В.В.

Аннотация – в статье рассматривается вопрос разработки многофункционального агрегата для механизации работ в фермерских хозяйствах.

MULTIPURPOSE UNIT FOR FARMS

V. Panina

Summary

In article is considered a question of creation of the multipurpose unit for mechanism work in farms.



УДК 631.31.06

ПОРІВНЯЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬТИВАТОРІВ ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Шахов М. В.,

Мітін В. М., к.т.н.,

Болтянський В. М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет**Тел.: (0619) 42-12-65*

Анотація – класифікація культиваторів для передпосівної обробки ґрунту з подальшим вибором раціонального варіанту культиватора для умов степу України (Приазов'я).

Ключові слова – культиватор, суцільна культивація, насінневе ложе.

Постановка проблеми. Передпосівний обробіток ґрунту проводять з метою створення в орному шарі насінневого ложа та надання однорідної структури ґрунту. Цю операцію проводять причіпними або начіпними культиваторами для суцільної обробки ґрунту безпосередньо перед посівом на глибину 3-6 см. Передпосівна культивація в подальшому дає рівномірність сходів.

Аналіз останніх досліджень. Закордонні виробники с.г. продукції пропонують агровиробникам України використовувати комплекс машин, який виконує культивацію з одночасною сівбою[1]. Країни Європи пропонують використовувати систему вирощування «Noutil», без традиційної оранки, що в свою чергу скорочує строки посіву та витрати на паливо[3].

Аналізуючи вище сказане робимо висновки, що на даному етапі вирощування с.г. культур необхідно відійти від традиційного вирощування і скористатися передовим досвідом країн Європи.

Формулювання цілей статті. Створення класифікації культиваторів для передпосівної обробки ґрунту та вибір необхідного культиватора для передпосівної обробки ґрунту у степовій зоні Приазов'я.

Основна частина. Основним засобом виробництва в с.г. є земля, яка потребує певного догляду. Одним із засобів по догляду за полями є така операція як культивація.

Культивація (від латинського *cultivo* – обробляю, вирощую) – рихлення обробленого ґрунту (без обертання) з підрізанням бур'янів. У результаті культивації поліпшується повітряний і водний режим ґрунту, посилюється діяльність ґрунтових мікроорганізмів,

забезпечуються найбільш сприятливі умови для рівномірних сходів насіння культурних рослин, їх росту й розвитку. При проведенні культивуації обробляється вся поверхня поля. Тому вона називається суцільною культивуацією. Культивуацію проводять двічі. Першу на глибину до 12 см. Другу безпосередньо перед посівом на глибину загорання насіння 3...6 см. Остання культивуація називається передпосівною. При обробці пари культивуацію проводять приблизно за два тижні, у міру появи бур'янів.

Агротехнічні вимоги до культиваторів: швидкість руху культиватора 8...12 км/год.; всі бур'яни повинні бути підрізані; поверхня поля після культивуації повинна бути суцільною; гребеністість до 2 см; нижні вологі шари ґрунту не повинні виноситися на поверхню; ґрунт повинен бути рихлим без розпилення. Проходи виконуються з невеликим перекриттям (10...20 см). Для недопущення огріхів, передпосівна культивуація виконується за день до посіву на глибину загорання насіння.

В наш час виробники пропонують великий вибір культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту. На рисунку 1 представлені найбільш поширені види культиваторів (КШУ-12 та КПП-14,8).



Рис. 1 Культиватор КШУ-12 та КПП-14,8

Для того щоб хоч якось мати певні критерії вибору необхідно скласти свою класифікацію культиваторів (рис.2).



Рис 2. Класифікація культиваторів.

Висновки. Умовам використання відповідають культиватори КШУ-12 та КПП-14,8. Вибір був зупинений на цих культиваторах. Їх переваги у таких факторах:

- продуктивності;
- дотриманні агровимог;
- універсальності їх використання.

Література.

1. *Верещагін Н.І.* Організація і технологія механізованих робіт в рослинництві. – 2 изд., стер. *Верещагін Н.І.* – Москва: «Академия», 2008. – 416с.
2. *Корчанова Ю.О.* Історія техніки землеробства: Словник-довідник / М-во агр. політ. України, Луганськ. нац. агр. ун-т. / *Ю.О. Корчанова, О.О. Петренко.* – Луганськ, 2005. – С. 39 - 47.
3. *Гуков Я.С.* Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. / *Я.С. Гуков.* – К.: Нора-прінт, 1999. – 280 с.
4. *Мудрук О.С.* Теоретичні і методологічні аспекти проблеми періодизації ґрунтообробної техніки // Історія укр. науки на межі тисячоліть: Зб. наук. пр. Відп. ред. *О.Я. Пилипчук.* – Вип. 6. – К., 2001. – С. 15-20.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬТИВАТОРОВ ДЛЯ ПЕРЕДПОСЕВНОЙ ОБРОБОТКИ ПОЧВЫ

Шахов М. В., Митин В. М., Болтянский В. М.

Аннотация – классификация культиваторов для предпосев-ной обработки почвы с дальнейшим выбором рационального варианта культиватора для условий степи Украины (Приазовья).

COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF CULTIVATORS FOR THE TREATMENT OF THE SOIL BEFORE PLANTING

M. Shakhov, V. Mitin, V. Boltianskih

Summary

The classification cultivator to prepare fields for planting with a further choice of the cultivator to work in the steppes of Ukraine (Azov).



УДК 621.436-242.3

ВИВЧЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВИТРАТУ МАСТИЛА НА ЧАД

Пономарьов О.В.,

Мовчан В.Ф., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (095)341-0535

Анотація – в роботі проведено аналіз досліджень факторів, що впливають на витрату мастила на чад. Розглянуто відмінності конструкцій поршневих кілець.

Ключові слова – поршневі кільця, мастило, двигун внутрішнього згорання, витрата мастила на чад, фактори.

Постановка проблеми. Зниження експлуатаційної витрати моторного масла в двигунах внутрішнього згорання слід вважати перспективним рішенням частини загальної проблеми економії паливно-енергетичних ресурсів.

У сучасних двигунів орієнтовні значення витрати масла на угар становить у бензинових двигунів 0,1-0,3% від витрати палива на 1000 км, у дизелів в 0,8-0,9% від витрати палива на 1000км. Но все індивідуально для ДВС. Для V6 або V8 літр мастила на 1000км це майже норма для рядних малолітражок це забагато. Що є не мало важливий фактор при яких навантаженнях працює двигун. наприклад в двигунах встановлених на мотоциклах, об'ємом в 600 куб.см витрата масла майже у нового мотора з пробігом всього 10000 тис.км, може досягати колосальної позначки 1-1,5 л на 1000 км [1].

Аналіз останніх досліджень. Проведений аналіз у ДВС показав, що вплив на витрату мастила на угар чинять конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори: конструкція поршневих кілець та поршня, величина зазорів в сполученнях деталей циліндро-поршневої групи, ступінь подрібтки і матеріали деталей руху, параметри системи змащення і робочого процесу, конструкція клапанного механізму і ущільнень турбокомпресора [1]. Витрата масла на випаровування у великій мірі залежить від товщини масляної плівки. Остання багато в чому визначається пружністю, конструкцією і числом маслоз'ємних кілець.

Формулювання цілей статті. Мета даної публікації – вивчення факторів та конструкцій поршневих кілець що впливають на витрату масла на чад.

Основна частина. Проведений аналіз витрати масла на угар в ДВС показав, що значний вплив на нього чинять наступні фактори конструктивні (конструкція поршневих кілець і поршня, величина зазорів в сполученнях деталей циліндро-поршневої групи, ступінь підрізки та матеріали рухомих деталей, параметри системи змащення, конструкція клапанного механізму і ущільнень турбокомпресора.) технологічні (Технологія виготовлення, обробки деталей) та експлуатаційні фактори (Від режимів в яких експлуатується ДВС) Витрата масла на випаровування у великій мірі залежить від товщини масляної плівки. Остання багато в чому визначається пружністю, конструкцією і числом маслоз'ємних кілець. Найбільшого успіху у зниженні витрати масла на чад досягли при оптимізації комплексу поршневих кілець за рахунок зменшення їх кількості та підвищення маслоз'ємної дії.

В цілому ряді робіт переконливо показано, що через вдосконалення цих деталей можна отримати досить відчутні результати [1]. З метою зниження витрати масла на угар були розроблені і випробувані маслоз'ємного кільця коробчатого і скребкового типів різної пружності. Підвищення пружності маслоз'ємного кільця досягалося за рахунок застосування спеціальних розширювачів (пружинних і пластинчастих). Пружність кілець замірялася згідно ГОСТ 7295 - 76, в результаті чого визначалося середній тиск кільця на стінку циліндра p . Стиснення кільця здійснювалося за допомогою сталевого дроту. Дослідження впливу пружності маслоз'ємних кілець на витрату масла і термін його служби проводилося на дизель-генераторі 8 кВт (дизель 2Ч9,5/10) при роботі на паливі з ГОСТ 305- 73 і маслі М-10В2 по ТУ 38-101-278-72 у спадковують режимах навантаження: холостий хід, 25,50, 75, 100, 110%. Робота на режимі 110% навантаження проводилася протягом 1 год. після 9 год. роботи на режимі 100%. Долив масла в картер дизеля, здійснювався через кожні 25 год., а проби масла на фізико-хімічний аналіз відбиралися через 100 год.

В процесі проведення досліджень були випробувані наступні варіанти:

1. Маслоз'ємне кільце коробчастого типу з пружинним розширювачем; $p = 0,589$ МПа, тривалість випробування – 800 год.

2. Маслоз'ємне кільце коробчастого типу без розширювача (вихідний варіант). Середнє тиск кільця на стінку циліндра $p = 0,206$ МПа, тривалість випробування – 500 год.

3. Два маслоз'ємних кільця скребкового типу (в одній поршневій канавці) з пластинчастим розширювачем; $p = 0,550$ МПа, тривалість випробування – 100 год.

4. Два маслоз'ємних кільця скребкового типу (в одній поршневої канавці) без розширювача; $p = 0,275$ МПа, тривалість випробування – 100 год.

5. Маслоз'ємне кільце коробчастого типу з пластинчастим розширювачем; $p = 0,569$ МПа, тривалість випробування – 100 год.

Результати порівняльних випробувань перших двох варіантів представлені в таблиці 1. Як видно, при роботі дизель - генератора з маслоз'ємним кільцем коробчастого типу без розширювача витрата масла на чад зростає від етапу до етапу і через 500 год. склав 8,2г (кВт·год.) проти 4,21 г/(кВт·год.) на початку випробувань.

Застосування пружинного розширювача покращує і фізико-хімічні властивості масла: знижується швидкість надходження забруднень у масло в сім разів (табл. 1); зменшується кількість нерозчинних домішок в два рази; в'язкість масла ν залишається на колишньому рівні; скорочується кількість відкладень на засобах очищення масла в два рази, а коефіцієнт фільтрації (загальний) зменшується більше ніж в 1,6 разів (проте це не означає погіршення очищення масла, а є лише наслідком низької швидкості забруднення його).

Результати спектрального аналізу показали, що швидкість зношування деталей дизеля при його роботі з маслоз'ємного кільця підвищеної пружності знижується в два – три рази (табл. 1). Після 500 год. починається більш інтенсивне спрацьовування присадки: різко знижується лужне число, а також відбувається накопичення в олії органічних і сильних кислот (росте кислотне число і знижується потенціал, що характеризує активність кислих продуктів).

Це може привести до підвищених лакоутворення, що й було відмічено після 800 год. роботи дизеля: частково забиті дренажні отвори на поршні.

Таблиця 1.

Результати випробувань маслоз'ємних кілець

Параметри	Показники		
	Без розширювача (500год)	З розширювачем (800год)	
Швидкість надходження забруднення г/(кВт·г)	0,299	0,0408	
Кількість відкладень на засобах очищення, кг:			
	на центрифугі, на фільтрі тонкої очистки	0,420 0,180	0,190 0,090
Коефіцієнт очищення, %:			
	загальний, центрифуги, фільтра тонкої очистки.	50 39,5 10,5	30,6 22,7 7,5

Після закінчення 800 год. випробувань були проведені обміри деталей ЦПГ. За результатами замірів значних зносів не встановлено:

- Зазор в замку кілець зріс на 5 мм, що не перевищує збільшення зазору в замку поршневих кілець серійних дизелів за 1000 год. роботи (0,5 ч 1 мм);
- Зносу гільз циліндрів не спостерігалось.
- Знос поршневих канавок маслоз'ємного кільця першого циліндра і третього компресійного кільця другого циліндра склав по 0,1 мм (знос інших канавок не спостерігався).

Після завершення досліджень перших двох варіантів на дизелі були випробувані маслоз'ємного кільця коробчастого і скребкового типів з пружинними і пластинчастими розширювачами. Тривалість випробувань на кожному етапі становила 100 год. Оцінка фізико-хімічних властивостей масла не проводилася. Визначався лише тільки питома витрата масла на чад (табл. 2).

Як видно, мінімальний питома витрата масла на чад досягається при роботі при роботі дизелі з маслоз'ємного кільця коробчастого типу і пружинними розширювачами (1,1 г / (кВт год.)).

Застосування пластинчастого розширювача в порівнянні з пружинним призводить до зростання величини G_y з 1,1 до 2,3 г / (кВт год.) Не дає жодного ефекту і заміна одного маслоз'ємного кільця коробчастого типу двома скребковими в одній поршневій канавці (витрата масла на чад 5, 7 і 6 г / (кВт год.)).

З вищенаведеного випливає що найбільш ефективним засобом зниження питомої витрати масла на чад G_y в дизелях Ч 9,5 / 10 є застосування маслоз'ємного кільця коробчастого типу з пружинним розширювачем, що дозволяє знизити величину G_y з 5,7 до 1,1 г / (кВт/год.), тобто майже в п'ять разів.

Таблиця 2.

Середні величини витрати масла на чад при використанні різних типів маслоз'ємних кілець

Досліджуваний варіант	Тривалість етапу, год.	Середня питома витрата масла на угар за 10 год. роботи, г / (кВт год.)
Маслоз'ємні кільця коробчастого типу без розширювачів	500	5,7
Маслоз'ємні кільця коробчастого типу з пружинними розширювачами	800	1,1
Маслоз'ємні кільця коробчастого типу з пластинчастими розширювачами	100	2,3
Два маслоз'ємних кільця скребкового типу (в одній поршневій канавці) без розширювача	100	6
Два маслоз'ємних кільця скребкового типу (в одній поршневій канавці) з пластинчастим розширювачем	100	5,3

При цьому середній тиск кільця на стінку циліндра зростає з 0,206 до 0,589 МПа. Дане збільшення тиску, що здійснюється шляхом установки пружинного розширювача, покращує та фізико-хімічні властивості олії: в сім разів знижується швидкість надходження забруднень в масло; в два рази зменшується кількість відкладень на засобах очищення масла; в два рази скорочується вміст нерозчинних в бензині домішок. Заміна на дизелях Ч 9,5 / 10 маслоз'ємних кілець коробчастого типу на скребкові і пружинних розширювачів на пластинчасті не дає позитивного ефекту.

Проведений аналіз впливу різних конструктивних факторів на угар масла переконливо показує, що величина G_u повинна істотно визначатися технічним станом деталей ЦПГ. Насправді, від зносу цих деталей залежить пружність і величина стикового зазору, зазор між поршневими кільцями і канавками, зазор між поршнем і втулкою і т. д. А ці величини, як було показано вище, значно впливають на угар масла.

Поршневі кільця бувають компресійні і маслоз'ємні .

Компресійні кільця поділяють на наступні види (рис.1): А – прямокутні з виточкою; Б – скребкові; В – хвилинне; Г – торсіонне; Д – торсіонне зі скошеною торцевою поверхнею; Е – трапецієподібне.

Маслоз'ємні кільця розділяють на (рис. 2): Ж – коробчастого перетину; З – коробчастого перетину з двосторонніми скосами; І – коробчастого перетину з односторонніми скосами; К – здвоєні скребкові; Л – з центральним експандером; М – з одностороннім експандером.

Метод скорочення чаду масла за допомогою зменшення товщини масляної плівки має обмеження. Так, при досягненні певних мінімальних значень помітно погіршується робота третьових поверхонь, що викликає падіння потужності двигуна і посилення зносу деталей ЦПГ. Тому необхідно лімітувати величини питомих тисків кілець значеннями 0,8 – 1,5 МПа при ширині кромки коробчастих маслоз'ємних кілець 0,5 – 1,2 мм. Для зменшення зношування маслоз'ємних кілець з високим середнім тиском кільця на стінку циліндра застосування модифікаторів тертя. Тому для роботи дизеля с низькими величинами чаду ($G_u < 1$ г / (кВт · год)) і високими значеннями питомої тиску маслоз'ємних кілець використання МТ бажано. Це дозволяє зменшити швидкість зношування маслоз'ємних кілець в 2 - 3 рази і сприяє стабілізації чаду протягом тривалого терміну на низькому рівні.

Випробування поршневих кілець які проводив Гаук Г. О. під керівництвом професора Кіча Г.П. показали що найменший витрата масла на чад у дизеля з маслоз'ємним кільцем коробчастого типу з пружинними розширювачами (рис.3), у яких середній питома витрата масла на чад за 10 год. роботи 1,1 г / год. Коли у маслоз'ємних кільцях коробчастого типу без розширювачів склав 5,7 г / год.

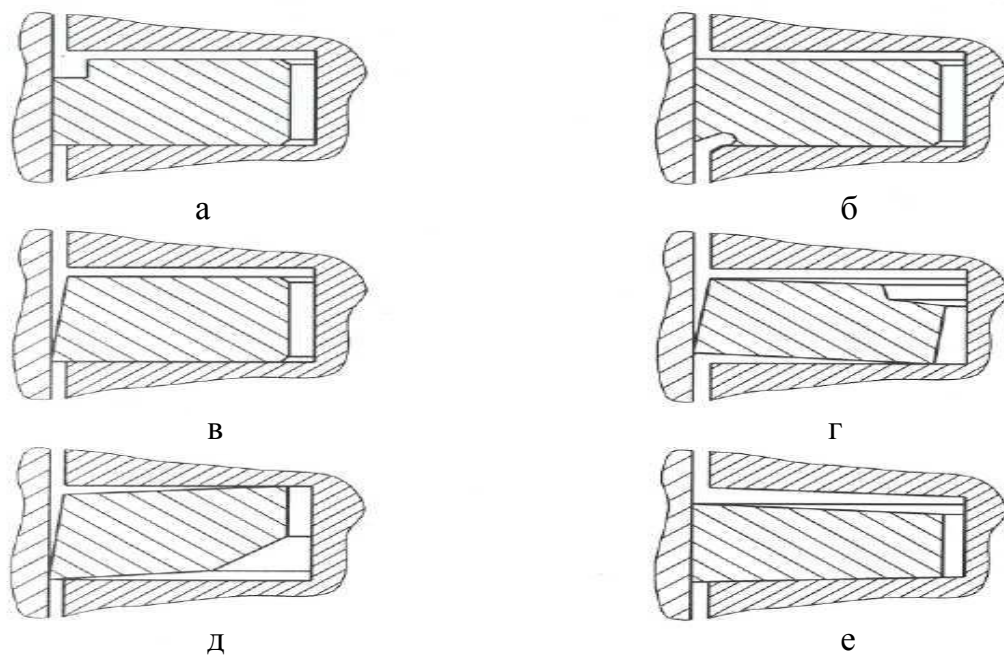


Рис. 1. Види компресійних кілець.

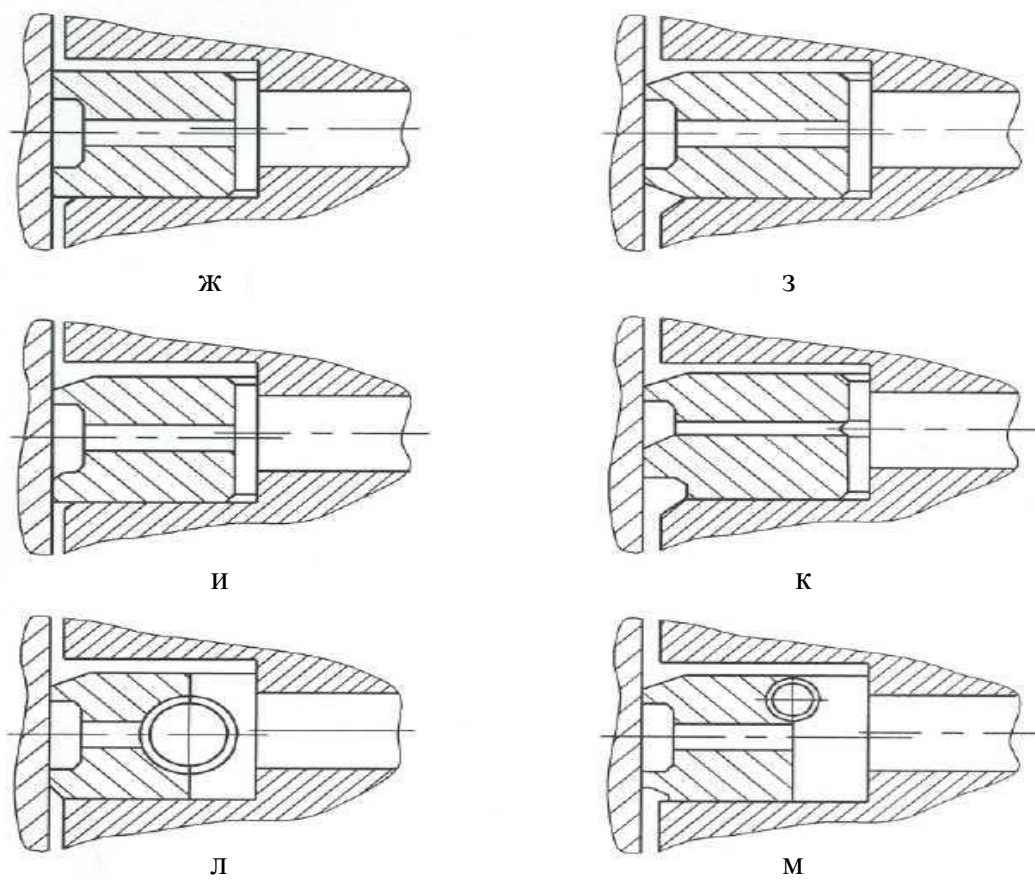


Рис. 2. Види маслоз'ємних кілець.

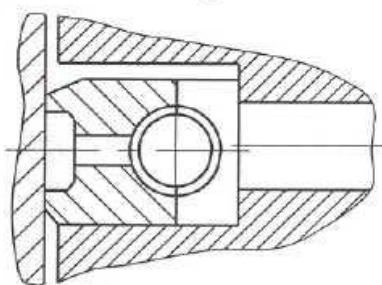


Рис. 3. Маслоз'ємне кільце коробчастого типу з пружинними розширювачами.

Висновок. Вивчення факторів, що впливають на зниження витрати масла на чад у двигуні внутрішнього згоряння можна вважати перспективним напрямком наукової діяльності, яка призводить до економії паливно-мастильних матеріалів та зниження собівартості продукції.

Література

1. Витрата масла і втрати масла / Б. Вальдхауэр, Й.Сюпа, У.Шиллинг, К. Ляйтгеб, Б. Грайнер – Хайльбронн, – 4-8с.
2. Фомченков, А. І Дослідження впливу пружності маслоз'ємних кілець на витрату масла на чад і термін його служби / А. І. Фомченков, Л. А. Моїсейченко, В. А. Корнілов // Двигунобудування. - 1980. - № 7.- С. 21-22.

ИЗУЧЕНИЕ ФАКТОРОВ, КОТОРЫЕ ВЛИЯЮТ НА РАСХОД МАСЛА НА УГАР

Пономарев А.В., Мовчан В.Ф.

Аннотация – в работе проведен анализ факторов, которые влияют на расход масла на угар. Рассмотрены отличия конструкций поршневых колец.

A STUDY OF FACTORS AFFECTING COSTS IN OIL ON WASTE

O. Ponomarev, V. Movchan

Summary

In this paper the analysis of the factors that influence the consumption of oil by waste. We consider the differences of structures piston rings.



УДК 631.4:631.51

ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ КОМБІНОВАНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ОДНОЧАСНОГО ВНЕСЕННЯ ГЕРБІЦИДІВ, ПЕРЕДПОСІВНОЇ КУЛЬТИВАЦІЇ ТА СІВБИ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

Кириченко О.А.,

Чорна Т.С., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел..(0619) 42-12-65

Анотація – У статті наведено теоретичне обґрунтування схеми комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивуації та сівби просапних культур на базі трактора ХТЗ-160.

Ключові слова – тягово-енергетичний засіб, комбінований агрегат, культиватор, сівалка просапна, завантаження двигуна.

Постановка проблеми. Посіви просапних культур потерпають від бур'янів. Це пов'язано із засміченістю полів і особливостями росту та розвитку таких культур.

Найважливішим технологічним завданням під час підготовки ґрунту й сівби є створення умов для появи рівномірних і дружних сходів. Тому використання комбінованих агрегатів, здатних виконувати за один прохід підготовку поля під сівбу й висів насіння є актуальним особливо для півдня України [1].

Аналіз основних досліджень. Сьогодні набувають поширення багатофункціональні комплексні агрегати, які суміщають в одному технологічному процесі внесення гербіцидів, обробіток ґрунту та сівбу з внесенням мінеральних добрив. При використанні комбінованих агрегатів скорочується кількість проходів агрегату по полю, зменшуються витрати пального, праці, строки виконання робіт [1, 3].

На сівбі просапних культур використовують трактори класу 1,4 з 8-рядними сівалками. Враховуючи, що середній розмір поля у Мелітопольському районі складає 90 га, а згідно агротехнологічних вимог його необхідно засіяти за два дні, бажано використовувати на сівбі соняшнику трактори тягового класу 3 з сівалками не менше 12-рядних (ширина захвату $B=8,4\text{м}$) [1, 4].

Формулювання мети статті. Теоретично обґрунтувати можливість використання комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивуації та сівби просапних культур на базі трактора ХТЗ-160.

Основна частина. Підвищення якості внесення гербіцидів й дружності сходів можливе при використанні комбінованого агрегату у складі оприскувача, культиватора для суцільного обробітку ґрунту та просапної сівалки. Таке поєднання можливе при наявності на енергетичному засобі переднього навісного механізму (рис. 1).



Рис. 1. Структурна схема комбінованого агрегату

Трактор ХТЗ-160 орно-просапний і має передній навісний механізм, тому комплектуємо комбінований агрегат на його базі. Штанга оприскувача встановлюється на раму культиватора, при цьому висота її розташування зменшиться до 0,25 м, тому відстань між розпилювачами змінюється до 0,3м (від стандартної 0,5м) [5]. Завдяки цьому знос гербіциду зменшується, забезпечуючи більш якісне покриття.

Розглянемо, як впливає використання комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивації та сівби на навантаження двигуна орно-просапного трактору типу ХТЗ-160 (рис. 2).

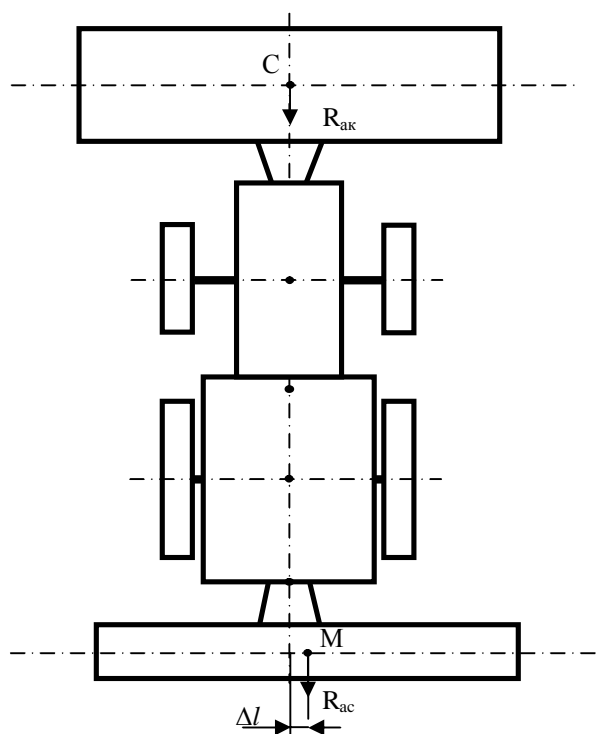


Рис. 2. Схема розрахунку.

Визначимо тяговий опір робочих знарядь, кН

$$R_a = (K_{vi} + g_m i / 100) \cdot B_m \cdot n_m,$$

де B_m – робоча ширина захвату сільськогосподарської машини ($B_p = 8,4$ м);

g_m – середня вага на один метр ширини захвату для сільськогосподарської машини, кН/м;

n_m – кількість машин;

K_{vi} – питомий тяговий опір робочих знарядь для i -ої передачі

$$K_{vi} = K_0 \cdot \left[1 + \frac{\Delta_0 \cdot (V_{pi} - V_H)}{100} \right],$$

де K_0 – питомий тяговий опір сільськогосподарської машини k -ої марки за швидкістю $V_H = 5$ км/год, кН/м (для сівалки $K_0 = 1,2$ кН/м; для культиватора $K_0 = 1,4$ кН/м) [6];

Δ_0 – темп змінювання K_0 від швидкості руху для сільськогосподарської машини, % (для сівалки $\Delta_0 = 0,4$; для культиватора $\Delta_0 = 0,5$) [6];

V_{pi} – робоча швидкість МТА на i -й передачі трактора, визначається за тяговою характеристикою трактора [6].

Тоді тяговий опір буде складати:

– для сівалки

$$R_{ac} = (1,2 + 2,6 \cdot 2 / 100) \cdot 8,4 \cdot 1 = 13,7 \text{ кН};$$

– для культиватора

$$R_{ak} = (1,4 + 1,9 \cdot 2 / 100) \cdot 8,4 \cdot 1 = 14,4 \text{ кН}.$$

Визначимо завантаження трактора за тягою

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^n R_a}{P_{кр} - G \cdot i / 100}$$

де $\sum R_a$ – сумарний тяговий опір;

$P_{кр}$ – тягове зусилля на крію трактора на j -й передачі;

G – вага трактору;

i – кут нахилу поля;

$$\sum R_{aj} = R_{ac} + R_{ak} + R_{вен}$$

тут $R_{вен}$ – опір на привід валу відбору потужності ($R_{вен} = R_{np.c} + R_{np.o}$).

Визначимо опір, який виникає при передачі потужності на привід робочих органів сівалки та оприскувача від ВВП трактора

$$R_{np} = \frac{3,6 \cdot N_{ВВП} \cdot \eta_{TP}}{V_p \cdot \eta_{ВВП}}$$

де $N_{ВВП}$ – потужність яка витрачається на ВВП пневматичного приводу сівалки ($N_{ВВП} = 5,15$ кВт); приводу насоса оприскувача ($N_{ВВП} = 10,1$ кВт) [6];

η_{TP} – ККД трансмісії;

$\eta_{ВВП}$ – коефіцієнт корисної дії приводу ВВП, ($\eta_{ВВП} = 0,94 \dots 0,96$) [6];

V_p – робоча швидкість МТА, ($V_p = 7,73$) км/год, [6].

ККД трансмісії можна розрахувати по залежності

$$\eta_{TP} = \eta_M \cdot \eta_K$$

де η_K – ККД колісних рушіїв ($\eta_K = 0,95 \dots 0,97$), [6];

η_M – ККД механічної передачі ($\eta_M = 0,9$), [6];

$$\eta_{TP} = 0,9 \cdot 0,95 = 0,86$$

– для сівалки

$$R_{np.c} = \frac{3,6 \cdot 5,2 \cdot 10^3 \cdot 0,86}{7,73 \cdot 0,94} = 2216 \text{ H};$$

– для оприскувача

$$R_{np.o} = \frac{3,6 \cdot 10,1 \cdot 10^3 \cdot 0,86}{7,73 \cdot 0,94} = 4303 \text{ H}$$

Тоді сумарний тяговий опір буде дорівнювати

– для сівалки

$$\Sigma R_a = 13,7 + 2,216 = 16 \text{ кН}$$

– для сівалки, культиватору та оприскувача

$$\Sigma R_a = 13,7 + 14,4 + 2,216 + 4,303 = 34,6 \text{ кН}$$

Завантаження орно-просапного трактора за тягою

– для 12-рядного посівного агрегату

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^n 16 \cdot 10^3}{42379 - 10760 \cdot 2/100} = 0,38$$

– для комбінованого МТА (внесення гербіцидів, передпосівна культивування одночасно з сівою для 12-рядного агрегату)

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^n 34,6 \cdot 10^3}{42379 - 13960 \cdot 2/100} = 0,82$$

Проведені розрахунки показали, що ступінь завантаження двигуна при використанні комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивування та сіви просапних культур, на базі трактора ХТЗ-160 з 12-рядною просапною сівалкою зростає до 82% при роботі на 3-й передачі й швидкості $V_p = 7,73$ км/год., що відповідає агротехнічним вимогам для даного виду робіт. Тоді як при використанні 12-рядного посівного агрегату на базі трактора ХТЗ-160 завантаження двигуна не перевищує 38%.

Висновок. При використанні комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивування та сіви просапних культур відсутній розрив часу при виконанні суміжних операцій, що дозволяє підвищити якість внесення гербіцидів і дружність сходів.

Література.

1. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: Навч. посібник / В.Т. Надикто,

- М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула.* – Мелітополь: ММД, 2006. – 228с.
2. Технологічні карти та витрати на вирощуванні сільськогосподарських культур з різними ресурсними забезпеченнями / За ред. *Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева.* - Харків : ХНТУСТ. - 2006. - 725с.
 3. *Кушнарєв А.С., Кочев В.И.* Механико-технологические основы обработки почвы. - К.: Урожай, 1989. - 144 с.
 4. *Орманджи К.С.* Контроль качества полевых работ / *К.С. Орманджи* – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191 с.
 5. *Шабала Н.А.* Механизация возделывания кукурузы / *Н.А. Шабала.* – Кишинев: Молдагроинформреклама, 1991. – 176 с.
 6. Машиновикористання в землеробстві / *В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос* та ін.; За ред. В.Ю. Ільченка. - К. : Урожай , 1996. - 384 с.

**ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННОГО АГРЕГАТА
ДЛЯ ОДНОВРЕМЕННОГО ВНЕСЕНИЯ ГЕРБИЦИДОВ,
ПЕРЕДПОСЕВНОЙ КУЛЬТИВАЦИИ И ПОСЕВА
ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР**

Кириченко О.А., Чорна Т.С.

Аннотация – в статье приведены теоретическое обоснование схемы комбинированного агрегата для одновременного внесения гербицидов, предпосевной культивации и посева пропашных культур на базе трактора ХТЗ-160.

**A GROUND OF CHART OF THE COMBINED AGGREGATE ISFOR
SIMULTANEOUS BRINGING OF HERBICIDES,PRESEED
CULTIVATING AND SOWING OF THE CULTIVATEDCULTURES**

O. Kirichenko, T. Chorna

Summary

To the article the theoretical ground of chart of the combined aggregate is driven for the simultaneous bringing of herbicides, preseed cultivating and sowing of the cultivated cultures on the base of tractor of HTZ-160.



УДК 631.356.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ВІД ГИЧКИ

Березовий М.Г., к.т.н.,

Черниш О.М., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Скориков М.А., к.т.н.

Національний інститут винограду і вина "Магарач" НААН України

Тел.: (0654) 32-55-91, e-mail: agromagarach@mail.ru

Анотація – Розроблена теорія взаємодії гнучкої очисної лопаті з поверхнею головки коренеплоду на корені в процесі її очищення від залишків. На основі отриманих диференціальних рівнянь руху лопаті, яка шарнірно встановлена на привідному валу з горизонтальною віссю обертання, приведені нові математичні залежності, що обґрунтовують основні параметри даного технологічного процесу.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, лопатевий очисник, точка контакту, силова взаємодія.

Постановка проблеми. Цукрові буряки є стратегічною культурою, оскільки цукор є необхідним продуктом у харчуванні людей. Ключовим питанням при вирощуванні цукрових буряків є їх збирання. Особливої уваги заслуговує операція відокремлення гички з головок на корені. В переважній більшості сучасних машин для відокремлення решток гички використовуються очисники головок коренеплодів (WIC, Grimme). Для них гостро стоїть проблема незадовільної якості видалення гички на підвищеній швидкості руху машини, яка співрозмірна із швидкістю руху коренезбиральної машини або комбайна. Тому теоретичне дослідження роботи очисника головок коренеплодів. З метою подальшого обґрунтування його параметрів є актуальним науковим завданням.

Аналіз останніх досліджень. Очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені є важливою операцією технологічного процесу збирання цукрового буряку. В [1] розглянута теорія лопатевого очисника головок коренеплодів буряків з горизонтальною віссю обертання і наведені основні аналітичні залежності, що описують удар очисної лопаті по головці коренеплоду.

Наступним етапом дослідження є складання диференціальних рівнянь руху точки контакту бича по головці коренеплоду в процесі зчісування з останнього залишків гички вважаючи, що цей процес буде відбуватися у поздовжньо-вертикальній площині, тобто, коли площина обертання бичів розташована вздовж рядка.

Формулювання мети статті. Розробка теоретичних передумов процесу взаємодії еластичної лопаті з головкою коренеплоду для подальшого обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів очисника головок коренеплодів.

Основна частина. Зобразимо силову взаємодію бича з головкою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто при русі бича по поверхні головки коренеплоду (рис. 1).

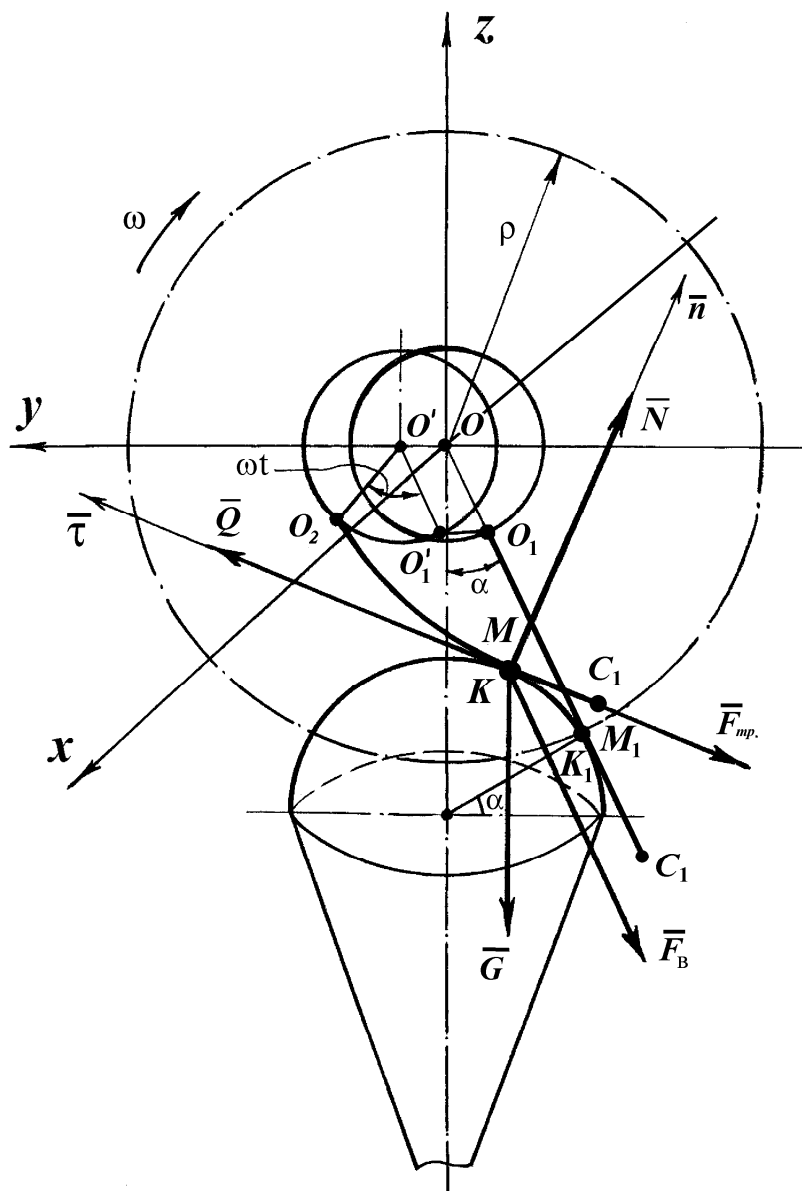


Рис. 1. Схема силової взаємодії бича з головкою коренеплоду в процесі зчісування залишків гички.

В точці контакту K будуть діяти наступні сили: \bar{F}_g – відцентрова сила інерції, яка напрямлена вздовж радіуса OK обертання бича навколо осі O ; \bar{G} – сила ваги бича, яка напрямлена вертикально донизу; \bar{N} – нормальна реакція взаємодії бича з головою коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі \bar{n} до головки коренеплоду, проведеної крізь дане положення точки контакту; \bar{F}_{mp} – сила тертя, яка виникає при русі бича по головці коренеплоду, напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M бича, яка співпадає з точкою контакту K ; \bar{Q} – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду, яка напрямлена в бік вектора абсолютної швидкості точки M бича.

Знайдемо значення зазначених сил. Для визначення відцентрової сили \bar{F}_g в будь-якій точці контакту K необхідно розглянути кінематику руху бича O_1C_1 по головці коренеплоду після ударного контакту в точці K_1 . Оскільки удар відбувається за дуже малий проміжок часу, то за момент удару бич не здійснює ніякого переміщення по головці коренеплоду. Тому за початкове положення бича на головці коренеплоду після удару можна вважати положення ударного контакту K_1 .

Для більш точного дослідження руху бича по головці коренеплоду необхідно скласти диференціальні рівняння руху точки M по головці коренеплоду, оскільки при такому дослідженні враховуються сили, що викликають такий рух.

Слід відмітити, що основну роль у формуванні сили зчісування \bar{Q} відіграє відцентрова сила інерції \bar{F}_g , сила тяги \bar{P} та обертальний момент бича $M_{об}$. Саме завдяки дії цих сил відбувається притискання бича до головки коренеплоду і деформація згину бича. Дійсно, відразу після удару відцентрова сила інерції \bar{F}_g напрямлена вздовж бича і намагається випрямити бич вздовж радіуса ρ . Як би ця сила була відсутня, то під дією поступального руху очисника та обертального руху бича навколо осі O бич при контакті з головою коренеплоду просто б відхилився на деякий кут в бік, протилежний обертальному руху, і без будь-якого зусилля просковзнув би по головці коренеплоду, не змінюючи своєї прямолінійної форми, оскільки підвіска O_1 – шарнірна.

Отже під дією відцентрової сили \bar{F}_g при наїзді на головку коренеплоду бич залишається випрямленим вздовж радіуса ρ , а тому, внаслідок подальшого поступального і обертального рухів, бич проковзує по головці коренеплоду, зазнаючи при цьому певної деформації згину, яка створює зусилля зчісування залишків гички.

Величина відцентрової сили інерції \bar{F}_g в початковій точці

контакту K_1 (точка M_1) дорівнює

$$F_{e1} = m\omega^2 \rho, \quad (1)$$

де m – маса бича.

Визначимо відцентрову силу \bar{F}_e точки M в будь-якій точці K контакту бича з головкою коренеплоду. Дана сила буде дорівнювати

$$F_e = m\omega^2 \cdot O'K, \quad (2)$$

де $O'K$ – відстань від точки K до точки O' .

Як видно з схеми рис. 1, дана відстань приблизно дорівнює

$$O'K \approx OK_1 - K_1K + OO', \quad (3)$$

де $OK_1 = \rho$.

Тоді, враховуючи, що $OO' = V_{II} \cdot t$ та $KK_1 \approx V_{II} \cdot t$ і (3), отримуємо

$$O'K \approx \rho. \quad (4)$$

Таким чином відцентрова сила інерції \bar{F}_e в кожній точці контакту K наближено залишається постійною за величиною та напрямом і дорівнює

$$F_e \approx m\omega^2 \rho. \quad (5)$$

При цьому масу бича m вважаємо зосередженою на робочій частині бича. Відцентрова сила інерції, яка виникає від обертання маси бича ближче до осі підвісу O_I викликає натяг бича і зрівноважується реакцією в шарнірі O_I .

Деформація згину бича виникає внаслідок притискання бича в точці контакту K силами інерції \bar{F}_e та ваги бича \bar{G} , під дією тягової сили \bar{P} поступального руху очисника та обертального моменту бича $M_{об.}$.

Сила деформації згину буде дорівнювати силі зчісування \bar{Q} . Отже сила \bar{P} поступального руху очисника та обертальний момент бича $M_{об.}$ входять в складову сили \bar{Q} і тому вони на рис. 1 не зображені.

Сила тертя, як відомо, дорівнює

$$F_{mp.} = fN, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя поверхні бича по поверхні головки коренеплоду;

N – нормальна реакція в точці контакту K бича з головкою коренеплоду.

Таким чином, диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці коренеплоду в векторній формі буде мати такий вигляд

$$m\bar{a} = \bar{F}_e + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp.} + \bar{Q}, \quad (7)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці коренеплоду;

m – маса бича.

Оскільки в даному випадку маємо плоску систему сил, що розташована в площині yOz , то диференційне рівняння руху (7) зводиться до системи двох диференційних рівнянь другого порядку наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{ey} + G_y + N_y + F_{mp.y} + Q_y, \\ m\ddot{z} &= F_{ez} + G_z + N_z + F_{mp.z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де $F_{ey}, G_y, N_y, F_{mp.y}, Q_y$ – проекції векторів сил $\bar{F}_e, \bar{G}, \bar{N}, \bar{F}_{mp.}, \bar{Q}$ на вісь Oy відповідно;

$F_{ez}, G_z, N_z, F_{mp.z}, Q_z$ – проекції векторів згаданих сил на вісь Oz відповідно.

Враховуючи значення проекцій векторів сил, що входять в систему диференційних рівнянь (8), та вирази (5) і (6), згадана система набуває такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho \sin\alpha + N \cos(y, \hat{N}) - fN \cos(y, \hat{V}) + Q \cos(y, \hat{V}), \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho \cos\alpha - mg + N \cos(z, \hat{N}) - fN \cos(z, \hat{V}) + Q \cos(z, \hat{V}), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $\cos(y, \hat{N}), \cos(z, \hat{N})$ – напрямні косинуси вектора сили \bar{N} до осей Oy і Oz відповідно;

$\cos(y, \hat{V}), \cos(z, \hat{V})$ – напрямні косинуси вектора швидкості \bar{V} руху точки контакту K по головці коренеплоду до осей Oy і Oz відповідно;

\dot{y}, \dot{z} – проекції вектора швидкості \bar{V} на осі координат Oy та Oz відповідно.

З [2] відомо, що згадані напрямні косинуси дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} \cos(y, \hat{N}) &= \frac{\partial f}{\partial y} \frac{1}{\Delta f}; & \cos(z, \hat{N}) &= \frac{\partial f}{\partial z} \frac{1}{\Delta f}; \\ \cos(y, \hat{V}) &= \frac{\dot{y}}{V}; & \cos(z, \hat{V}) &= \frac{\dot{z}}{V}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де $f(y, z) = 0$ – рівняння в'язі (поверхні, по якій рухається матеріальна точка);

Δf – модуль градієнта функції $f(y, z)$; V – модуль вектора швидкості точки.

Оскільки спочатку було прийнято, що головка коренеплоду має сферичну форму, то рівнянням в'язі є сфера, що має таке рівняння

$$f(x, y, z) = x^2 + y^2 + z^2 - R^2 = 0, \quad (11)$$

де R – радіус сферичної головки коренеплоду.

Для площини yOz $x = 0$, і тому рівняння сфери (45) переходить в рівняння кола

$$f(y, z) = y^2 + z^2 - R^2 = 0. \quad (12)$$

Згідно [2], модуль градієнта функції та модуль швидкості будуть дорівнювати:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2}, \quad (13)$$

$$V = \sqrt{\dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (14)$$

Підставимо (10) в (9) та додамо до системи диференціальних рівнянь (9) рівняння в'язі (12), отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial y} - fN \frac{\dot{y}}{V} + Q \frac{\dot{y}}{V}, \\ m \ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{N}{\Delta f} \frac{\partial f}{\partial z} - fN \frac{\dot{z}}{V} + Q \frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Обчислимо частинні похідні та градієнт функції, які входять в систему рівнянь (15). Матимемо:

$$\frac{\partial f}{\partial y} = 2y, \quad \frac{\partial f}{\partial z} = 2z. \quad (16)$$

Тоді, згідно (13):

$$\Delta f = \sqrt{(2y)^2 + (2z)^2} = 2R. \quad (17)$$

Підставимо вирази (16), (17) в (15). Тоді система диференціальних рівнянь (15) набуває такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \frac{y}{R} N - fN \frac{\dot{y}}{V} + Q \frac{\dot{y}}{V}, \\ m \ddot{z} &= -m\omega^2 \rho \cos \alpha - mg + \frac{z}{R} N - fN \frac{\dot{z}}{V} + Q \frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Система рівнянь (18) є системою трьох рівнянь з трьома невідомими y , z і N . Тому вона є визначеною і має єдиний розв'язок.

Виключимо з отриманої системи рівнянь (18) невідомі величини N та z , звівши таким чином дану систему до одного диференціального рівняння з однією невідомою функцією $y(t)$. Для цього слід продиференціювати два рази по t рівняння в'язі (12). Якщо продиференціювати дане рівняння один раз, то отримуємо:

$$2y\dot{y} + 2z\dot{z} = 0, \tag{19}$$

звідки знаходимо:

$$y\dot{y} + z\dot{z} = 0. \tag{20}$$

Якщо про диференціювати рівняння (20), то матимемо

$$y\ddot{y} + \dot{y}^2 + z\ddot{z} + \dot{z}^2 = 0, \tag{21}$$

або

$$(y\ddot{y} + z\ddot{z}) + (\dot{y}^2 + \dot{z}^2) = 0. \tag{22}$$

Оскільки $\dot{y}^2 + \dot{z}^2 = V^2$, то отримаємо:

$$V^2 = -(y\ddot{y} + z\ddot{z}). \tag{23}$$

Помножимо перше рівняння системи (18) на y , друге на z і почленно додамо їх, отримуємо

$$m(y\ddot{y} + z\ddot{z}) = -(m\omega^2 \rho y \sin \alpha + m\omega^2 \rho z \cos \alpha) - mgz + \tag{24}$$

$$+ \frac{N}{R}(y^2 + z^2) - f \frac{N}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}) + \frac{Q}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}),$$

звідки, враховуючи вирази (20) та (23), матимемо

$$-mV^2 = -m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) - mgz + RN. \tag{25}$$

З виразу (25) знаходимо нормальну реакцію N . Вона дорівнює

$$N = \frac{1}{R} [m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) + mgz - mV^2]. \tag{26}$$

Зробимо подальші перетворення. З виразу (20) отримуємо:

$$\dot{z} = -\frac{y\dot{y}}{z}, \tag{27}$$

тоді

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{z^2}, \tag{28}$$

або

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \tag{29}$$

Таким чином для величини швидкості руху V можемо отримати такий вираз

$$V^2 = \dot{y}^2 + \dot{z}^2 = \dot{y}^2 + \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \tag{30}$$

Підставляючи вираз (26) в перше рівняння системи (18), отримуємо

$$m\ddot{y} = -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - f \frac{\dot{y}}{V} \right) [m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) + mgz - mV^2] \frac{1}{R} + Q \frac{\dot{y}}{V}. \quad (31)$$

Оскільки $z = \sqrt{R^2 - y^2}$, то, враховуючи вираз (30), остаточно

$$m\ddot{y} = -m\omega^2 \rho \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - \frac{f \dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}} \right) \times \\ \times \left\{ m\omega^2 \rho (y \sin \alpha + \sqrt{R^2 - y^2} \cdot \cos \alpha) + mg \sqrt{R^2 - y^2} - \right. \\ \left. - \frac{m [(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2]}{R^2 - y^2} \right\} \frac{1}{R} + Q \frac{\dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}}. \quad (32)$$

Таким чином, отримано диференціальне рівняння другого порядку (32), в якому невідома лише одна функція y , тобто отримано диференціальне рівняння в так званій нормальній формі, коли вища похідна виражається через нижчі похідні і шукану функцію.

Невідому силу Q , що входить в рівняння (32), потрібно знаходити з умов деформації згину бича.

Тому, для розв'язування даного рівняння потрібно спочатку знайти силу Q , або виразити її через відомі величини.

Оскільки рівняння (32) є нелінійним, то його можна розв'язати лише чисельними методами на персональному комп'ютері при заданих початкових умовах, що буде предметом наступного дослідження.

Висновок. Розроблена нова теорія очистки головок коренеплодів цукрового буряку від залишків гички на корені та отримано диференціальне рівняння другого порядку, руху очисної лопаті по головці коренеплоду.

Література.

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія очистки головок коренеплодів на корені гнучкою лопаттю / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Механізація с.-г. виробництва: Зб. наук. пр. Нац. аграр. ун-ту. – 2002. – Т. XIII. – С. 11 – 42.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику / П.М. Василенко. – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.

3. Свеклоуборочные машины: (конструирование и расчет) / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
4. Комплексная механизация производства сахарной свеклы / [А.А. Василенко, П.Т. Бабий, П.В. Савич и др.]. – К., 1962. – 243 с.
5. Погорельый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
6. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике / П.Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974 – 743 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОЧИСТКИ ГОЛОВОК КОРНЕПЛОДОВ ОТ ОСТАТКОВ БОТВЫ

Березовой Н.Г., Чернуш О.Н., Скорилов Н.А.

Аннотация – разработана теория взаимодействия гибкой очистительной лопасти с поверхностью головки корнеплода в процессе ее очистки от остатков ботвы. На основе полученных дифференциальных уравнений движения лопасти, которая шарнирно установлена на приводном валу с горизонтальной осью вращения, приведены новые математические зависимости, которые обосновывают основные параметры данного технологического процесса.

ANALYTICAL RESEARCH OF CLEARING OF ROOT CROPS HEADS FROM THE RESTS OF THE TOPS OF VEGETABLE

M. Berezovyi, O. Chernush, M. Skorikov

Summary

The new theory of interaction of a flexible blade of the root cleaner with a surface of the top of the root during its clearing of residuals of beet tops is offered. On the basis of the obtained differential equations of motion of a articulated blade, which is installed on the drive shaft with a horizontal axis of rotation, the new mathematical associations are submitted which justify the basic parameters of the given technological process.



УДК 631.356.02

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВКИ КОРЕНЕПЛОДУ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ

Головач І.В., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Скориков М.А., к.т.н.

Національний інститут винограду і вина “Магарач” НААН України

Тел.: (0654) 32-55-91, e-mail: agromagarach@mail.ru

Анотація – Наведені нові теоретичні дослідження процесу збирання гички цукрових буряків. Аналітично розглянута взаємодія пасивного копіра з головкою коренеплоду цукрового буряку. Знайдено ударний імпульс і обґрунтовані умови, при яких відбувається ефективне дообрізання головок коренеплодів буряків на кореню.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, пасивний копір, точка контакту, ударний імпульс.

Постановка проблеми. Високоякісне збирання гички цукрового буряку залишається актуальною задачею галузі буряківництва. Очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені є важливою операцією технологічного процесу збирання цукрових буряків. Незначна кількість залишків гички на головках коренеплодів перед їх збиранням значно погіршує якісні показники, що в цілому може знизити якість продукції на 10-15%. Тому, видалення гички з головок коренеплодів є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Ефективне функціонування більшості бурякозбиральних машин залежить від того, наскільки точно та чутливо буде здійснене копіювання коренеплодів, розташованих у рядку над поверхнею ґрунту. Це стосується насамперед гичкозбиральних машин, доочисників головок коренеплодів, дообрізників, викопуючих робочих органів деяких конструкцій. В світовій практиці широке застосування знайшли різноманітні копіювальні пристрої, які здійснюють копіювання коренеплодів буряків на корені та подальше встановлення робочих органів на потрібну висоту. Але вимоги, які пред'являються до таких пристроїв, насамперед по забезпеченню потрібного рівня якості

роботи в різних умовах збирання, простоти конструкцій, меншій металомісткості та енергомісткості не завжди виконуються.

Була розроблена схема нового дообрізчика головок коренеплодів цукрових буряків на кореню і обґрунтовані основні його конструктивні параметри [1]. Однак, ефективна робота цього пристрою гичкозбиральної машини буде лише в тому випадку, коли силові параметри взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду будуть задовольняти умовам не вибивання коренеплодів з ґрунту в процесі роботи та забезпечення мінімальних їх пошкоджень при високій продуктивності.

Оскільки при роботі дообрізчика завжди відбувається удар копіра по головці коренеплоду, то виникає необхідність в дослідженні впливу конструктивних і силових параметрів дообрізчика на якісні показники його роботи.

Формулювання мети статті. Розробити основні положення теорії взаємодії копіра з головкою коренеплоду цукрового буряку при його очищенні від залишків гички.

Основна частина. Розглянемо аналітично процес взаємодії пасивного копіра з коренеплодом, який при русі вздовж рядка посівів цукрових буряків контактує з нерухомою його головкою в точці A (рис.1). Вважаємо, що копір, відхилений від горизонту на кут α , здійснює удар по головці коренеплоду. Проведемо крізь точку A осі координат $\bar{\tau}$ та \bar{n} і покажемо в точці контакту сили, які передаються головці коренеплоду від площини копіра. По-перше, це сила удару – $\bar{F}_{уд}$; вага рухомих частин дообрізчика – \bar{mg} ; сила, що примусово притискає копір до головки коренеплоду – \bar{P}_n (визначається натягом пружини, яка є в конструкції дообрізчика); сила, яка враховує сили тертя в шарнірах механізму навіски дообрізчика – \bar{F} .

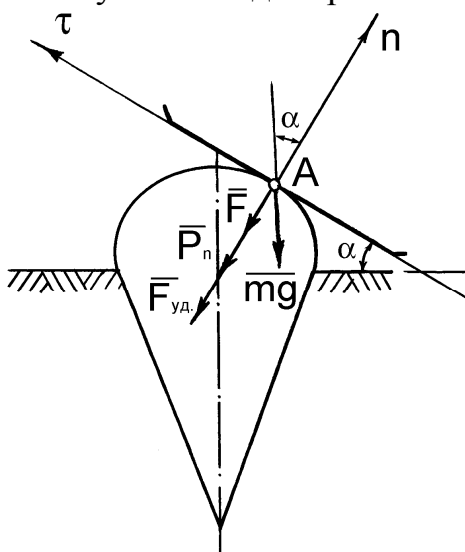


Рис. 1. Схема взаємодії пасивного копіра з коренеплодом.

Визначимо загальну силу \bar{Q} , яка діє на головку коренеплоду під час удару по ньому копіра. Вона буде дорівнювати алгебраїчній сумі проєкцій всіх сил на вісь \bar{n} , що прикладені до точки контакту А. Матимемо

$$Q = F_{y\delta} + mg \cdot \cos\alpha + P_n + F, \quad (1)$$

Складемо диференціальне рівняння руху копіра. Згідно з основним законом динаміки можна записати таке рівняння [2]

$$m \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{Q}, \quad (2)$$

або

$$m \cdot d\bar{V} = \bar{Q} \cdot dt. \quad (3)$$

Інтегруючи рівняння (3) від $t = 0$ до $t = \tau$, де τ – час дії удару, будемо мати

$$\int_{\bar{V}_p}^{\bar{V}} m d\bar{V} = \int_0^{\tau} \bar{Q} dt, \quad (4)$$

або

$$m(\bar{V} - \bar{V}_p) = \int_0^{\tau} \bar{F}_{y\delta} dt + \int_0^{\tau} \bar{P}_n dt + \int_0^{\tau} \bar{F} dt + \int_0^{\tau} \overline{mg \cos\alpha} dt, \quad (5)$$

де \bar{V}_p – швидкість копіра до удару; \bar{V} – швидкість копіра після удару.

Згідно теореми з курсу інтегрального числення [2] про середнє можна отримати

$$m(\bar{V} - \bar{V}_p) = \int_0^{\tau} \bar{F}_{y\delta} dt + \bar{P}_{n.c.p.} \cdot \tau + \bar{F}_{c.p.} \cdot \tau + \overline{mg \cos\alpha} \cdot \tau, \quad (6)$$

де $\bar{P}_{n.c.p.}$ – середнє значення сили \bar{P}_n на відрізку $[0, \tau]$;

$\bar{F}_{c.p.}$ – середнє значення сили \bar{F} на відрізку $[0, \tau]$.

Оскільки при ударі $\tau \rightarrow 0$, то матимемо

$$m(\bar{V} - \bar{V}_p) = \bar{S} + \lim_{\tau \rightarrow 0} \bar{P}_{n.c.p.} \cdot \tau + \lim_{\tau \rightarrow 0} \bar{F}_{c.p.} \cdot \tau + \lim_{\tau \rightarrow 0} \overline{mg \cos\alpha} \cdot \tau, \quad (7)$$

де

$$\bar{S} = \lim_{\tau \rightarrow 0} \int_0^{\tau} \bar{F}_{y\delta} \cdot dt \quad (8)$$

– ударний імпульс.

Останні три границі виразу (7) дорівнюють нулю,

$$\lim_{\tau \rightarrow 0} \bar{P}_{n.c.p.} \cdot \tau = 0, \quad (9)$$

$$\lim_{\tau \rightarrow 0} \bar{F}_{c.p.} \cdot \tau = 0, \quad (10)$$

$$\lim_{\tau \rightarrow 0} \overline{mg \cos\alpha} \cdot \tau = 0. \quad (11)$$

оскільки сили $\overline{P}_{n.c.p.}$ і $\overline{F}_{c.p.}$ повільно змінюються, а сила $\overline{mg} \cos \alpha$ взагалі не змінюється, і тому за відрізок часу $[0, \tau]$, при $\tau \rightarrow 0$ їх можна вважати майже постійними скінченими величинами.

Таким чином, якщо врахувати вирази (8)–(11), то остаточно отримуємо

$$m(\overline{V} - \overline{V}_p) = \overline{S}, \quad (12)$$

де вектор ударного імпульсу \overline{S} направлений по спільній нормалі до копіра і головки коренеплоду буряка в точці контакту A .

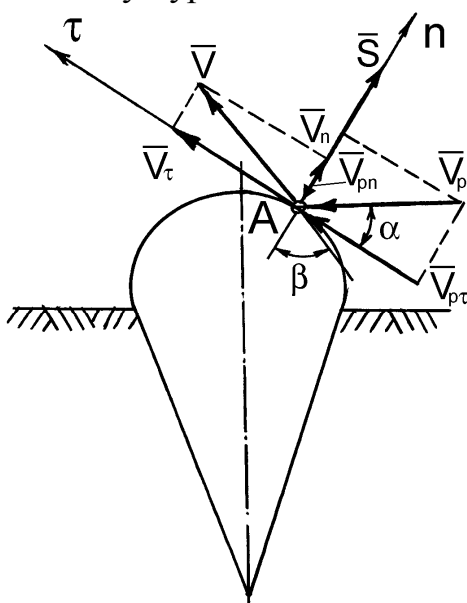


Рис. 2. Еквівалентна схема удару копіра по головці коренеплоду.

Якщо будуть відомі такі величини, як ε – коефіцієнт відновлення при ударі копіра з головкою коренеплоду буряка, та α – кут між напрямом удару і площиною копіра, то можна знайти ударний імпульс згідно відомої теорії удару [3].

Для цього ще раз розглянемо удар копіра по головці коренеплоду. Складемо еквівалентну схему, на якій покажемо систему координат τAn , а також вектори швидкостей до і після удару копіра з головкою коренеплоду (рис.2). При цьому, \overline{V}_p – швидкість копіра до удару; \overline{V} – швидкість копіра після удару; \overline{S} – вектор ударного імпульсу.

Якщо спроектувати рівняння (12) на осі $\overline{\tau}$ і \overline{n} , то отримаємо таку систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} V_\tau - V_{p\tau} &= 0, \\ V_n - V_{pn} &= \frac{1}{m} S. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Оскільки:

$$\left. \begin{aligned} |V_{pn}| &= V_p \cdot \sin \alpha, \\ V_{p\tau} &= V_p \cdot \cos \alpha, \\ V_n &= V \cdot \cos \beta, \\ V_\tau &= V \cdot \sin \beta. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

то, враховуючи (13), можемо записати:

$$V_\tau = V_{p\tau}, \quad (15)$$

або

$$V \cdot \sin \beta = V_p \cdot \cos \alpha, \quad (16)$$

звідки

$$V = V_p \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \beta}. \quad (17)$$

Обчислимо кут β , тобто кут відхилення вектора \bar{V} від нормалі n (яке відбулось після удару). Для цього, згідно означення коефіцієнта відновлення ε можна написати

$$\varepsilon = \frac{|V_n|}{|V_{pn}|} = \frac{V \cdot \cos \beta}{V_p \cdot \sin \alpha}, \quad (18)$$

або, враховуючи (17), матимемо

$$\varepsilon = \frac{V_p \cos \alpha \cdot \cos \beta}{\sin \beta \cdot V_p \cdot \sin \alpha} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \cdot \frac{\cos \beta}{\sin \beta} = \frac{\operatorname{ctg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (19)$$

Отже,

$$\operatorname{ctg} \beta = \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (20)$$

і

$$\beta = \operatorname{arcctg}(\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (21)$$

Далі обчислимо модуль вектора швидкості \bar{V} після удару. Оскільки

$$\sin \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta}}, \quad (22)$$

то з виразу (17) отримуємо

$$V = V_p \cdot \cos \alpha \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta}. \quad (23)$$

Якщо підставити (20) в (23), можна отримати значення швидкості копіра після удару

$$V = V_p \cdot \cos \alpha \sqrt{1 + \varepsilon^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (24)$$

або

$$V = V_p \sqrt{\cos^2 \alpha + \varepsilon^2 \sin^2 \alpha}. \quad (25)$$

Далі обчислимо ударний імпульс S . Насамперед проєкції швидкостей на вісь \bar{n} будуть визначатись такими виразами

280

$$V_n = -\varepsilon \cdot V_{pn}, \quad (26)$$

та

$$V_{pn} = -V_p \cdot \sin \alpha. \quad (27)$$

Далі підставимо в друге рівняння системи (13) значення швидкостей (26) та (27). Матимемо

$$S = m(V_n - V_{pn}) = m(-\varepsilon V_{pn} - V_{pn}) = -m(1 + \varepsilon)V_{pn} = m(1 + \varepsilon)V_p \cdot \sin \alpha. \quad (28)$$

Отже остаточно ударний імпульс S буде дорівнювати

$$S = m(1 + \varepsilon)V_p \cdot \sin \alpha, \quad (29)$$

де m – приведена до точки A маса дообрізчика головок коренеплодів.

Знаючи ударний імпульс S , можна наближено знайти ударну силу $F_{y\delta}$. Якщо вважати, що час дії удару τ є величина дуже мала, проте скінченна величина ($\tau \neq 0$), то

$$S = \lim_{\tau \rightarrow 0} \int_0^{\tau} F_{y\delta} \cdot dt \approx F_{y\delta} \cdot \tau, \quad (30)$$

звідки

$$F_{y\delta} \approx \frac{S}{\tau}. \quad (31)$$

Для практичного використання виразу (31) необхідно обчислити ударний імпульс S за формулою (29), а також знайти час удару τ . Це можна зробити, якщо врахувати робочу швидкість руху дообрізчика – V_p . Для цього вважаємо, що на одному погонному метрі посівів коренеплодів цукрових буряків знаходиться не більше, ніж 6 коренеплодів. Далі, якщо дообрізчик поступально рухається зі швидкістю V_p [м/с], то за проміжок часу 1 секунда дообрізчик здійснює ударний контакт з $6V_p$ коренеплодами. А тому час ударного контакту з одним коренеплодом буряка буде дорівнювати: $\tau = \frac{1}{6V_p}$ с.

Таким чином, остаточно ударна сила $F_{y\delta}$ буде дорівнювати

$$F_{y\delta} \approx 6V_p \cdot m(1 + \varepsilon)V_p \cdot \sin \alpha, \quad (32)$$

або

$$F_{y\delta} \approx 6m(1 + \varepsilon)V_p^2 \cdot \sin \alpha, \quad (33)$$

де m – приведена до точки A маса дообрізчика;

ε – коефіцієнт відновлення при ударі;

V_p – поступальна швидкість руху;

α – кут нахилу копіра до горизонту.

Для того, щоб коренеплід не був вибитий з ґрунту під час удару копіра по його головці, необхідно забезпечувати таку умову

$$P_{z.max.} \leq [P_z], \quad (34)$$

де $P_{z.max.}$ і $[P_z]$ – відповідно максимальне значення горизонтальної складової сили, яка діє з боку копіра на головку коренеплоду та її допустиме значення.

Знайдемо горизонтальну складову від сил, які діють на головку коренеплоду під час взаємодії з копіром. Як бачимо зі схеми рис. 1, ця сила буде дорівнювати

$$P_z = (F_{y\partial.} + P_n + F) \sin \alpha. \quad (35)$$

За результатами експериментальних досліджень [4, 5] встановлено, що $[P_z]$ знаходиться в межах 10...115 кгс. При значенні $[P_z]=10$ кгс з ґрунту вибивається понад 45% коренеплодів. А тому можна скласти таку умову

$$(F_{y\partial.} + P_n + F) \sin \alpha \leq 10. \quad (36)$$

Якщо підставити в (36) значення ударної сили $F_{y\partial.}$, яка визначається виразом (33), то отримуємо

$$6m(1 + \varepsilon)V_p^2 \cdot \sin^2 \alpha + P_n \sin \alpha + F \sin \alpha = 10. \quad (37)$$

З виразу (37) остаточно знайдемо аналітичний вираз робочої швидкості V_p , при якій буде здійснюватись ефективна робота дообрізчика головок коренеплодів на корені

$$V_p = \sqrt{\frac{10 - P_n \sin \alpha - F \sin \alpha}{6m(1 + \varepsilon)\sin^2 \alpha}} \quad (38)$$

Якщо підставити в формулу (38) значення величин, які в неї входять, то є можливість визначити поступальну швидкість руху дообрізчика, при якій буде здійснюватись ефективна його робота.

Якщо швидкість V_p вважати заданою, то з (37) можна визначити кут нахилу копіра α . Розв'язуючи квадратне рівняння (37) відносно невідомого $\sin \alpha$, отримуємо

$$\sin \alpha = \frac{-(P_n + F) + \sqrt{(P_n + F)^2 + 240m(1 + \varepsilon)V_p^2}}{12m(1 + \varepsilon)V_p^2}, \quad (39)$$

тоді

$$\alpha = \arcsin \frac{-(P_n + F) + \sqrt{(P_n + F)^2 + 240m(1 + \varepsilon)V_p^2}}{12m(1 + \varepsilon)V_p^2}. \quad (40)$$

Таким чином, аналітично знайдені умови, за якими можна визначити оптимальні кінематичні і конструктивні параметри копіюючого механізму дообрізчика головок коренеплодів на корені. Для використання цих рівнянь необхідно знати приведену масу дообрізчика – m , коефіцієнт відновлення при ударі копіра об головку

коренеплоду буряка – ε , та зусилля – P_n та F , які залежать від конкретної конструкторської розробки.

Проведемо розрахунок виразу (40) на ПЕОМ при наступних значеннях параметрів, які в нього входять. А саме: $P_n = 98 \text{ Н} = 10 \text{ кгс}$, $F = 18 \text{ Н} = 1,835 \text{ кгс}$, $m = 18 \text{ кг}$, $\varepsilon = 0,72$ з урахуванням того, що $0 < \alpha < \frac{\pi}{2}$, отримаємо проміжок $0 < \alpha < 1,006 \text{ рад.}$ або $0 < \alpha < 57,667^\circ$, на якому існують дійсні значення V_p . Отримана при розрахунках залежність представлена на рис. 3, на якому значення кута α подано в радіанах. Щоб визначити його величину в градусах, потрібно значення в радіанах помножити на $\frac{180}{\pi}$.

Як бачимо з графіка рис. 3, ефективне копіювання головок коренеплодів відбудеться, наприклад, при швидкості руху дообрізчика $V = 2 \text{ м/с}$ в разі значення кута нахилу до горизонту гребінчастого копіра $\alpha = 0,3 \text{ рад.}$ (або 17°).

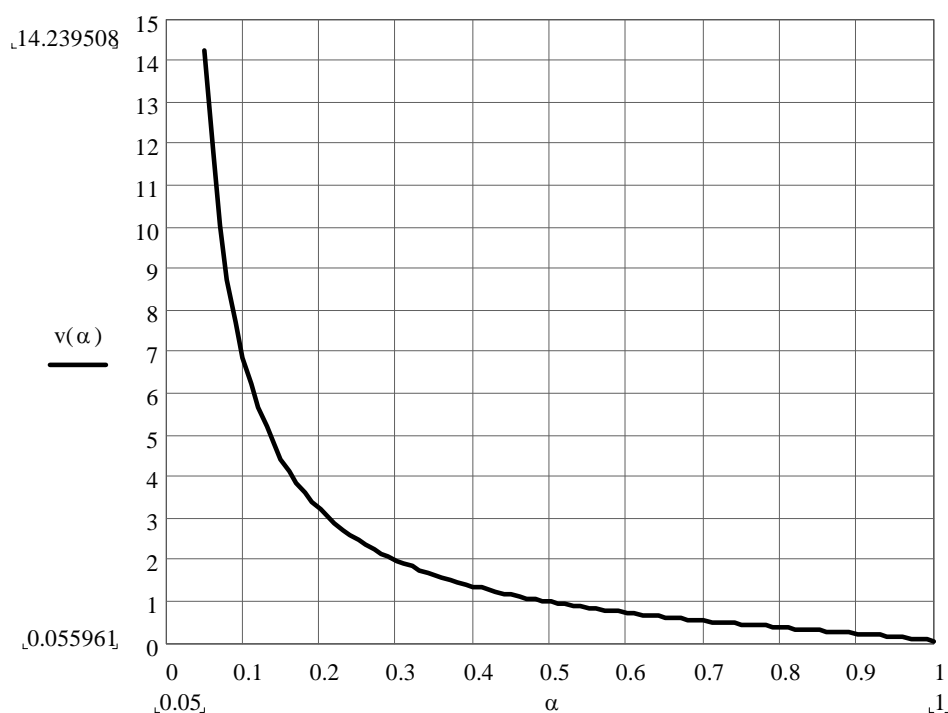


Рис. 3. Залежність кута нахилу копіра від швидкості руху дообрізчика.

Висновок. Дотримання знайдених нових аналітичних залежностей та даних конкретних розрахунків при розробці та проектуванні бурякозбиральних машин сучасного рівня забезпечить суттєве покращення якості гички і коренеплодів цукрових буряків при їх механізованому збиранні.

Література.

1. Розробка конструктивної схеми вдосконаленого дообрізчика головок коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, І.В. Головач, О.О. Сипливець, О.П. Гурченко // Сборник Научных трудов Керченского морского технологического института "Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий". – Керчь: Изд.-во КМТИ, 2001, с. 177–180.
2. Бутенин Н. В. Курс теоретической механики / Н. В. Бутенин, Я.Л. Луни, Д. Р. Меркин.– Т.2.– М.: Наука, 1985.– 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. / Я. Г. Пановко. – М.: Наука, 1977.– 187 с.
4. Зуев Н.М. Силы связи корней с почвой / Н.М. Зуев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №10, с. 33.
5. Зуев Н.М. Бескопирный срез головок коренеплодов / Н.М. Зуев, С.А. Топоровский // Сахарная свекла. – 1988, №6, с. 42 – 45.

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОЧИСТКИ ГОЛОВКИ
КОРНЕПЛОДА ОТ ОСТАТКОВ БОТВЫ**

Головач И.В., Скориков Н.А.

Аннотация – представлены новые теоретические исследования процесса уборки ботвы сахарной свеклы. Аналитически рассмотрено взаимодействие пассивного копира с головкой корнеплода свеклы. Найден ударный импульс и обоснованы условия, при которых осуществляется эффективная дообрезка головок корнеплодов свеклы на корню.

**THEORETICAL RESEARCHES OF ROOT AND PASSIVE
COPIER INTERACTION**

I. Golovach, M. Skorikov

Summary

The new theoretical researches of cleaning process of sugar beet tops are submitted. Interaction between passive copier and sugar beet head is analytically considered. The shock pulse is found and the reasonable conditions, which result effective trimming of sugar beet tops in soil, is substantiated.



ЗМІСТ

	Стор.
1. <i>Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Почка К.І.</i> Мехатронні системи цифрового управління активною підвіскою автомобільних кранів з адаптацією до зовнішнього збурення.....	3
2. <i>Масалабов В.М., Надикто В.Т.</i> Дослідження динамічної поворотності двомашинного МТА.....	15
3. <i>Шабала М.О., Болтянський В.М., Мітін В.М.</i> Визначення потреби в тракторах (на прикладі Донецької області).....	27
4. <i>Шульга О.В.</i> До питання підвищення продуктивності зернозбиральних агрегатів на полях зрошуваних машинами кругової дії.....	33
5. <i>Чорна Т.С.</i> Експлуатаційно-технологічна оцінка асиметричного посівного агрегату.....	38
6. <i>Болтянська Н.І.</i> Економічна ефективність підвищення надійності техніки в умовах експлуатації.....	44
7. <i>Михайлов Є.В., Білокопитов О.О.</i> Методика визначення критичної швидкості складових зернового вороху.....	50
8. <i>Михайлов Є.В., Білокопитов О.О.</i> Аналіз результатів статистичних характеристик зернового вороху.....	57
9. <i>Крилов В.В.</i> Дослідження характеристик моментного гідроциліндра.....	65
10. <i>Сівак І.М.</i> Обґрунтування доцільності підвищення роздільної здатності розподільника мінеральних добрив... ..	69
11. <i>Комар А.С.</i> Аналіз стану охорони праці в агропромисловому комплексі України.....	75
12. <i>Мохнатко І.М., Рогач Ю. П.</i> Знепилювання вентиляційного повітря кабін тракторів.....	83
13. <i>Чаплинський А.П.</i> Визначення тягового ККД МЕЗ перемінного тягового класу 1,4 – 3.....	88
14. <i>Мельник В.И., Цыганенко М.А., Лубко Д.В.</i> Обоснование некоторых параметров в конструкции тары для транспортирования томатов.....	95
15. <i>Шкарівський Г.В.</i> Перспективний типорозмірний ряд МЕЗ з кількомаголовними параметрами.....	101
16. <i>Погорілий С.П.</i> Дослідження процесу агрегування технологічних модулів з самохідним шасі.....	108
17. <i>Шкарівський Г.В.</i> Стан енергетичного забезпечення мобільних сільськогосподарських операцій в рослинництві	114
18. <i>Зоря М. В.</i> Установка для вимірювання тягового опору культиваторної лапи.....	121

	Стор.
19. <i>Шкарівський Г.В.</i> Вдосконалення класифікації мобільних енергетичних засобів.....	129
20. <i>Чижигов І.О.</i> Результати лабораторно-польових випробувань макетного зразка секції машини для садіння підщеп плодових культур.....	140
21. <i>Леженкін О.М., Головін С.В.</i> Аналіз динамічних та кінематичних показників, що впливають на рух обчислюючого модулю для збирання рицини.....	147
22. <i>Стручаєв М.І., Сушко С.Л.</i> Механізація дозованого внесення органо-мінеральних добрив в прикореневу зону саджанців плодових культур.....	155
23. <i>Шкарівський Г.В., Шкарівський Р.Г.</i> Про експлуатаційну масу енергозасобів.....	160
24. <i>Рубцов М.О., Матковський О.І., Кольцов М.П.</i> Параметри коливального розпушувача-сепаратора викопувального плуга.....	174
25. <i>Шкарівський Г.В., Оляднічук Р.В., Погорілий С.П.</i> Підвищення начіпоздатності тракторів ХТЗ.....	181
26. <i>Бойко О.В. Халіман І.О., Побігун А.М.</i> Критерії екологічної безпеки в плодівництві.....	190
27. <i>Мовчан С.І., Орел О.М.</i> Визначення хімічних речовин для очищення стічних вод гальванічного виробництва.....	196
28. <i>Сушко О.В.</i> Розробка нового методу визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу машин.....	207
29. <i>Шокарев О.М., Шегеда А.В., Шегеда К.О.</i> Критеріальний підхід до проблеми ефективності збирання незернової частини врожаю.....	213
30. <i>Дереза О.О., Дереза С.В.</i> Контроль якості тягових та вантажних органів підйомно-транспортних машин і механізмів.....	218
31. <i>Леженкін О.М., Сипливець О.О.</i> Математична модель руху причіпної гичкозбиральної машини.....	223
32. <i>Леженкін О.М., Березовий М.Г.</i> Вплив коливань гичкорізального апарату на втрати гички цукрового буряку.....	234
33. <i>Паніна В.В.</i> Багатофункціональний агрегат для фермерських господарств.....	246
34. <i>Шахов М. В., Мітін В. М., Болтянський В. М.</i> Порівняльні характеристики культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту.....	251
35. <i>Пономарьов О.В., Мовчан В.Ф.</i> Вивчення факторів, що впливають на витрату мастила на чад.....	254

	Стор.
36. Кириченко О.А., Чорна Т.С. Обґрунтування схеми комбінованого агрегату для одночасного внесення гербіцидів, передпосівної культивуації та сівби просапних культур.....	261
37. Березовий М.Г., Черниш О.М., Скориков М.А. Дослідження очищення головок коренеплодів від гички	266
38. Головач І.В., Скориков М.А. Теоретичне дослідження очищення головки коренеплоду від залишків гички	275