

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

БОВСУНІВСЬКИЙ ВІТАЛІЙ ВІКТОРОВИЧ

УДК 631.3.03

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОДРІБНЮВАЧА СОЛОМИ
РОТОРНОЇ МОЛОТАРКИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____В.В. Бовсунівський

Керівник роботи

Заєць М. Л.

кандидат технічних наук

Житомир – 2023

АНОТАЦІЯ

Бовсунівський Віталій Вікторович. Обґрунтування режимів роботи подрібнювача соломи роторної молотарки. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістр за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

Кваліфікаційна робота включає аналіз конструкційно-компоновочних елементів подрібнюючих пристроїв сучасних зернозбиральних систем. Наведено основні недоліки та переваги даних пристроїв. Досліджено вплив параметрів та режимів роботи та ступеня подрібнення на рівномірність розподілу пожнивних решток за комбайном.

Встановлено теоретичні залежності якісних показників роботи молотків подрібнювача соломи на різних режимах роботи. Отримано графічні залежності конструкційно-кінематичних показників від експлуатаційних режимів подрібнення та витрати палива двигуном зернозбиральної машини.

Під час виконання роботи результатом було встановлено раціональні параметри роботи подрібнювача соломи комбайна. Досліджено вплив нерівномірності розподілу подрібненої маси стеблової частини врожаю на послідувачу сівозмінну культуру, в даному випадку озимий ріпак та пшениця. Отримано регресійні залежності, які в достатній мірі описують процес розподілу соломи за шириною захвату зернозбирального комбайна.

Наведено загальні висновки по роботі та дані рекомендації по режимах роботи збиральної машини.

Ключові слова: подрібнюючий пристрій, молоток, ротор, параметри, рівномірність, режими роботи.

SUMMARY

Vitaliy Viktorovych Bovsunivskiy. Justification of the operating modes of the rotary thresher straw chopper. - *Qualification work on manuscript rights.*

Qualifying work for a master's degree in 208 Agroengineering. - *Polissya National University, Zhytomyr, 2023.*

The qualification work includes the analysis of structural elements of grinding devices of modern grain harvesting systems. The main disadvantages and advantages of these devices are given. The effect of parameters and modes of operation and the degree of grinding on the uniformity of the distribution of harvest residues by the harvester was studied.

The theoretical dependencies of the quality indicators of the hammers of the straw chopper in different modes of operation have been established. Graphical graphic dependences of structural and kinematic indicators on operational modes of grinding and fuel consumption by the engine of the grain harvester were obtained.

During the execution of the work, the rational parameters of the straw chopper of the combine were established as a result. The influence of the uneven distribution of the crushed mass of the stem part of the crop on the following crop rotation, in this case winter rapeseed and wheat, was studied. Regression dependences were obtained, which sufficiently describe the process of straw distribution according to the width of the grain harvester.

General conclusions on the work are presented and recommendations are given on the modes of operation of the harvesting machine.

Key words: *grinding device, hammer, rotor, parameters, uniformity, modes of operation.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ	
1.1. Огляд подрібнювальних пристроїв зернозбиральних машин.....	7
1.2. Обґрунтування запропонованої конструкції подрібнювального пристрою соломи.....	12
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВОГО ПРИСТРОЮ СИСТЕМИ ПОДРІБНЕННЯ СОЛОМИ	
2.1. Теоретичні дослідження робочих режимів подавача соломи.....	14
2.2. Визначення потужності приводу ротора-подавача.....	17
2.3. Аналітичні дослідження процесу подрібнення соломи зернових культур.....	17
3. ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОДРІБНЮВАЧА СОЛОМИ НА РІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ ПОЖНИВНИХ РЕШТОК	
3.1. Дослідження впливу рівномірності розподілу пожнивних решток.....	23
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	29
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	30

ВСТУП

Актуальність теми. Збирання зернових та інших культур являється завершальним етапом технологічного процесу виробництва будь якої продукції рослинництва. Але, слід відповідально ставитись до тієї думки, що після завершення збиральних робіт, тому що, майже одразу наступає черга закладати основу під майбутній врожай наступної культури. Тобто яким чином ми зібрали чи залишили незернову стеблову частину – досить впливовим аспектом для вибору технологічної операції обробітку ґрунту чи сівби.

Особливу увагу необхідно звернути на спосіб розподілу та ступінь подрібнення соломо-стеблових решток, кількість та рівномірність розподілу яких, вносить досить суттєві корективи та негативні впливи при послідуєчих процесах.

Якість подрібнення та розподілу незернової частини за шириною захвату жатки комбайна, як за правило, не вважалось великою проблемою, оскільки застосовували традиційні способи обробітку, дисковими та полицевим способом з обертанням шару ґрунту. В сучасних реаліях ситуація зазнала значних змін, з точки огляду на енергетичну складову процесів. Застосовуються технології з мінімальним або нульовим обробітком, і рештки нерівномірно розподіленої соломи на поверхні поля являють значну проблему. Тоді тема роботи спрямована на вирішення технологічної задачі по вирішенню даної проблеми є актуальною.

Мета роботи: підвищення рівномірності розподілу пожнивних решток, шляхом обґрунтування режимів роботи подрібнювача соломи зернозбирального комбайна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз подрібнювальних пристроїв зернозбиральних машин;
- обґрунтувати конструкційно-кінематичні параметри роторно-молоткового подрібнювача;
- встановити залежності конструкційно-кінематичних показників та режимів подрібнення соломи по витраті палива двигуном зернозбиральної машини.

Об'єкт дослідження - технологічний процес подрібнення стеблової частини.

Предмет дослідження – аналітичні залежності конструкційно-кінематичних параметрів роторно-молоткового типу подрібнювача.

Методи виконання роботи. Дослідження виконувались із використанням методів механіко-математичного моделювання, теорії руху матеріалів по робочих поверхнях, числові методи розв'язку задач із застосуванням ЕОМ.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Заєць М. Л. Дослідження параметрів та режимів роботи подрібнювача соломи комбайна на рівномірність розподілу пожнивних решток / М. Л. Заєць, В. В. Бовсунівський // збірник тез IX Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь». Житомир: ЖАТФК, 2023. С. 323-326.
2. Заєць М. Л. Обґрунтування режимів роботи подрібнювача соломи на рівномірність розподілу пожнивних решток / М. Л. Заєць, В. В. Бовсунівський // Матеріали ххiv міжнародного науково-практичного форуму. Львів: ЛНУП., 2023. С. 431-435.
3. Заєць М.Л. Проектування машинних агрегатів і технологічних процесів збирання врожаю зернових культур / М. Л. Заєць, В. В. Бовсунівський // Студентські читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 20-25.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 31 сторінки комп'ютерного тексту, 17 рисунків та 4 таблиці.

1.АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

3.2. Огляд подрібнювальних пристроїв зернозбиральних машин

Система обмолоту APS HYBRID від CLAAS представляє собою поєднання двох ефективних технологій: тангенціальної системи обмолоту APS та продуктивної системи сепарації ROTO PLUS (рис. 1.1.), що обладнана роторно-молотковим пристроєм подрібнення соломи по всій ширині заоплення жатної частини.[1]



Рис. 1.1. Система ACTIVE SPREADER від CLAAS

Розкидання по всій робочій ширині: ACTIVE SPREADER. Чим більший обсяг соломи та ширина жнивarki, тим точніше і рівномірніше необхідно розподіляти солому. Система ACTIVE SPREADER від CLAAS забезпечить необхідну якість та точність.[1]

Дана система має наступну двох ступеневу систему видалення та подрібнення полови та стеблової частини збираної культури (рис. 1.2.) [1]



Рис. 1.2. Технологічна схема роботи подрібнювача соломи ACTIVE SPREADER від CLAAS

Основним недоліком даного пристрою та системи розподілу є те що вона досить енергоємна з точки зору витрат палива, тобто потребує значних витрат механічно енергії на привод ротора та розподільчого пристрою системи.

Компанія Джон Дір застосовує подрібнювачі соломи в роторних молотильно сепарувальних системах (МСС) наступного штифтово-барабанного типу (рис. 1.3), які забезпечують високу ефективність подрібнення та досить непоганий відсоток рівномірності розподілу незернової частини врожаю.[2]. Але варто відмітити суттєві недоліки в порівнянні з аналогами одного класу, які полягають в тому, що штифтові подрібнювальні пристрої потребують підпорного подрібнення, тому затрати механічно енергії досить високі та становлять до 10...12 % від потужності на привод. Деякі моделі, наприклад флагман Комбайн Х9 від John Deere облаштований молотковим роторним подрібнювачем, але це не дозволило в повній мірі забезпечити високу рівномірність (рис.1.4)



Рис.1.3. Подрібнювач соломи штифтового типу комбайна S790 від John Deere



Рис. 1.4. Розподіл подрібненої соломи при збиранні озимої пшениці комбайн X9 від John Deere

Фото отримано автором самостійно

Як видно з фото, потік маси подрібненої соломи, розподіляється дещо концентровано по траєкторії руху машини, що не в повній мірі дозволяє розподілити подрібнену масу за шириною захвату жниварки зернозбирального комбайна.

Наступною збиральною машиною з роторною МСС є відомий в світі виробник комбайнів NEW HOLLAND, який має досить вагому вагу в комбанобудуванні та суттєві здобутки в проектуванні роторних МСС (рис. 1.5)[3].

Як видно з рисунка дальність розподілу подрібненої соломи не задовільняє вимозі за шириною захвату жниварки машини.



Рис. 1.5. Зернозбиральний комбайн New Holland CR10.90

Подрібнювальний пристрій даної машини (рис.1.6), [3]є досить вдалим конструктивним рішенням з точки зору ступення подрібнення стеблової частини врожаю, але виникають проблеми з дальністю польоту частинок матеріалу, і як наслідок, зниження рівномірності розподілу соломи за шириною захвату жниварки.

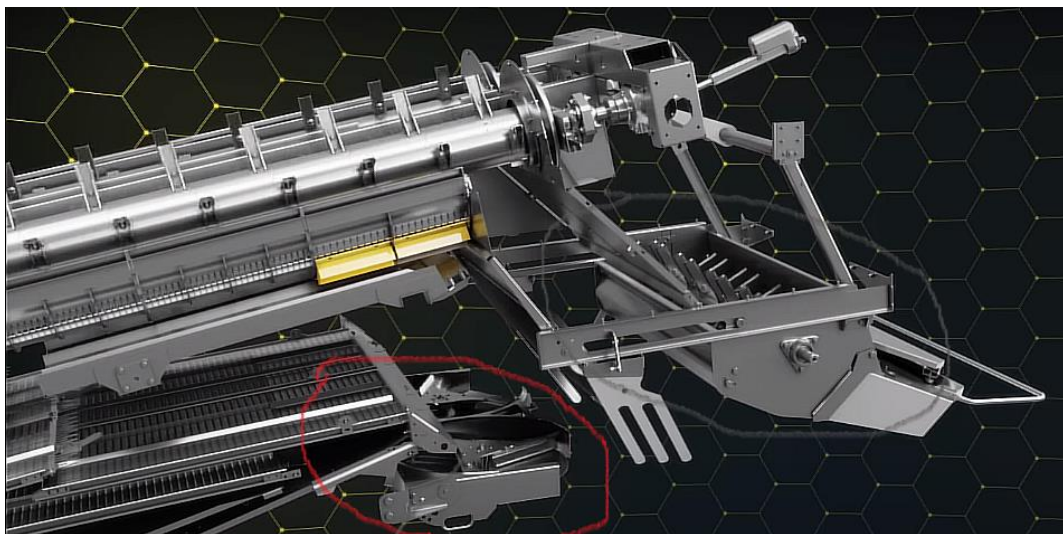


Рис. 1.6. Подрібнювальний пристрій New Holland Crossover Harvesting system

Тому інженери в процесі пошуку рішення даної проблеми, додатково встановили дворотаційні пришвидшувачі (рис. 1.6) полово- стеблової частини, що призвело до зростання вхідної потужності приводу молотарки.

Досить вдалим рішенням з точки зору рівномірності розподілу та ступеня подрібнення соломи володіють зернозбиральні машини компанії [Massey Ferguson](#), зокрема серія 9505 (рис. 1.7.).[4]



Рис. 1.7. Подрібнювач соломи з дефлекторним розподільником подрібненої маси

Але основним недоліком цієї системи є низька пропускна здатність, що знижує швидкість руху машини, і як наслідок, відбувається падіння продуктивності машини. Збільшення площі прохідного перетину дефлектора призводить до зниження швидкості та дальності розподілу незернової частини врожаю.

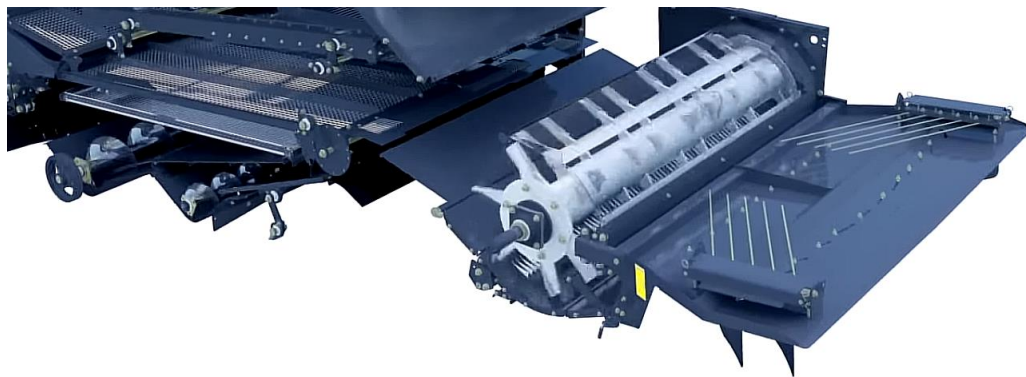


Рис. 1.8. конструкція дефлекторного прискорювача соломи комбайна Massey Ferguson 9545

3.3. Обґрунтування запропонованої конструкції подрібнювального пристрою соломи

Враховуючи встановлені під час огляду та аналізу недоліки подрібнювачів стеблової частини зернозбиральних машин, нами запропоновано компоновочна схема подрібнювача соломи зернозбирального комбайна, яка за нашою гіпотезою уникне відомих недопрацювань роторних МСС.

На рис. 1.9) представлена удосконалена компоновочна схема подрібнювача стебл рослин зернозбирального комбайна з роторною молотильно-сепаруючою системою.

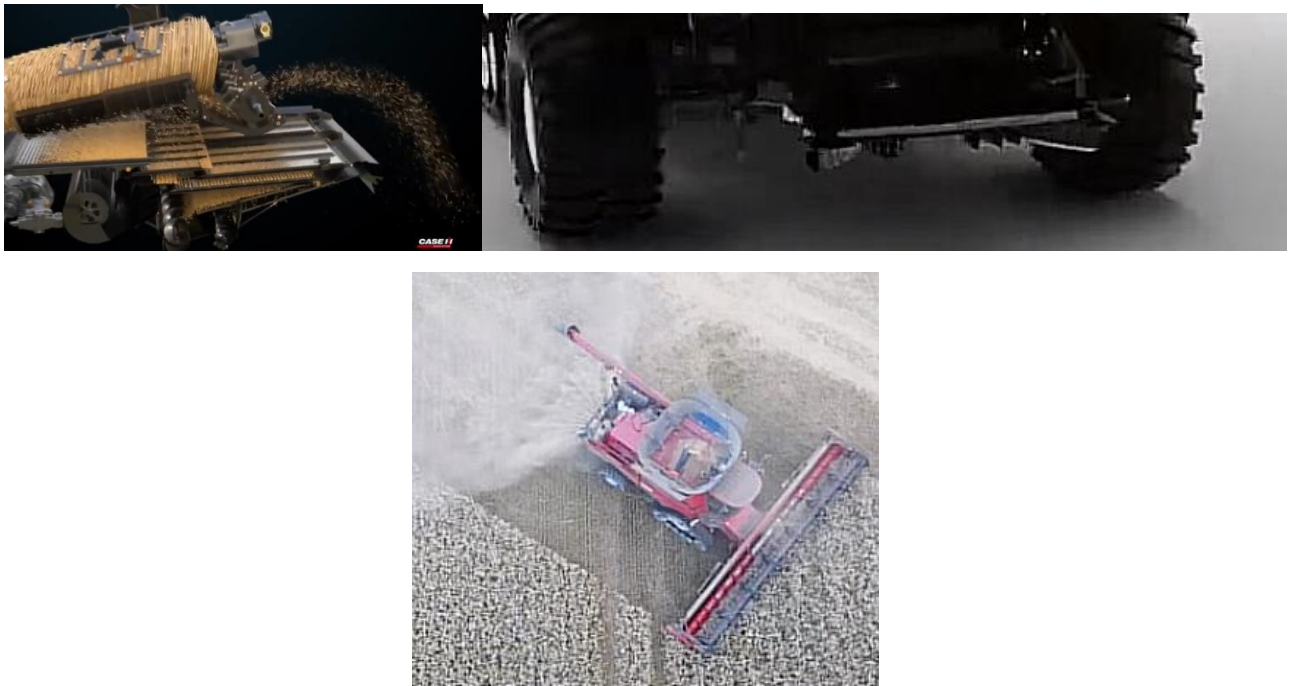


Рис. 1.9. Компонована схема подрібнювача соломи зернозбирального комбайна з роторною МСС

Запропонована система подрібнення соломи (рис. 1.10.), відрізняється від аналогічних тим, що не має додаткових прискорювачів та роторів з шарнірним кріпленням подрібнюючих ножів. Це дозволяє не втрачати кінетичну енергію при різанні ударом або безпідпорним способом, що має привести до зниження витрат механічної енергії та зростання швидкості руху подрібненої маси. Тоді відбудеться

зростання дальності польоту частинки і рівномірності розподілу за шириною захвату жнивarki зернозбиральної машини.

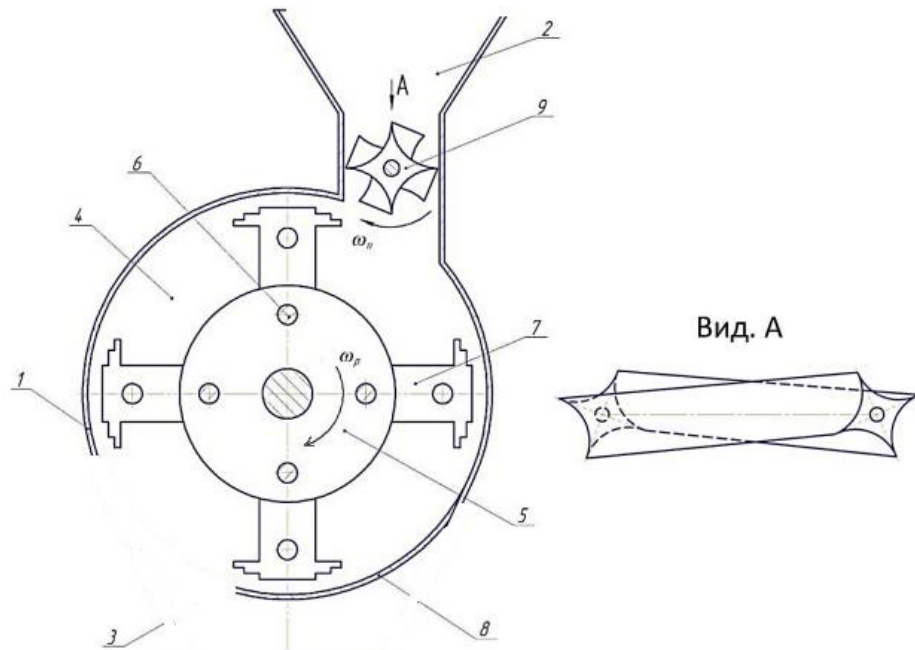


Рис. 1.10. Молотковий подрібнювальний пристрій

1 – корпус; 2 – дифузор подачі соломи з ротора; 3 – зона видалення подрібненої маси; 4 – зона подрібнення; 5 – ротор-подрібнювач; 6 – гвинт; 7 – ніж; 8 – дека; 9 – подавач соломи.

Висновки до розділу 1. Виконавши аналіз конструкцій подрібнювачів соломи та незернової частини відомих виробників зернозбиральної техніки визначено основні недоліки: штифтові подрібнювальні пристрої потребують підпорного подрібнення, тому затрати механічно енергії досить високі та становлять до 10...12 % від потужності на привод; системи досить енергоємні з точки зору витрат палива, тобто потребують значних витрат механічної енергії на привод ротора та розподільчого пристрою системи. Враховуючи встановлені під час огляду та аналізу недоліки подрібнювачів стеблової частини зернозбиральних машин, нами запропоновано компоновочна схема подрібнювача соломи зернозбирального комбайна, яка за нашою гіпотезою уникне відомих недопрацювань роторних МСС.

4. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВОГО ПРИБОРУ СИСТЕМИ ПОДРІБНЕННЯ СОЛОМИ

4.1. Теоретичні дослідження робочих режимів подавача соломи

З метою визначення якісних показників роботи подавача соломи, необхідно визначити його подачу та пропускну здатність. Теоретичне значення величини подачі соломи пристроєм барабанного типу знайдемо за формулою:[6]

$$Q = \frac{1}{60} F \cdot l_p \cdot n \cdot \omega \cdot \rho, \text{ кг/с} \quad (2.1)$$

де F - площа поперечного перерізу вигину подавача, м²;

l_p - довжина валу ротора -подавача, м;

n - кількість виступів;

ω - частота обертання вала, 1/с;

ρ - густина матеріалу, що подрібнюється, кг/м³.

Кількість виступів подавача визначимо з умови найліпшого робочого ефекту приймемо $n=4$.

Тоді діаметр ротора-подавача становитиме:

$$d = \frac{V \cdot \Delta t \cdot n_1}{\pi}, \quad (2.2)$$

де V - теоретична колова швидкість подавача ($V = 28...32$ м/с);[7]

Δt - час між циклами двох суміжних виступів ($\Delta t = 0,0045...0,0075$ с)[8].

Визначимо довжину подавача l_0 , у співвідношенні до секундної подачі стеблової маси q_0 , кількості виступів n_1 і допустимої подачі q' на 1 м довжини подавача буде становити:

$$l_0 = \frac{q'}{q_0 \cdot n_1}. \quad (2.3)$$

Якщо вологість стеблової маси стандартна 14...18 % та коефіцієнт солемистості 0,6 то $q' = 0.25...0.35$ кг/(с·м). За зростання вологості на 5 % величина q' зменшується на 10...15%.

Визначимо довжину ротора - подрібнювача за формулою:[8]

$$l_m = \left(\frac{z}{k} - 1 \right) \cdot a, \quad (2.4)$$

де z - кількість ножів на роторі;

$k = 2, 3, 4, 5$ - кількість заходів основного гвинта (при зростанні пропускної здатності молотарки обирати більше значення);

a - відстань між ножами ротора-подрібнювача ($a = 28 \dots 32$ мм).[7]

Величину z встановимо залежності від пропускної здатності подавача q_0 і допустимої подачі стеблової маси на один ніж q'_m

$$z = \frac{q'_m}{q_0}, \quad (2.5)$$

де $q'_m = 0.025 \dots 0.035$ кг за нормальних умов застосування машини;

Розраховуючи довжину деки скористаємось слідуючими міркуваннями: при збільшенні робочої довжини деки ефективність подрібнення підвищується, ступінь подрібнення зростає. Що дає можливість розвантажити подавач соломи, зменшити завантаження ротору МСС і зниження витрат механічної енергії на привод системи. Тоді приймемо стандартну довжину деки 800...900 мм , що дозволить на 25...35 % створити запас пропускної здатності подрібнюючого пристрою, з метою уникнути його забивання.

Загальна маса стеблового матеріалу, що подається до ротора подавачем соломи (рис. 2.1.) визначимо за формулою:[7]

$$F = r^2 \left(\frac{\pi \varphi}{180^0} - \sin \varphi \right), \quad (2.6)$$

де φ - кут між виступами лопатей, $\varphi = 135^0$;

r - радіус ротора-подавача пристрою, м.

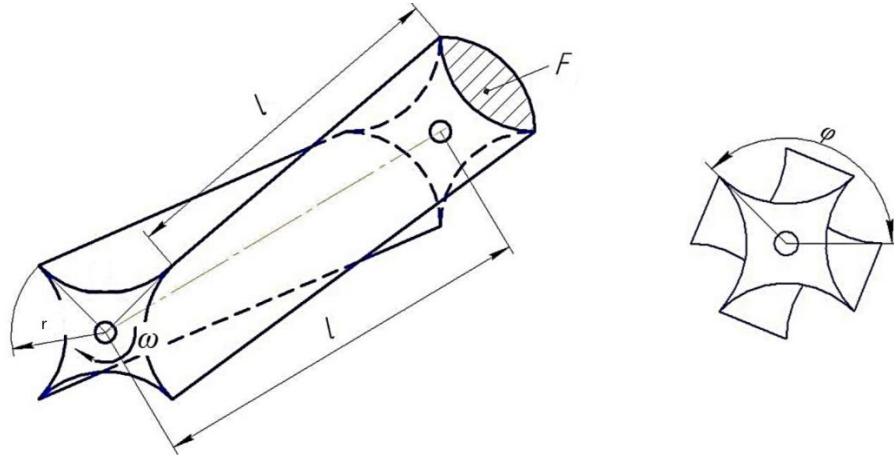


Рис. 2.1. Розрахункова схема визначення подачі ротора-подавача

Підставивши отриману модель формулу (2.1) (2.5), отримаємо вираз для визначення пропускної здатності ротора-подавача:

$$q_p = \frac{1}{60} l \cdot r^2 \left(\frac{\pi \varphi}{180} - \sin \varphi \right) z \cdot n \cdot \rho \cdot k_v \cdot k_y, \quad (2.7)$$

де k_v - коефіцієнт наповнення камери подавача, становить, $k_v = 0,99$; [9]

k_y - коефіцієнт ущільнення подрібнювального матеріалу, залежить від виду стеблового матеріалу, $k_y = 1,5 \dots 2$ [9].

Побудуємо графічні залежності пропускної здатності пристрою q_p від частоти обертання ротора-подавача n , що отримано з моделі (2.7). (рис. 2.2.)

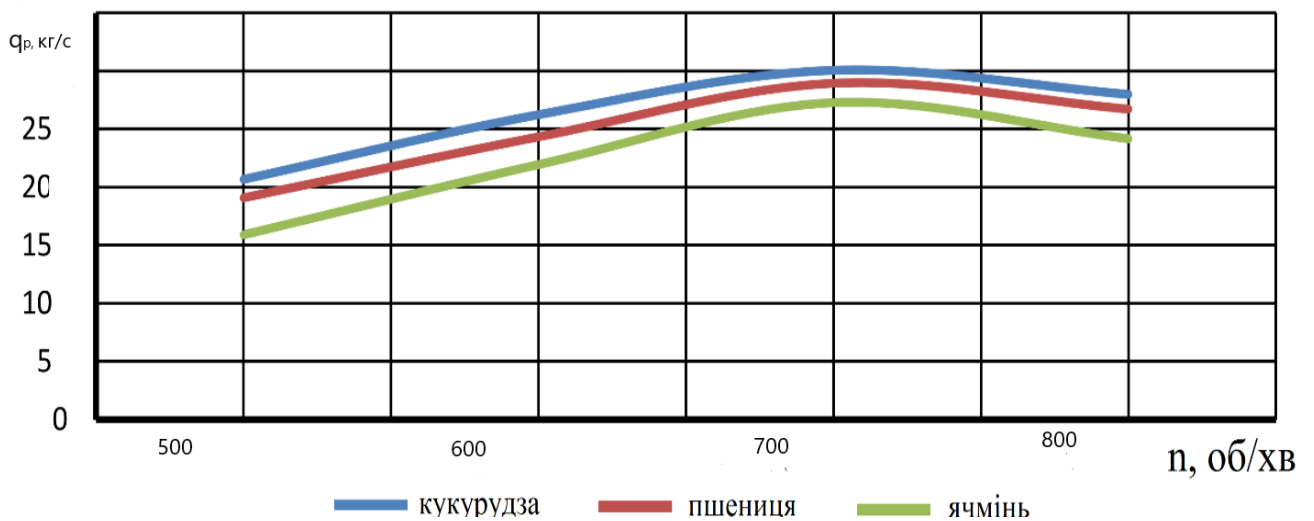


Рис. 2.2. Графічна залежність пропускної здатності пристрою q_p від частоти обертання ротора-подавача n для стебл кукурудзи, озимої пшениці та ярого ячменю

2.2. Визначення потужності приводу ротора-подавача

При проектуванні подавальних пристроїв стеблових матеріалів потрібно визначити режими його роботи, за умови ефективної витрати потужності. Необхідна потужність для приводу ротора – подавача соломи з роторної МСС визначається:[11]

$$P_n = M_{кр.н} \cdot \omega \cdot f + P_{ХХ}, \quad (2.8)$$

де $M_{кр.н}$ - крутний навантажувальний момент на роторі, Н·м;

ω_n - кутова швидкість ротора, с⁻¹;

$P_{х.х.}$ - потужність без навантаження на роторі, Вт;

f - коефіцієнт опору кочення підшипників ($f = 0,05$).

Крутний навантажувальний момент на валу ротора-подавача знайдемо з виразу:[11]

$$M_{кр.н} = G \cdot r_0 (\sin(\alpha + \omega t) - \cos(\alpha + \omega t)), \quad (2.9)$$

де G – сила ваги, Н;

r_0 - радіус осі обертання ротора до частинки матеріалу, що подається, м.

Отриманий вираз підставимо у формулу (2.8), будемо мати формулу для розрахунку потужності подавача соломи до подрібнювача:

$$P_n = G \cdot r_0 (\sin(\alpha + \omega t) - \cos(\alpha + \omega t)) \omega \cdot f + P_{ХХ}, \quad (2.10)$$

2.3. Аналітичні дослідження процесу подрібнення соломи зернових культур

Якісні показники і ступінь подрібнення стеблових матеріалів у подрібнюючих пристроях характеризуються наступними параметрами: коловою швидкістю обертання ротора та його ножів та інтенсивністю ударів (тобто частотою обертання ротора-подрібнювача).

На інтенсифікацію процесу подрібнення стебл незернової частини врожаю в ножових подрібнювачах в значній мірі впливає геометрія контактної поверхні ножа, а також секундна подача стеблового матеріалу.

Кінетична енергія роторно-ножового подрібнювача, від якої залежить ступінь подрібнення, можна записати рівнянням:

$$T_{II} = \frac{m_H \cdot V_H^2}{2}, \quad (2.11)$$

де T_n - кінетична енергія ножа, Дж;

m_H - маса ножа, кг;

V_H - колова швидкість молотка, м/с.

Визначимо потужність, яка витрачається на привід ротора подрібнювача:[10]

$$N = N_1 + N_2, \quad (2.12)$$

де N_1 - потужність, яка витрачається на подолання опорів сил тертя;

N_2 - потужність, яка необхідна на подолання опорів, пов'язаних з подрібненням стеблової маси:[10]

$$N_1 = A \cdot m \cdot \omega + B \cdot l \cdot \omega^3, \quad (2.13)$$

де A - коефіцієнт, що являє питомий момент сили тертя, який залежить від маси ротора ($A = 2.6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м/кг}$ для штифтового і $A = 0.2 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м/кг}$ для ножового);
:[10]

m - маса ротора, кг;

B - коефіцієнт, який залежить від густини повітря, геометричних параметрів ротора ($B = 7,3 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$ для штифтового; $B = 9,7 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$ для нооового); :[10]

l - робоча довжина ротора, м;

ω - кутова швидкість ротора, с^{-1} .

$$N_2 = P \cdot V, \quad (2.14)$$

де P - колове зусилля, яке виникає на ножах подрібнювача, Н;

V - колова швидкість точок ножа подрібнвача, м/с.

Повне колове зусилля на бичах чи штифтах становить

$$P = P_1 + P_2, \quad (2.15)$$

де P_1 - сила удару по стеблах соломи, Н;

P_2 - зусилля, яке затрачується на подолання опорів руху соломи по робочому об'єму між ротором подрібнювача та декою, Н.

Визначимо подачу стеблової маси, яка проходить за час одного контакту з ножами:[10]

$$m = \Delta t \cdot q_0, \quad (2.16)$$

де Δt - тривалість удару, с;

q_0 - пропускна здатність ротора-подрібнювача, кг/с.

Тоді імпульс сили вдарення буде становити:[10]

$$P_1 \cdot \Delta t = \Delta m \cdot (V - V_0). \quad (2.17)$$

якщо $V_0 = 0$, тоді

$$P_1 = \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot V = q_0 \cdot V. \quad (2.18)$$

відповідно :[10]

$$P_2 = f \cdot P, \quad (2.19)$$

де f - коефіцієнт перебивання стебел, що залежить від конструкції ротора та деки, з врахуванням фізико-механічних показників стеблової маси ($f = 0.70 \dots 0.80$ - для ножових) :[10]

Тоді

$$P = q_0 \cdot V + P \cdot f,$$

Після перетворень

$$P = \frac{q_0 \cdot V}{1 - f}. \quad (2.20)$$

Підставимо отримане (2.20) в (2.14) отримаємо рівняння

$$N_2 = \frac{q_0 \cdot V^2}{1 - f}. \quad (2.21)$$

Під час холостого ходу ротора, коли відсутня подача соломи, різниця $N - N_1$ витрачається на підвищення кутової швидкості ротора.

тоді залежність буде мати вигляд:

$$N - N_1 = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \omega = N_2, \quad (2.22)$$

де $\frac{d\omega}{dt}$ - прискорення ротора, $1/c^2$;

J - момент інерції ротора-подрібнювача, $кг \cdot м^2$.

Оскільки N_1 складає до 8% від N :[10], рівняння набуде вигляду

$$N = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \omega = \frac{q_0 \cdot V^2}{1-f}. \quad (2.23)$$

Дана залежність, враховує потужність двигуна зернозбиральної машини N , момент інерції ротора J та подачу стеблової маси q_0 , тобто отриману математичну модель можна назвати основним рівнянням подрібнювача соломи ротаційно-ножового типу.

Проаналізувавши отримане рівняння подрібнювача соломи, яке описує режими його роботи, в залежності від пропускної здатності та витрат механічної енергії.

Якщо подача соломи відсутня то рівняння прискорення ротора буде мати вигляд:[10]

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{N}{J \cdot \omega}. \quad (2.24)$$

За умови повного завантаження подрібнювача соломи ротаційно-ножового типу визначення прискорення буде проводитись по залежності:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{q_0 \cdot V^2}{J \cdot \omega \cdot (1-f)} = \frac{q_0 \cdot r^2 \cdot \omega}{J \cdot (1-f)}. \quad (2.25)$$

Отримані за моделями (2.24) і (2.25) графічні залежності зміни прискорення ротора від його кутової швидкості представлені на рис. 2.3.

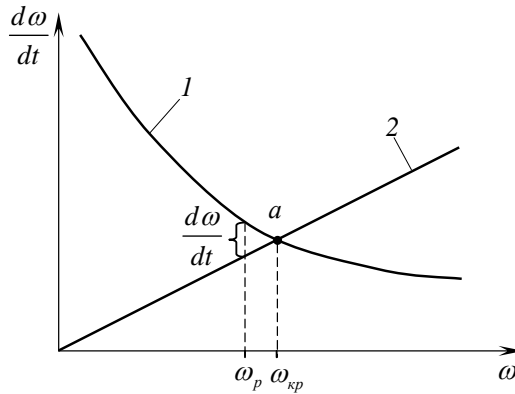


Рис. 2.3. Графічні залежності зміни прискорення ротора $\frac{d\omega}{dt}$ від його кутової швидкості ω :

1 - приріст прискорення ротора; 2 - „витрата” прискорення ротора

Аналіз графіків показує, що точка *a* гіперболи 1 та променя 2 встановлює граничне значення кутової швидкості $\omega_{кр}$, за якої привідний двигун комбайна працює із максимальним навантаженням. Можна зробити висновок, що потужність двигуна повинна бути такою, щоб $\omega_{кр} > \omega_p$, де ω_p - кутова швидкість ротора подрібнювача.

Прирівнявши ліву і праву частини рівнянь (2.24) і (2.25) отримаємо

$$\frac{N}{J \cdot \omega} = \frac{q_0 \cdot r^2 \cdot \omega}{J \cdot (1-f)}, \quad (2.26)$$

тоді

$$\omega_{кр} = \frac{1}{r} \cdot \sqrt{\frac{(1-f) \cdot N}{q_0}}. \quad (2.27)$$

В теперішніх зернозбиральних машинах за для усунення негативного впливу нерівномірності подачі стеблової маси в подрібнювачі приймають наступне емпіричне співвідношення між моментом інерції та потужністю приводу ротора:[11]

$$N = (0.75 \dots 1.5) J. \quad (2.28)$$

Витрати енергії на одиницю маси подрібненої соломи становлять

$$\frac{N}{q_0} = \frac{V^2}{(1-f)} = \frac{r^2 \cdot \omega^2}{(1-f)}, \quad (2.29)$$

Встановлено, що мінімальні витрати потужності на подрібнення соломи при низьких частотах обертання і діаметрі ротора у сучасних машинах знаходяться в діапазоні від $D=350\dots650$ мм.

$$\frac{q_0}{N} = \frac{(1-f)}{r^2 \cdot \omega^2}. \quad (2.30)$$

Перевірку отриманої теоретично моделі можна виконати при розрахунку кількості подрібненого стеблового матеріалу на одиницю прикладеної потужності.

Висновки до розділу 2. Отримана математична модель, що враховує потужність двигуна зернозбиральної машини N , момент інерції ротора J та подачу стеблової маси q_0 , тобто отримане рівняння можна назвати основним рівнянням подрібнювача соломи ротаційно-ножового типу. Отримано рівняння подрібнювача соломи, яке описує режими його роботи, в залежності від пропускної здатності та витрат механічної енергії.

Встановлено графічні залежності пропускної здатності пристрою q_p від частоти обертання ротора-подавача n , на підставі отриманої моделі (2.7).

Отримані графічні залежності зміни прискорення ротора в залежності від кутової швидкості. Аналіз графіків показує, що точка a гіперболи 1 та променя 2 встановлює граничне значення кутової швидкості $\omega_{кр}$, за якої привідний двигун комбайна працює із максимальним навантаженням. Можна зробити висновок, що потужність двигуна повинна бути такою, щоб $\omega_{кр} > \omega_p$, де ω_p - кутова швидкість ротора подрібнювача.

5. ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОДРІБНЮВАЧА СОЛОМИ НА РІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ ПОЖИВНИХ РЕШТОК

5.1. Дослідження впливу рівномірності розподілу поживних решток

Питання рівномірного розподілу соломи посівів є одним із актуальних питань сьогодення. Тому що підготовка поля до наступної культури безпосередньо залежить від вхідних параметрів попередньої культури та способу збирання її стебел. Це значною мірою впливає на кількість вологи та поживних речовин, які ми отримуємо від обробки відходів, а також на глибину, на якій ми сіємо або вирощуємо культури. Крім того, ці параметри суттєво коригують поверхню ґрунту або способи і способи основного обробітку ґрунту, а також експлуатаційні витрати на виконання технічних операцій. Дослідженнями [1,] доведено, що втрати води можна зменшити за рахунок розподілу залишків попереднього врожаю на поверхні поля. Збереження рослинних решток зернових культур, особливо при вузькорядному посіві (10-15 см), може покращити сніго- та вологонакопичення ґрунту [1] (Nielsen, 1998).

Зрозуміло, що висота стерні пшениці (більше 30 см) зменшує швидкість вітру на висоті 15 см майже на 80% порівняно з ділянками, де ті ж рослинні залишки подрібнюються (лушчаться). Рослинні рештки зернових культур і кукурудзи запобігають ерозії, сприяють накопиченню вологи та зменшують дефляцію зернових і технічних культур. Тому одним із способів підтримки вологості ґрунту є постійний захист ґрунту вегетуючими рослинами або їх рослинними рештками. Необхідною умовою досягнення цієї мети є перехід на технології, що мають мінімальний вплив на ґрунт, а саме no-till, strip-till або micro-till.

За розробленою експериментальною методикою дослідження було проведено пошуковий багатofакторний експеримент N=23. Експеримент повторювали тричі. Під час дослідів з визначення рівномірності розподілу поживних решток та впливу на збереження вологи в ґрунті використовували два зернозбиральні комбайни John

Deer S760 та Palessier GS12 із розкиданням решток по ширині жнивварки комбайна (рис. 1).



Рис. 1. Загальний вигляд сходів сої після збирання різними комбайнами

Як видно з малюнка, солома більш рівномірно розподіляється по ширині жатки, більшою мірою зберігаючи вологу, ніж якщо вона зосереджена в центрі жатки. Рівномірний розподіл соломи краще впливає на утримання води в ґрунті та забезпечує більш рівномірне проростання рослин (рис. 2).



Рис. 2. Сходи озимого ріпаку, висіяні за технологією no-till, зберігаючи пристовбурний покрив попередників

При проведенні багатofакторних пошукових дослідів враховують такі чинники: S - ширина розповсюдження подрібненої соломи, W - відносна вологість ґрунту, L - довжина частинок подрібненої соломи. Методом апріорного ранжування ці фактори були обрані як найважливіші. Критеріями оптимізації є значення врожайності та глибини проростання насіння. У таблиці наведено інтервали змін і рівні факторів у пошуковому експерименті 2^3 .

Таблиця 1.

Рівні та інтервали факторів для машин JOHN DEER S780i (машина 1) та Palessier GS12A (машина 2) експеримент 2³

Показники	Кодовані значення	Фактори					
		S, м		W, %		L, м	
		машина 1	машина 2	машина 1	машина 2	машина 1	машина 2
Верхній рівень	+1	10,5	7,0	15	12	12	15
Основний рівень	0	9,5	6,0	10	10	10	10
Нижній рівень	-1	8,5	5,0	5	8	8	5
Інтервал варіювання	ΔX_i	1,0	1,0	5	2	2	5

Закодовані фактори та план пошукового дослідження наведені в табл. 2.

Отримані результати встановлених коефіцієнтів нерівномірності розподілу у всіх дослідах експерименту. При послідовному дослідженні визначена порядкова дисперсія $S^2_{y_i}$. Визначено значення критерію Кохрена, що становить $G_{розр.}=0,22$. Відповідно табличний параметр критерію $G_{табл}=0,32$ [4,9].

Таблиця 2

Матриця планування багатфакторного експерименту 2³.

№ досліду п/п	Кодові позначення			y
	X ₁	X ₂	X ₃	
1	+1	+1	+1	-
2	-1	+1	+1	-
3	+1	-1	+1	-
4	-1	-1	+1	-
5	+1	+1	-1	-
6	-1	+1	-1	-
7	+1	-1	-1	-
8	-1	-1	-1	-

Отримавши умову $G_{розр.} < G_{табл.}$. Однорідність рядів дисперсії експерименту приймемо наступне значення $S^2_y=7,26$.

Як результат експерименту регресійне рівняння запишеться наступним чином:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3 \quad (3.1)$$

де x_1 - дальність розподілу подрібненої соломи за комбайном, **S**;

x_2 - відносна вологість ґрунту, **W**;

x_3 – ступінь подрібнення, **L**.

Визначення коефіцієнтів отриманої математичної моделі табл. 3. скористаємось матрицею планування за результатами досліджень[9,4].

Таблиця 3.

Визначення критерію рівняння регресії

Номер досліджу	x_0		x_1		x_2		x_3		x_1x_2		x_1x_3		x_2x_3		$x_1x_2x_3$		y	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	48,6	65,8
2	+	+	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-	59,2	63,8
3	+	+	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	-	-	54,8	76,2
4	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	39,6	83,4
5	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	65,5	86,7
6	+	+	-	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-	+	+	43,6	76,6
7	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	58,3	56,2
8	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+	+	-	-	64,5	61,5

Значення коефіцієнтів регресії отримано наступні для (маш. 1):

$B_0=44,23$; $b_1=3,12$; $b_2=16,54$; $b_3=-12,54$; $b_{12}=-1,35$; $b_{13}=-0,84$; $b_{23}=-14,32$;
 $b_{123}=0,67$.

Маш. 2: $B_0=71,27$; $b_1=5,62$; $b_2=18,54$; $b_3=-19,21$; $b_{12}=-2,64$; $b_{13}=-1,56$; $b_{23}=-21,32$;
 $b_{123}=0,91$.

Дисперсія коефіцієнтів і середньоквадратичне відхилення становлять:

$$S^2_{b_i} = 0,24; S_{b_i} = 0,489.$$

Довірчий інтервал регресійних коефіцієнтів становить $\Delta b_i = 0,78$.

Проаналізувавши коефіцієнти значущості встановили, що деякі фактори мають незначний вплив на критерій. Для продовження вивчення обираємо три найбільш значущі фактори - дальність розподілу соломи за шириною жнивarki, **S**; x_2 - відносна вологість ґрунту, **W**; x_3 - ступінь подрібнення соломи, **L**.

З метою розрахунку факторів, що впливають на параметр оптимізації рівномірності розподілу решток соломи, потрібно розв'язати отриману систему:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx_1} = -3,9 - 2,17x_2 - 2,47x_2x_3 + 2,36x_3x_2 \\ \frac{dy}{dx_2} = 19,44 - 2,166x_1 - 12,43x_3 - 2,47x_1x_3 \\ \frac{dy}{dx_3} = -11,17 - 12,43x_2 + 2,43x_1 + 2,36x_1x_2 \end{cases} \quad (3.2)$$

Розв'язавши дану систему рівнянь, отримали оптимальні величини факторів після розкодування їх рівнів: x_1 - дальність розподілу соломи за комбайном становить, **S = 9,74...11,66 м**;, що відповідає середньому значенню ширини захвату жнивarki. x_2 - відносна вологість ґрунту, **W = 14..22%**; x_3 - ступінь подрібненої соломи, **L = 7,5...14,28 мм**.

Таблиця 4

Експериментальні і розрахункові дані глибини заробки насіння

Номер досліджу	Уі експер.		Уі розр.		Δу		Δу ²	
	1	2	1	2	1	2	1	2
1	58,06	64,12	58,40	62,5	0,34	1,62	0,1156	2,62
2	69,20	75,23	68,86	76,36	0,34	-1,13	0,16	1,27
3	34,23	54,36	36,15	59,4	-1,92	-5,04	3,67	25,4
4	49,75	57,58	51,84	52,86	-2,09	4,72	4,36	22,27
5	45,53	86,47	46,14	86,82	-0,62	-0,35	0,37	0,12
6	96,44	112,56	99,82	111,87	-3,38	0,69	11,42	0,47
7	49,89	58,45	45,95	61,24	3,94	-2,79	15,5	7,78
8	54,33	75,56	52,28	78,21	2,05	-2,65	4,2	7,02

Висновки до розділу 3. Під час розрахунку рівномірності розподілу соломи за шириною жниварки, досліджували роботу двох зернозбиральних комбайнів JOHN DEER S780 та GS12A з подрібнювачами роторно-ножового типу. Визначено значимі фактори, що найбільш значимі на зміну режиму роботи подрібнювального пристрою, x_1 - дальність розподілу подрібненої соломи за машиною становить, $S = 9,74...11,66$ м; що відповідає середньому значенню ширини захвату жниварки. x_2 - відносна вологість ґрунту, $W = 14..22\%$; x_3 - стурінь подрібненої соломи, $L = 7,5...14,28$ мм.

Встановлено залежність зниження рівномірності розподілу за шириною захвату жниварки для 1-ї машини з ротаційним розподільником решток, , так і без нього 2-га машини.

Рекомендації по результатам досліджень. Необхідно коригувати зусилля та глибину обробітку ґрунту, а також заробку насіння при сівбі $\Delta h = 3,6..8,8$ см після розподілу подрібнювача 1-машиною, для другої машини – глибину обробітку ґрунту необхідно збільшувати до $\Delta h = 8,6..10,5$ см , це обумовлено неоднорідністю розподіленням соломи та як наслідок низьким вмістом вологи в ґрунті.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Виконавши аналіз конструкцій подрібнювачів соломи та незернової частини відомих виробників зернозбиральної техніки визначено основні недоліки: штифтові подрібнювальні пристрої потребують підпорного подрібнення, тому затрати механічно енергії досить високі та становлять до 10...12 % від потужності на привод; системи досить енергоємні з точки зору витрат палива, тобто потребують значних витрат механічної енергії на привод ротора та розподільчого пристрою системи.
2. Отримана математична модель, що враховує потужність двигуна зернозбиральної машини N , момент інерції ротора J та подачу стеблової маси q_0 . Отримані графічні залежності зміни прискорення ротора в залежності від кутової швидкості. Аналіз графічних залежностей показує, граничне значення кутової швидкості $\omega_{кр}$, за якої привідний двигун комбайна працює із максимальним навантаженням. Можна зробити висновок, що потужність двигуна повинна бути такою, щоб $\omega_{кр} > \omega_p$, де ω_p - кутова швидкість ротора подрібнювача.
3. Визначено рівномірність розподілу соломи за шириною жнивarki, досліджували роботу двох зернозбиральних комбайнів JOHN DEER S780 та GS12A з подрібнювачами роторно-ножового типу. Визначено значимі фактори, що найбільш значимі на зміну режиму роботи подрібнювального пристрою, x_1 - дальність розподілу подрібненої соломи за машиною становить, **S = 9,74...11,66 м**; що відповідає середньому значенню ширини захвату жнивarki. x_2 - відносна вологість ґрунту, **W = 14..22%**; x_3 - стурінь подрібненої соломи, **L = 7,5...14,28 мм**.
4. При заробці решток, потрібно коригувати зусилля та глибину обробітку ґрунту, а також заробку насіння при сівбі $\Delta h = 3,6..8,8$ см після розподілу подрібнювача 1-машиною, для другої машини – глибину обробітку ґрунту необхідно збільшувати до $\Delta h = 8,6..10,5$ см, це обумовлено неоднорідністю розподіленням соломи та як наслідок низьким вмістом вологи в ґрунті.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. www.claas.com.ua.
2. <https://www.deere.ua/uk/>
3. <https://agriculture.newholland.com> › uk-ua
4. <https://amacoint.com> › partner
5. <https://case-ukraine.com.ua>
6. Комаристов В.Ю., Дунай М.Ф. Сільськогосподарські машини. К.: Вища школа, 1987. 248с.
7. Бойко А.І., Свірень М.О., Шмат С.І., Ножнов М.М. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин. К., 2003. 203 с.
8. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 2. К.: Урожай, 2002. 364 с.
9. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. К.: Урожай, 2001. 384 с.
10. Хайліс Г.А. Коновалюк Д.М. Розрахунок робочих органів збиральних машин: Навч. посібник. К.: НМК ВО, 1991. 199 с.
11. Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. Київ: УСГА, 1992. 240с.
12. Заєць М. Л. Результати дослідження впливу рівномірності розподілу пожнивних решток на глибину сівби та урожайність сільськогосподарських культур / М. Л. Заєць // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2021. Вип. 51.,– Кропивницький, ЦНТУ, 2021 р. С. 36-45.
13. Заєць М. Л. Система точного припосівного дозування рідких добрив / М. Л. Заєць, // Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної конференції

«Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2021. С. 13-16.

14. Заєць Максим. Результати дослідження впливу рівномірності розподілу поживних решток на глибину сівби та урожайність сільськогосподарських культур/ М. Л. Заєць // Органічне виробництво і продовольча безпека : збірник праць учасників X Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 100-річчю Поліського національного університету, 21–22 квітня 2022 р. Житомир : Поліський національний університет, 2022. С. 325-328.