

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

\_\_\_\_\_Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

“ \_\_\_\_\_ ” 2026 р.

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
на тему:**

**«Обґрунтування модернізації кормозбирального комбайна з  
дослідженням живильного апарата подрібнювача»**

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,  
групи ГМ-24М-1

ОНП «Галузеве машинобудування»  
спеціальності 133 «Галузеве  
машинобудування»

\_\_\_\_\_ Білаш Михайло Валерійович

« \_\_\_\_\_ » 2026 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

\_\_\_\_\_Сергій МОРОЗ

« \_\_\_\_\_ » 2026 р.

Рецензент

професор, д-р техн. наук

\_\_\_\_\_Віктор АУЛІН

« \_\_\_\_\_ » 2026 р.

м. Кропивницький

**Центральноукраїнський національний технічний університет**

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма Галузеве машинобудування

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

Олексій Васильковський

«   »     2026 року

**ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА  
ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА  
ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Білаша Михайла Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Обґрунтування модернізації кормозбирального комбайна з дослідженням  
живильного апарата подрібнювача

2. Керівник роботи (проекту)

Мороз Сергій Миколайович, канд. техн. наук, доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 26.05.2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту)

Підвищення ефективності роботи живильного апарата подрібнювача  
кормозбирального комбайна

## 5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

| Розділ | Консультант | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------|----------------|------------------|
|        |             | Завдання видав | Завдання прийняв |
| 1–5    | Мороз С.М.  |                |                  |
|        |             |                |                  |
|        |             |                |                  |
|        |             |                |                  |
|        |             |                |                  |
|        |             |                |                  |

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|-----------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1     | Пояснювальна записка                          | 25.05.2026 р.                 |          |
| 2     | Захист роботи                                 | 26.05.2026 р.                 |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |
|       |                                               |                               |          |

Дата видачі завдання

« 03 » лютого 2026 р.

Підпис керівника

\_\_\_\_\_ Мороз С.М.  
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

« 03 » лютого 2026 р.

Підпис здобувача

\_\_\_\_\_ Білаш М.В.  
(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

|                                           |    |
|-------------------------------------------|----|
| Вступ.....                                | 5  |
| 2. Наукова частина .....                  | 6  |
| 3. Інженерна частина.....                 | 22 |
| 4. Охорона праці.....                     | 34 |
| 5. Техніко-економічне обґрунтування ..... | 38 |
| Загальні висновки.....                    | 39 |
| Список використаних джерел .....          | 40 |

## ВСТУП

Кормозбирання є однією з найбільш енергоємних і відповідальних операцій сільськогосподарського виробництва. Якість подрібнення листостеблової маси – кукурудзи, соняшника, трав – безпосередньо визначає поживну цінність силосу, умови ферментації, засвоюваність корму тваринами та, врешті, рентабельність тваринницької галузі. Ключовою ланкою в забезпеченні якості різки є живильний апарат подрібнювача, який визначає швидкість і рівномірність подачі маси до ножового барабана.

Незважаючи на значний прогрес провідних виробників кормозбиральної техніки (Claas, John Deere, Krone, New Holland, Fendt) у галузі автоматизації та підвищення продуктивності, питання оптимального вибору і обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів живильного апарата зберігають свою актуальність – особливо в умовах нерівномірного стеблостою, широкої варіативності культур і вологості матеріалу.

Метою кваліфікаційної магістерської роботи є обґрунтування модернізації живильного апарата подрібнювача кормозбирального комбайна на підставі порівняльного аналізу сучасних конструкцій та теоретичного дослідження впливу параметрів живильника на продуктивність, якість різки і питомі витрати енергії.

## 2. НАУКОВА ЧАСТИНА

### 2.1. Агротехнічні вимоги до збирання та подрібнення листостеблових кормів

Якість заготівлі силосу і сінажу визначається насамперед ступенем та рівномірністю подрібнення рослинної маси. Стандартом ISO 13120 та агрозоотехнічними нормами регламентується довжина різки: для кукурудзи на силос – 10–20 мм (оптимально 15 мм), для трав і злаків на сінаж – 20–40 мм. Допустимий вміст частинок довжиною понад 50 мм не повинен перевищувати 15% за масою; втрати подрібненої маси за машиною – не більше 2,5% [1–4].

Рівномірність подрібнення характеризується коефіцієнтом однорідності різки  $K_o$ , який для силосу повинен бути  $\geq 80\%$ . Додатковою вимогою є повздовжнє розщеплення стебел кукурудзи (для силосу), що забезпечується зернопроцесором. Ступінь розщеплення зерна регламентується значенням  $\geq 70\%$  для молочних корів [1–4].

Таблиця 2.1

Агротехнічні вимоги до якості подрібнення кормових культур

| Культура                                          | Призначення  | Довжина різки, мм | $K_o$ , % | Втрати, %  |
|---------------------------------------------------|--------------|-------------------|-----------|------------|
| Кукурудза (ціла рослина)                          | Силос        | 10–20             | $\geq 80$ | $\leq 2,5$ |
| Кукурудза                                         | Зелений корм | 15–30             | $\geq 75$ | $\leq 3,0$ |
| Трави (конюшина, люцерна)                         | Сінаж        | 20–40             | $\geq 70$ | $\leq 3,5$ |
| Соняшник                                          | Силос        | 15–25             | $\geq 78$ | $\leq 2,5$ |
| Пшениця, ячмінь (у стадії молочно-вос. стиглості) | Зелений корм | 20–40             | $\geq 72$ | $\leq 3,0$ |

### 2.2. Огляд і класифікація кормозбиральних комбайнів

Сучасні кормозбиральні комбайни класифікуються за типом агрегування на: самохідні (найбільш продуктивні, з власним двигуном), причіпні та начіпні.

За типом подрібнювального апарата – на барабанні (найпоширеніші) та дискові.  
За конструкцією живильного апарата – на вальцьові та транспортерні [5–15].

Ринок провідних виробників кормозбиральної техніки формують п'ять компаній: Claas (Jaguar), John Deere (серія 8000/9000), Krone (BiG X), New Holland (FR Forage Cruiser) та Fendt (Katana). Всі вони впроваджують гідравлічні або електрогідравлічні системи керування живильним апаратом, автоматичне регулювання довжини різки та зернопроцесори [5–15].

### **CLAAS JAGUAR 960**

Шестивальцьовий живильний апарат, аналогічний Jaguar 980, але з дещо меншим діапазоном регулювання гідравлічного тиску (40–160 бар проти 50–200 бар). Конфігурації ножів: 10, 20, 40. Швидкість вальців від бортового комп'ютера Cemis 700. Ресурс ножів підвищено за рахунок покриття Dura Grind [5].

#### **Переваги:**

- розвинений бортовий комп'ютер Cemis 700 з функцією оптимізації довжини різки;
- покриття Dura Grind значно подовжує ресурс ножів;
- добре перевірена конструкція.

#### **Недоліки:**

- старіша система порівняно з Jaguar 980 покоління 2020+;
- нижча максимальна пропускна здатність порівняно з поточними моделями;
- вузький діапазон регулювання притиску.

### **CLAAS JAGUAR 980**

Живильний апарат складається з шести подавальних вальців (два верхніх притискних, чотири нижніх тягових), виготовлених зі зносостійкої сталі НВ 400. Верхні вальці мають гідравлічну систему притиску з тиском 50–200 бар, що регулюється автоматично з кабіни залежно від щільності потоку. Встановлено електромагнітний детектор металу та детектор каменів на першій парі вальців. Привод – від гідромотора з безступінчастою зміною швидкості через бортову систему CEMOS Auto Chopping [6].

#### **Переваги:**

- автоматичне регулювання притиску та швидкості подачі в режимі реального часу;
- шість вальців забезпечують кращу рівномірність стиснення матеріалу порівняно з чотиривальцьовими конструкціями;
- система CEMOS оптимізує швидкість для кожної ділянки поля.

#### **Недоліки:**

- складна гідравлічна схема з підвищеними вимогами до якості масла та обслуговування;
- висока вартість запасних частин (вальці з BusaDURO покриттям);
- можлива затримка реакції системи при різких змінах стеблостою.

### **JOHN DEERE 8800I**

Чотиривальцьова система: нижні вальці – статичні (жорстка вісь), верхні – рухомі з пружинно-гідравлічним притиском. Розводка приводу з правого боку через коробку передач feedroll gearcase. Автоматичне підйомне вирівнювання верхніх вальців при спрацюванні детектора металу. Швидкість регулюється варіатором або електрогідравлічним механізмом з рукоятки оператора [7].

#### **Переваги:**

- широкий діапазон довжин різки (3–52 мм) за рахунок трьох конфігурацій барабана;
- електромагнітна система захисту від металу стандартна на всіх моделях;
- висока ремонтпридатність і доступність запчастин по всьому світу.

#### **Недоліки:**

- чотири вальці (замість шести) дають дещо менш рівномірне стиснення;
- пружинна частина притиску не забезпечує повноцінної адаптації до різкозмінних умов;
- більший мертвий хід у механізмі зміни довжини різки порівняно з Claas.

### **JOHN DEERE 9700**

Нова серія 9000 з удосконаленим чотиривальцьовим живильником (ProDrive). Гідростатичний привод з окремим гідромотором живильника, що дозволяє незалежно від передачі руху регулювати швидкість подачі у діапазоні

0,8–3,2 м/с. Датчик маси (Harvest Lab 3000) у траєкторії потоку після вальців для моніторингу урожайності та вологості [8].

**Переваги:**

- Harvest Lab 3000 – вбудований сенсор вологості та маси врожаю в реальному часі;
- незалежний гідростатичний привод живильника дає дуже широкий діапазон швидкостей;
- чотири широких вальця (ширина 850 мм) з рельєфним профілем.

**Недоліки:**

- чотири вальці замість шести – менш рівномірна подача при нерегулярному стеблостой;
- висока складність електронної системи управління (більше можливих відмов);
- висока вартість запасних частин та сервісу.

**KRONE BIG X 780**

Живильний апарат має шість вальців: два передніх пресувальних (upper front crop press rollers) і чотири задніх тягових. Усі вальці з рельєфним зубчастим профілем типу "спіраль". Тиск гідравлічного притиску передніх вальців регулюється від 20 до 120 бар. Гідропривод живильника з безступінчастою трансмісією забезпечує діапазон швидкостей 0,5–3,5 м/с [9].

**Переваги:**

- опціональний детектор OptiMaxx зупиняє подачу при виявленні каменів;
- шість вальців + спіральний профіль – відмінне захоплення вологих і плутаних трав;
- великий гідронасос забезпечує стабільне зусилля навіть при завантаженні.

**Недоліки:**

- складніший привод шести вальців потребує більше обслуговування;
- OptiMaxx – опція, а не стандарт (підвищує ціну);
- більша ширина машини обмежує маневреність на малих полях.

**KRONE BIG X 880**

Аналогічна до BiG X 780 конструкція, однак підсилена для більш важких умов: більший гідравлічний насос (80 л/хв проти 60), ширші вальці (700 мм проти 600 мм), посилені підшипники. Електрогідравлічна система зміни довжини різки з кроком 0,5 мм. Опціональний зернопроцесор VariStream з індивідуальним гідроприводом кожного ролика [10].

**Переваги:**

- ширші вальці (700 мм) кращі для густого і плутаного стеблостою;
- VariStream – найдосконаліший у класі зернопроцесор (окремий гідропривод);
- висока пропускна здатність при широкому захопленні жатки.

**Недоліки:**

- значна вага живильного апарату збільшує загальну масу машини;
- підвищена витрата гідравлічного масла;
- висока ціна – один із найдорожчих у сегменті.

**NEW HOLLAND FR780**

Чотиривальцюва конструкція із зубчастими вальцями. Верхні вальці на тягах з гідравлічним накопичувачем, що дозволяє "м'яко" демпфірувати ударні навантаження. Діаметр вальців – 290 мм. Система IntelliCruise забезпечує автоматичну підтримку заданого навантаження двигуна за допомогою зміни швидкості руху самохідного комбайна, а не швидкості живильника. Привод від гідромотора [11].

**Переваги:**

- IntelliCruise – унікальна система підтримки постійного навантаження двигуна через зміну поступальної швидкості;
- м'який гідравлічний демпфер суттєво знижує ударні навантаження;
- діаметр 290 мм – один із найбільших у класі.

**Недоліки:**

- чотири вальці – менш рівномірна подача порівняно з шестивальцювими;
- IntelliCruise не регулює безпосередньо швидкість живильника; реакція системи уповільнена при різких змінах врожаю;

- технічне обслуговування специфічної системи потребує кваліфікованих техніків.

### **NEW HOLLAND FR920**

Топова модель лінійки FR Forage Cruiser з чотиривальцьовим живильником. Широкі вальці (820 мм), профіль зубчастий. Система IntelliCruise 2 покоління інтегрує контроль не лише швидкості руху, але й швидкості вальців. Опція AutoCrop Flow – сенсорна система зворотного зв'язку за шаром матеріалу між вальцями [12].

#### **Переваги:**

- IntelliCruise 2 з управлінням і швидкістю руху, і живильником – найповніша автоматизація у лінійці NH;
- AutoCrop Flow – перша серійна сенсорна система контролю шару матеріалу;
- великий діаметр вальців (850 мм) при простій конструкції.

#### **Недоліки:**

- чотири вальці – менш рівномірна подача при плутаних травах;
- AutoCrop Flow – платна опція;
- менший асортимент конфігурацій ножів порівняно з конкурентами.

### **FENDT KATANA 650**

Шестивальцьовий живильний апарат на хитному маятниковому рамі (swinging frame), безпосередньо змонтованій на вході. Автоматичне шарнірне регулювання притиску кожного з шести вальців незалежно. Унікальна особливість – металодетектор на першій парі вальців з миттєвим блоком живлення. Живильник Fendt визнаний у незалежних тестах «чемпіоном» за рівномірністю довжини різки [13, 15].

#### **Переваги:**

- маятниковий кронштейн і незалежне регулювання забезпечують кращу рівномірність подачі;
- найвищий KPS у класі при стандартних налаштуваннях;
- найбільший барабан ринку (720 мм) у поєднанні зі стабільною подачею.

#### **Недоліки:**

- складніша конструкція маятникової рами збільшує витрати на обслуговування;
- менша поширеність в Україні порівняно з Claas і John Deere (вища вартість сервісу);
- менш гнучкий діапазон налаштувань притиску порівняно з Claas.

### **FENDT KATANA 850**

Найновіша і найпотужніша модель Fendt. Збережений шестивальцьовий маятниковий живильник, доповнений третьою парою ширших вальців (800 мм) та вдосконаленою системою демпфування. Новий алгоритм автоналаштування Eff-Management оптимізує швидкість подачі для зниження витрат палива [14–15].

#### **Переваги:**

- Eff-Management – перша серійна система автоматичної оптимізації витрат палива за рахунок керування швидкістю живильника;
- три пари широких вальців 800 мм – найкращі показники однорідності різки у класі;
- найбільший барабан ринку (720 мм) зменшує пікові навантаження.

#### **Недоліки:**

- висока вартість машини (понад 650 тис. євро);
- нова система Eff-Management недостатньо перевірена в різних умовах збирання;
- обмежена мережа сервісу в Україні.

Встановлено, що оптимальні агрономічні до різки (10–20 мм для силосу) задовольняються лише при належному узгодженні швидкості подачі живильника із частотою різки барабана.

Порівняльний аналіз сучасних моделей показав: шестивальцьовий живильник з гідравлічним автокеруванням (Claas, Krone, Fendt) забезпечує вищу однорідність різки (80–90%) порівняно з чотиривальцьовими конструкціями (68–78%).

Зведена порівняльна характеристика живильних апаратів сучасних  
кормозбиральних комбайнів

| Модель (р.в.)            | Тип живильника         | Кіл-ть вальців | Швидкість подачі, м/с | Діапазон різки, мм | Тип керування притиском          |
|--------------------------|------------------------|----------------|-----------------------|--------------------|----------------------------------|
| Claas Jaguar 980 (2020)  | Вальцьовий             | 6              | 0,5–3,0               | 3,5–12,5/37        | Гідравлічний автомат (CEMOS)     |
| John Deere 8800i (2015)  | Вальцьовий             | 4              | 0,5–3,2               | 3,0–52             | Пружинно-гідравлічний            |
| Krone BiG X 780 (2018)   | Вальцьовий             | 6              | 0,5–3,5               | 4,0–19             | Гідравлічний регульований        |
| New Holland FR780 (2016) | Вальцьовий             | 4              | 0,5–2,8               | 4,0–22             | Гідравл. демпфер (IntelliCruise) |
| Fendt Katana 650 (2019)  | Вальцьовий маятниковий | 6              | 0,5–2,8               | 3,5–41             | Незалежний гідравл. на кожному   |
| Krone BiG X 880 (2018)   | Вальцьовий             | 6              | 0,5–3,5               | 4,0–19             | Гідравлічний (VariStream)        |
| Claas Jaguar 960 (2016)  | Вальцьовий             | 6              | 0,5–2,8               | 3,5–12,5/37        | Гідравлічний (Cemis 700)         |
| John Deere 9700 (2019)   | Вальцьовий             | 4              | 0,8–3,2               | 3,0–52             | Гідростатичний незалежний        |
| Fendt Katana 850 (2022)  | Вальцьов. маятников.   | 6              | 0,5–2,8               | 2,6–41             | Авт. Eff-Management              |
| New Holland FR920 (2020) | Вальцьовий             | 4              | 0,5–3,0               | 4,0–22             | IntelliCruise 2 + AutoCrop Flow  |

Головний недолік базових конструкцій з пружинним притиском – неможливість оперативної адаптації зусилля до змінних умов, що призводить до відхилення довжини різки  $\pm 30\%$  при нерівномірному стеблості.

Напрямом модернізації обрано впровадження гідравлічної системи керування притиском вальців живильника з автоматичним регулятором.

Метою теоретичних досліджень є отримання аналітичних залежностей, що описують вплив конструктивно-технологічних параметрів живильного апарата (швидкість вальців  $v$ , зазор  $\delta$ , зусилля  $Q$ ) на теоретичну довжину різки  $L_T$ , продуктивність  $W$  і питомі витрати енергії  $E$ .

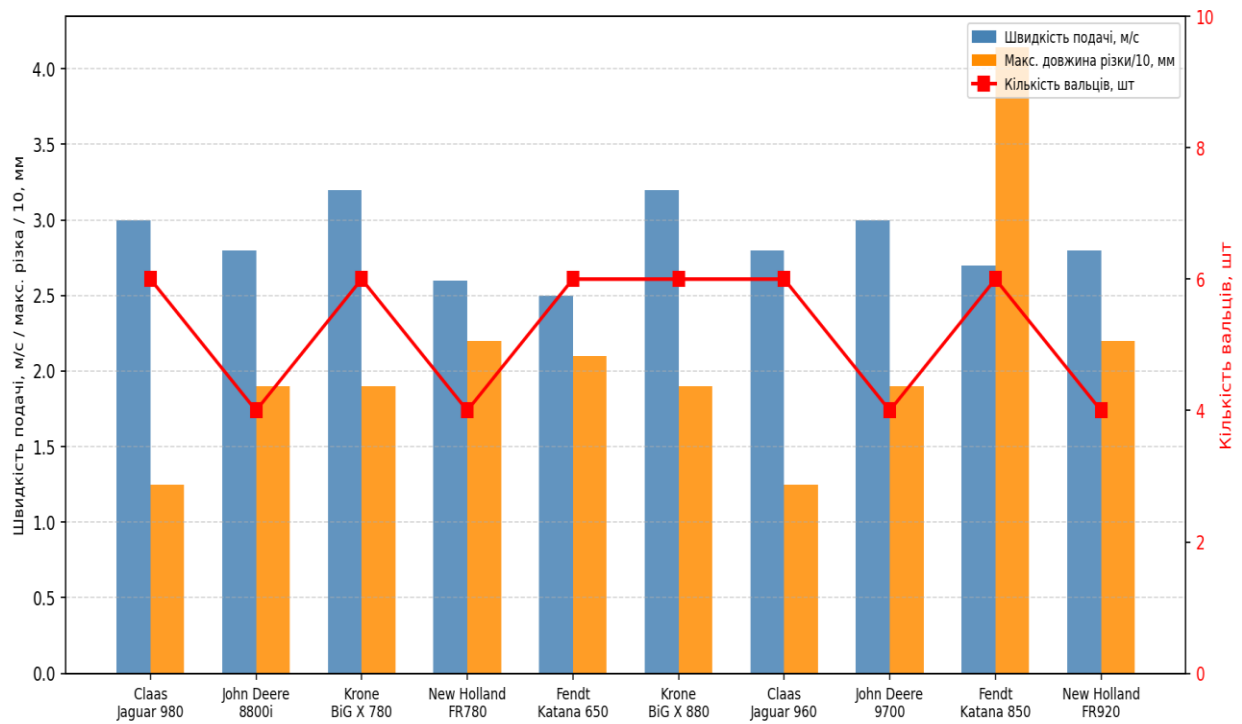


Рис. 2.1. Порівняльна характеристика живильних апаратів сучасних кормозбиральних комбайнів

## 2.2. Обґрунтуванням мети роботи, формування задач, об'єкту та предмету досліджень

**Мета дослідження** – підвищення якості та експлуатаційної надійності подрібнення листостеблової маси корових культур шляхом наукового обґрунтування та оптимізації конструктивно-технологічних параметрів живильника подрібнювача кормозбирального комбайна.

### Завдання дослідження:

1. Здійснити комплексний системно-порівняльний аналіз існуючих інженерних рішень та конструктивних схем сучасних живильників подрібнювачів кормозбиральних комбайнів.

2. Встановити закономірності сукупного впливу конструктивних параметрів та кінематичних режимів роботи живильника подрібнювача кормозбирального комбайна на забезпечення якісних показників роботи та витрати потужності на ущільнення листостеблової маси при подачі до подрібнювача.

**Об'єкт дослідження** – технологічний подачі листостеблової маси кормових сільськогосподарських культур живильним пристроєм до подрібнювача кормозбирального комбайна.

**Предмет дослідження** – конструктивно-геометричні та кінематичні параметри живильного пристрою подрібнювача кормозбирального комбайна.

### 2.3. Теоретична довжина різки

Теоретична довжина різки  $L_T$  визначається з умови геометрії процесу: за час між двома послідовними ударами ножа матеріал переміщується на відстань  $L_T$ . Розглянемо кінематику: ножовий барабан обертається з частотою  $n$ , кількість ножів  $z$ . Час між ударами

$$t = \frac{60}{z \cdot n}. \quad (2.1)$$

За час  $t$  вальці переміщують матеріал зі швидкістю  $v$

$$L_T = v \cdot t = \frac{60 \cdot v}{z \cdot n}, \quad (2.2)$$

де  $v$  – лінійна швидкість нижнього вальця, м/с;  
 $z$  – кількість ножів на барабані, шт;  
 $n$  – частота обертання ножового барабана, хв<sup>-1</sup>.

Частота різки

$$f = \frac{z \cdot n}{60}. \quad (2.3)$$

Тоді формула (2.2) набуває вигляду

$$L_T = \frac{1000 \cdot v}{f}. \quad (2.4)$$

З виразу (2.4) знаходимо необхідну швидкість вальців для забезпечення цільової довжини різки:

$$v = \frac{L_T \cdot f}{1000} = \frac{L_T \cdot z \cdot n}{60000}. \quad (2.5)$$

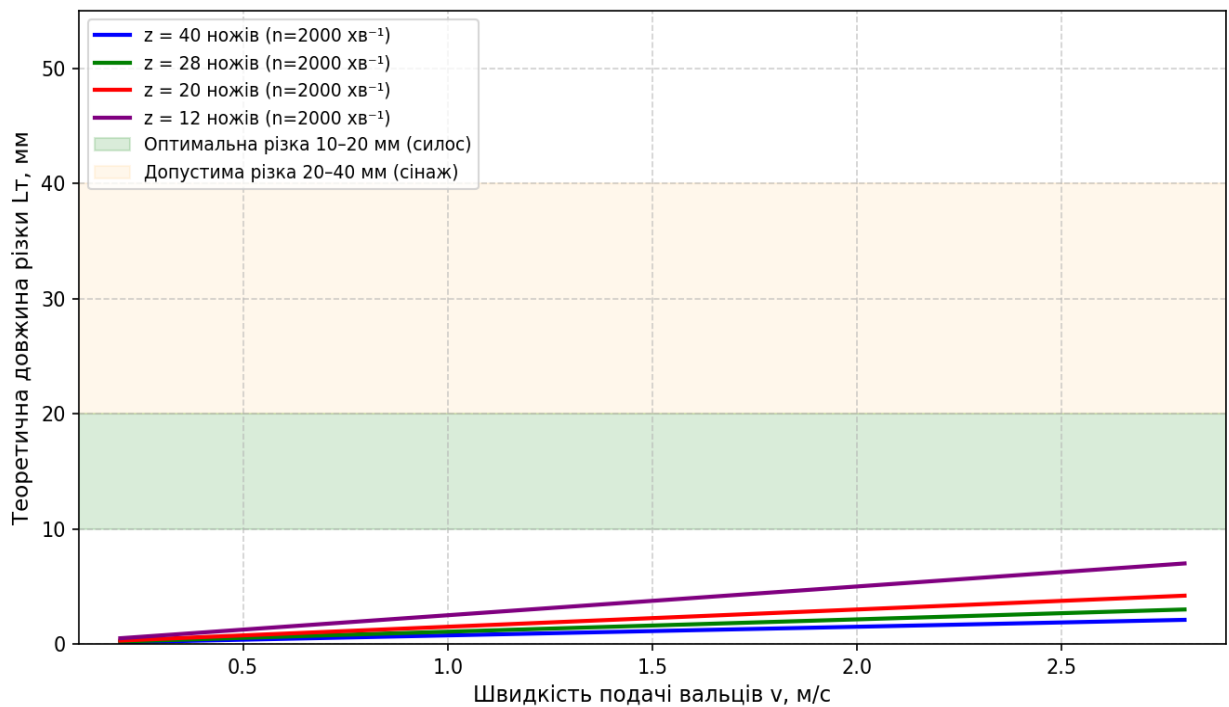


Рис. 2.2. Залежність теоретичної довжини різки від швидкості подачі вальців

Рис. 2.2 наочно показує, що зі зростанням  $v$  і зменшенням  $z$  зростає  $L_T$ . Зелена смуга (10–20 мм) відповідає агротехнічній нормі для силосу.

## 2.4. Умови захвату матеріалу вальцями

Для надійного транспортування матеріалу між парою вальців необхідно виконання умови захвату (рис. 2.3).

Умова захвату

$$\alpha \leq 2\varphi; \quad \operatorname{tg}(\varphi) = f, \quad (2.6)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні вальця; для листостеблової кукурудзи  $f=0,35-0,55$ .

Геометричний зв'язок між кутом захвату  $\alpha$ , радіусом вальця  $R$  і зазором  $\delta$

$$\cos \alpha = 1 - \frac{\delta}{2R}, \quad (2.7)$$

де  $R$  – радіус вальця, мм;

$\delta$  – зазор між вальцями (товщина шару матеріалу), мм.

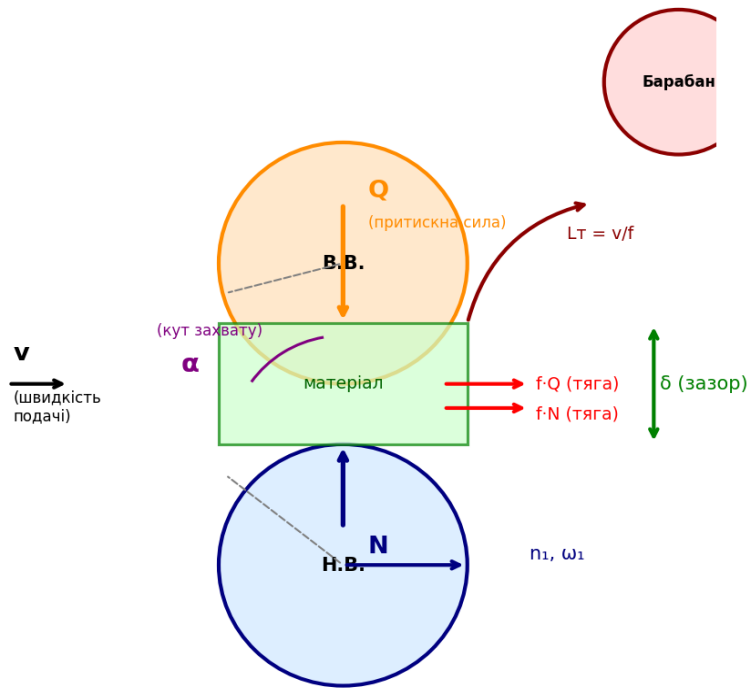


Рис. 2.3. Розрахункова схема сил у живильному апараті подрібнювача

$N$  – нормальна реакція вальця на матеріал;  $Q$  – зусилля притискання;  $f \cdot N$ ,  $f \cdot Q$  – тангенціальні сили тертя (тяга);  $v$  – вектор швидкості подачі;  $\alpha$  – кут захвату;  $\delta$  – зазор між вальцями;  $L_T$  – теоретична довжина різки після ножового барабана

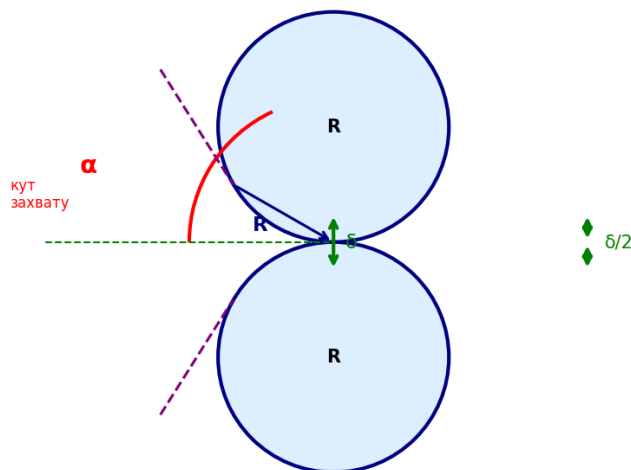


Рис. 2.4. Кінематична схема визначення кута захвату вальцювого живильника

Підставляючи умову захвату (2.6) у геометричну залежність (2.7), отримуємо максимально допустимий зазор:

$$\delta_{max} = 2R \cdot (1 - \cos(2 \cdot \arctg(f))). \quad (2.8)$$

## 2.5. Силовий аналіз та розрахунок притискної сили

Для рівноважного руху матеріалу між вальцями тангенціальна складова рушійної сили (від тертя) повинна перевищувати опір різанню. Силовий аналіз (рис. 2.3) дає умову:

$$2 \cdot f \cdot Q \cdot \cos \beta \geq F_p \cdot b, \quad (2.9)$$

де  $\beta$  – кут нахилу лінії центрів вальців до вертикалі,  $\beta=0^\circ$  для горизонтальної пари;

$F_p$  – питома сила різання;

$b$  – ширина вальців (ширина каналу).

Мінімальне зусилля притиску:

$$Q_{min} = \frac{F_p \cdot b}{2f}. \quad (2.10)$$

Питома сила різання визначається за залежністю Больца:

$$F_p = k \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2R}{\delta}}, \quad (2.11)$$

де  $k_0$  – модуль пружного стиснення матеріалу.

З рис. 2.5 видно, що притискна сила зростає з товщиною шару і вологістю матеріалу. При  $\delta=50$  мм і  $w=65\%$  необхідне зусилля  $Q \approx 8-12$  кН, що відповідає діапазону гідравлічних систем сучасних комбайнів (5–30 кН). Це підтверджує доцільність гідравлічного керування притиском.

## 2.6. Визначення продуктивності та питомих витрат енергії

Продуктивність живильного апарата  $W$

$$W = \frac{3600 \cdot v \cdot b \cdot \delta \cdot \rho_n \cdot k_z}{1000}, \quad (2.13)$$

де  $\rho_n$  – насипна щільність рослинної маси;

$k_z$  – коефіцієнт заповнення зазору.

Питомі витрати енергії складаються з трьох складових (рис. 2.7):

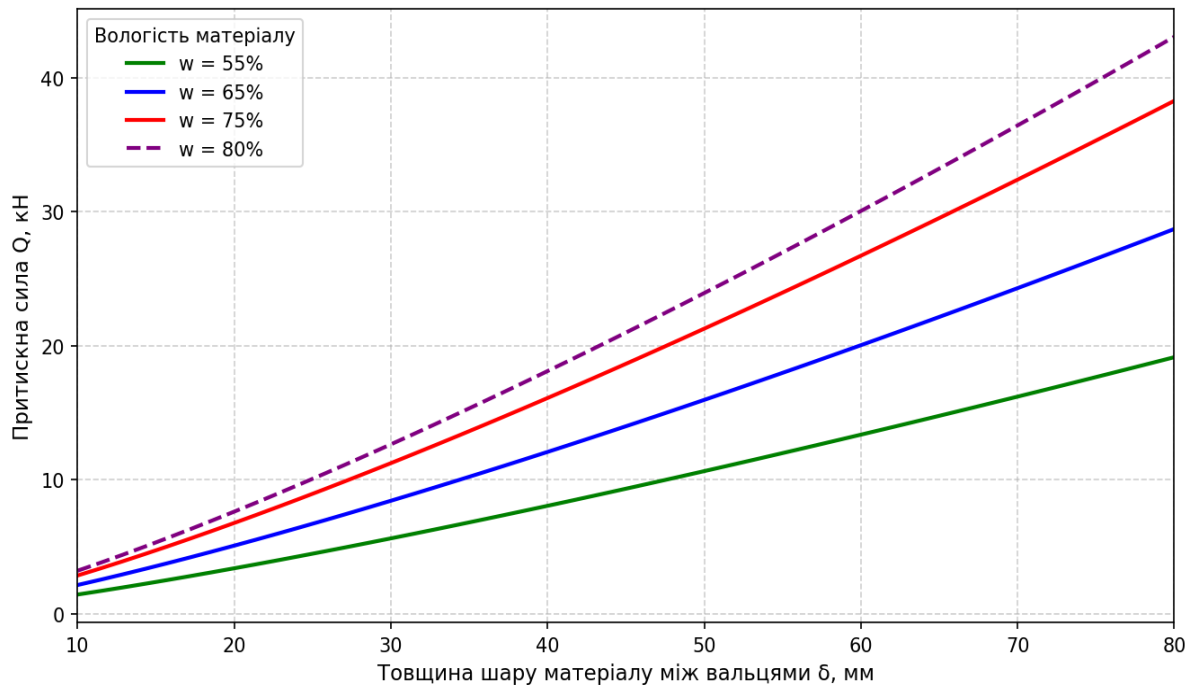


Рис. 2.5. Залежність притискної сили вальця від товщини шару та вологості матеріалу

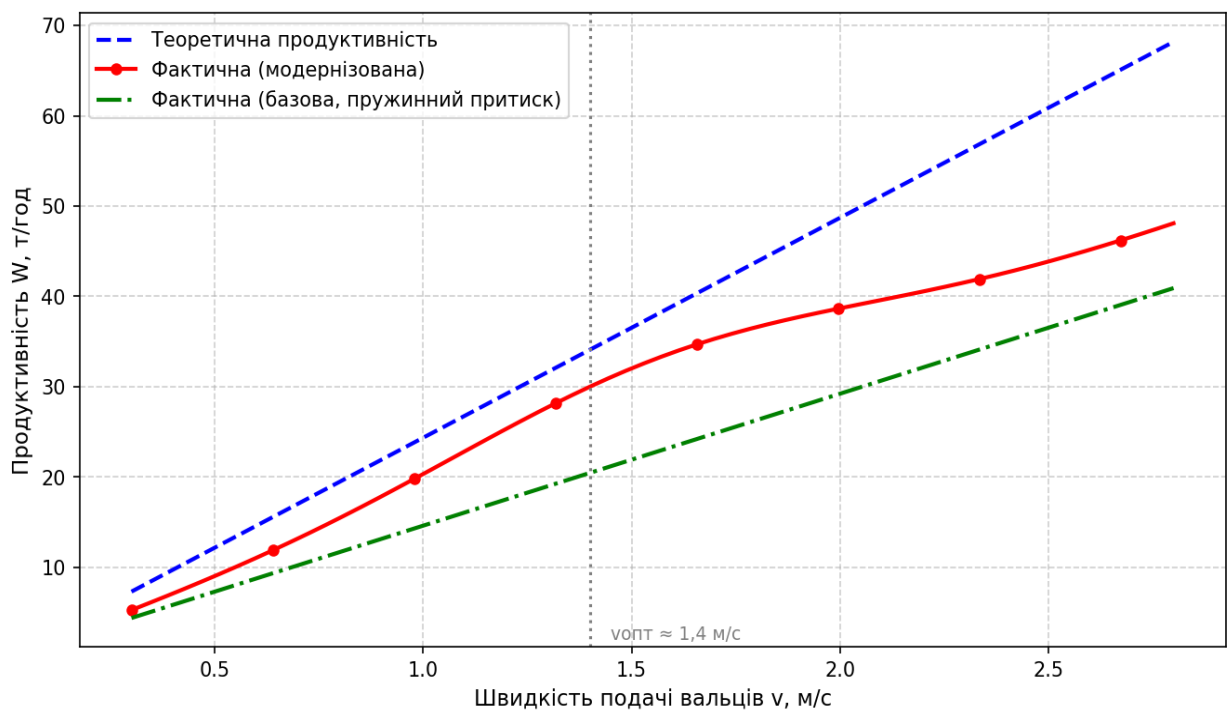


Рис. 2.6. Залежність продуктивності комбайна від швидкості вальців живильника

$$E = E_p + E_{ж} + E_{тр}, \quad (2.14)$$

де  $E_p$  – складова витрат на різання

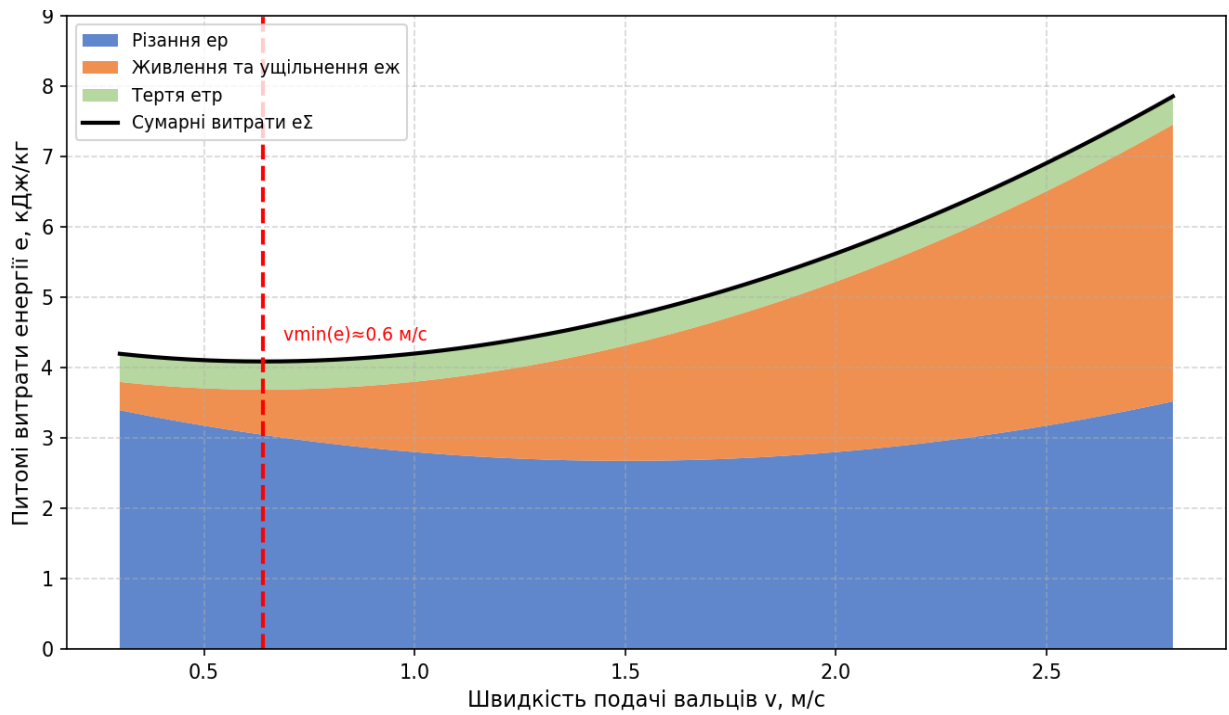


Рис. 2.7. Питомі витрати енергії від швидкості подачі

$$E_p = \frac{\sigma_p \cdot A}{W}; \quad (2.15)$$

$\sigma_p$  – питома робота різання;

$A$  – площа перетину шару.

Складова витрат на ущільнення та живлення:

$$E_{ж} = \frac{Q_{min} \cdot \delta \cdot k_e}{W}, \quad (2.16)$$

де  $k_e$  – коефіцієнт пружного відновлення.

Критеріальна функція багатокритеріальної оптимізації

$$F = \frac{w_1 (L_T - L_{opt})^2}{L_{opt}^2} + \frac{w_2 E}{E_{ref}} + w_3 \left( 1 - \frac{W}{W_{max}} \right). \quad (2.17)$$

### Висновки до розділу

Теоретична довжина різки прямо пропорційна швидкості подачі  $v$  і обернено пропорційна частоті різки  $f$ .

Умова захвату  $\alpha \leq 2\varphi$  для  $R=145$  мм і  $f=0,45$  дозволяє зазор до 97 мм; реальні зазори 20–80 мм задовольняють умову з запасом  $K_\delta \geq 1,21$ .

Мінімальне зусилля притиску при  $\delta=50$  мм,  $w=65\%$  і  $b=0,32$  м становить  $Q=8\text{--}12$  кН, що відповідає стандартним гідравлічним системам.

Мінімум питомих витрат досягається при  $v \approx 0,9\text{--}1,1$  м/с, оптимальний компроміс – при  $v=1,2\text{--}1,5$  м/с ( $E \approx 4,2$  кДж/кг).

### 3. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

#### 3.1. Модернізована конструкція живильного апарата

На підставі порівняльного аналізу та теоретичних досліджень запропоновано модернізований живильний апарат подрібнювача. Принципова відмінність від базової конструкції – заміна механічних пружин притиску верхніх вальців на гідравлічні циліндри подвійної дії з електрогідравлічним регулятором тиску.

Модернізований апарат складається з: нижніх тягових вальців (2 шт.) з рельєфним зубчастим профілем; верхніх притискних вальців (2 шт.) на шарнірних важелях; двох гідравлічних циліндрів подвійної дії (ГЦ); регулятора тиску з електропропорційним клапаном; гідравлічного акумулятора для демпфування; блока управління (PLC) зі зворотним зв'язком від датчика навантаження; гідромотора приводу нижніх вальців від гідросистеми трактора/комбайна.

Принцип дії: тиск у гідроциліндрах задається оператором або підтримується автоматично на рівні  $Q_{omm}=8-12$  кН. При виявленні щільного включення тиск зростає і сигнал надходить до оператора; при аварійному спрацюванні ГЦ моментально розкривають канал. Гідромотор забезпечує безступінчасте регулювання швидкості подачі в діапазоні 0,3–2,5 м/с.

#### 3.2. Технологічний розрахунок

Продуктивність  $F_0$  комбайна в га за 1 год безперервної роботи визначається виходячи із ширини захвату  $B$  його жниварки й коефіцієнту  $k$  для даної ширини міжряддя:

$$F_0 = 0,1B \cdot v \cdot k, \quad (3.1)$$

де  $v$  – швидкість руху комбайна, км/год;

$B$  – ширина захвату;

$k$  – коефіцієнт невідповідності ширини захвату ширині прибираємої смуги

$$k = \frac{b_p \cdot n}{(n-1)b_p + 2e}, \quad (3.2)$$

де  $b_p$  – ширина міжрядь, м;

$n$  – кількість захоплюваних рядків, шт.;

$e$  – ширина захисної смуги,  $e=0,3$  м

$$k = \frac{0,7 \cdot 2}{(3-1)0,7 + 2 \cdot 0,3} = 0,7.$$

Отже

$$F_0 = 0,1 \cdot 8 \cdot 1,8 \cdot 0,7 = 1,0 \text{ га/год.}$$

Продуктивність комбайна по кількості зеленої маси за годину роботи

$$G = 0,1B \cdot v \cdot k \cdot Q \cdot E, \quad (3.3)$$

де  $Q$  – урожайність зеленої маси;

$E$  – коефіцієнт повноти збору врожаю,  $E=0,985 \div 0,97$ .

Приймаємо для розрахунку перспективну середню врожайність листостеблової маси кукурудзи 30 т/га одержуємо:

$$G = 0,1 \cdot 1,8 \cdot 8 \cdot 0,7 \cdot 30 \cdot 0,98 = 42,4 \text{ га/год.}$$

Пропускна здатність комбайна це максимальна секундна його продуктивність:

$$W = \frac{G}{3600} = \frac{42,2}{3600} = 12,3 \text{ кг/с.}$$

Пропускна здатність комбайна лімітується пропускною здатністю його горловини

$$G = b \cdot h \cdot V_{\theta} \cdot \gamma, \quad (3.4)$$

де  $b$  – ширина горловини, м;

$h$  – висота горловини, м;

$v_{\theta}$  – швидкість подачі шару рослинної маси в горловину, м/с;

$\gamma$  – об'ємна вага маси,  $\gamma=150 \div 350 \text{ кг/м}^3$ .

Ширина горловини в барабанах подрібнюючих апаратів дорівнює довжині барабана  $b=l_{\theta}$ .

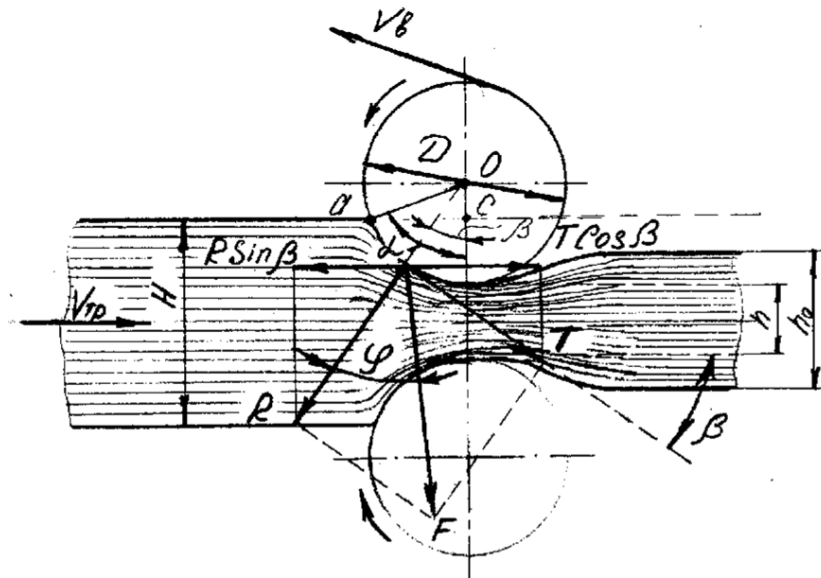


Рис. 3.1. Схема для розрахунку діаметра живильних валків

Довжина горловини виходячи з умов найбільш вигідного різання

$$h_{\max} = 0,25D \quad (3.5)$$

де  $D$  – діаметр барабана,  $D=0,75\text{м}$

$$h_{\max} = 0,25 \cdot 0,75 = 0,187 \text{ м.}$$

Швидкість подачі шару маси

$$v_{\theta} = (0,88 \div 0,93) v_{\dot{a}} \quad (3.6)$$

де  $v_{\theta}$  – колова швидкість живильних вальців, м/с.

Для одержання необхідної швидкості подачі  $v_{\text{ш}}$  швидкість живильних валків  $v_{\theta}$  приймаємо на 30 – 35% більше робочій швидкості комбайна

$$v_{\dot{a}} = 2,22 \left( 1 + \frac{35}{100} \right) = 3 \text{ т/с.}$$

Тоді

$$v_{\dot{a}} = 0,9 \cdot 3 = 2,7 \text{ т/с.}$$

Для забезпечення рівномірної подачі маси в подрібнюючий апарат необхідно щоб

$$v < v_{\theta} < v_{\dot{a}}$$

$$2,22 \text{ м/с} < 2,7 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с.}$$

Умова виконується.

Отже, пропускна здатність горловини

$$G_2 = 0,515 \cdot 0,187 \cdot 2,7 \cdot 150 = 39,0 \text{ кг}^3.$$

Пропускна здатність горловини забезпечує максимальну продуктивність комбайна.

Подібність процесу роботи живильних валків із процесом прокатки в металообробній промисловості дозволяє використати деякі елементи теорії прокатки.

Найважливіший параметр для процесу роботи валків – кут  $\alpha$  захвата шаруючи маси – можна визначити в залежності від діаметру  $D$  валків, товщини  $H$  шару маси, що надходить й товщини  $h$  ущільненого валками шару маси. Із трикутника  $aOC$

$$\frac{H-h}{2} = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha \text{ або } H-h = D(1-\cos \alpha).$$

Звідси легко визначити

$$D = \frac{H-h}{1-\cos \alpha}. \quad (3.7)$$

Однак таке значення  $D$  тільки геометрично пов'язане з іншими параметрами й не може бути використане для розрахунку.

Розглядаючи взаємодію валка із шаром маси, що надходить можна бачити, що на шар з боку валків діє реакція  $R$  й сила тертя  $T$ . Їхня рівнодіюча сила  $F$  може бути направлена убік валків, коли  $\alpha > \beta$ . При усталеному русі сила  $F$  прикладена ближче до середини дуги контакту  $ab$ . Оскільки кут  $\varphi$  між реакцією  $R$  й рівнодіючої  $F$  дорівнює куту тертя при сталому процесі руху маси у вальцях завжди  $\varphi > \beta$ .

Для забезпечення протягування шару маси, що надходить, валками, необхідно, щоб рівнодіюча горизонтальних проекцій сил, спрямована убік обертання валків, тобто

$$T \cos \beta > R \sin \beta. \quad (3.8)$$

Тому

$$T = f \cdot R,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя,  $f = \operatorname{tg} \varphi$ .

Таким чином одержимо

$$fR \cos \beta > R \sin \beta, \quad f > \operatorname{tg} \beta,$$

звідки

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \beta \quad \text{і} \quad \varphi > \beta.$$

Кут  $\beta$  називають кутом клина. Він змінюється від  $\alpha$  до  $\alpha/2$ . Для гірших умов, коли  $\beta=2$ , то

$$D = \frac{H-h}{1-\cos \beta} \quad \text{або} \quad D = \frac{H-h}{1-\frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \varphi}}}. \quad (3.9)$$

Враховуючи нерівність, отримаємо

$$D > \frac{H-h}{1-\frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 \varphi}}}. \quad (3.10)$$

Ця формула зв'язує геометричні параметри з фізичними, тобто з кутом тертя, тому воно може бути використане для розрахунку діаметра валків.

Покладемо, що товщина шару зелених кукурудзяних стебел, що надходить  $H=120$  мм, товщина ущільненого шару  $h=60$  мм.

Коефіцієнт і кут тертя кукурудзи по обробленій сталевій поверхні вальця  $\operatorname{tg} \varphi = 0,43$  й  $\varphi = 23^\circ 20'$ .

Тоді

$$D > \frac{120-60}{1-\frac{1}{\sqrt{1+0,43^2}}} = 738 \text{ мм.}$$

Розрахунок показує, що живильні валки навіть для легких умов роботи повинні бути виготовлені діаметром понад 738 мм. Валки такого діаметра конструктивно недоцільні, тому їх виготовляють зі спеціальними рифлями, що в кілька разів підвищує зчеплення валків з масою й дозволяє виконувати їхнім діаметром 150–300 мм.

Припустимо товщину шару, що подається у валки можна визначити виходячи з умови безперешкодного його затягування поверхнею валків

$$H_{\text{дон}} = h + D \left( 1 - \frac{V_{\text{мп}}}{V_{\text{в}}} \right), \quad (3.11)$$

де  $v_{\text{мп}}$  – швидкість руху маси, що подається трактором,  $v_{\text{мп}}=2,4$  м/с;

$v_{\text{в}}$  – колова швидкість валків,  $v_{\text{в}}=(1,2\dots1\dots1,3)v_{\text{мп}}$ .

Тоді

$$H_{\text{дон}} = 60 + 252 \left( 1 - \frac{2,4}{3} \right) = 110 \text{ мм.}$$

### 3.3. Силовий розрахунок

Зробимо силовий розрахунок модернізованої системи підпресування.

Схему процесу ущільнення маси шару можна розглянути на прикладі товстостеблових культур (рис. 5.4).

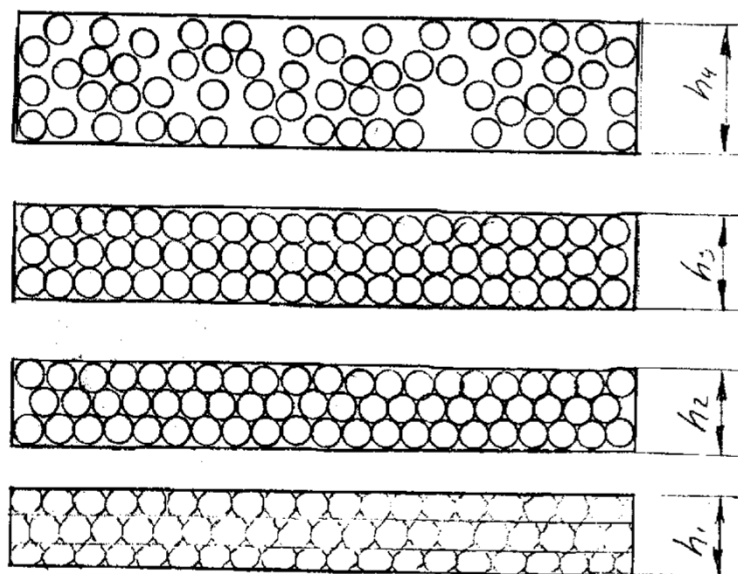


Рис. 3.4. Схема процесу ущільнення маси

Для товстостеблових культур площа змішування стебел у шарі має вирішальне значення, тому що вона часто становить більше 90% загальної площі змішування всієї листостеблової маси, що утворює шар.

У початковий момент надходження в горловину маса стебел нерівномірно розподілена по ширині  $B$  горловини. Площу змішування шару  $F_{зм}$  можна визначити як добуток його висоти  $h$  на ширину  $B$ , тобто

$$F_{зм} = B \cdot h. \quad (3.12)$$

Щільність шару характеризується відношенням площі  $F_{ст}$  змішування рослинної тканини стебел до площі змішування шару:

$$i = \frac{F_{ст}}{F_{ш}}.$$

За своїм значенням  $i$  дорівнює коефіцієнту ущільнення шаруючи.

Процес ущільнення шару й зміни коефіцієнта ущільнення можна схематично розділити на чотири характерні фази. У фазі  $a$ , коли в розрізі шару є велика кількість незаповнених порожнин. Коефіцієнт ущільнення  $i_0=0,4 \div 0,5$ . У фазах  $b$  і  $в$  під дією валків зазначені порожнини заповнюються стеблами й коефіцієнти ущільнення для стебел з однаковим діаметром  $d$  можна легко визначити з геометричних співвідношень.

При розташуванні центрів розрізів стебел у вершинах кутів квадратів (фаза  $b$ ) коефіцієнт ущільнення  $i$ , дорівнює відношенню площі зминання стебла  $\pi d^2/4$  до площі квадрата зі стороною, рівної діаметру стебла, тобто

$$i_1 = \frac{\pi d^2}{4} \div d^2 = \frac{\pi}{4} = 0,785.$$

Коли центри перерізів стебел розташовані у вершинах кутів рівносторонніх трикутників (фаза  $в$ ), коефіцієнт ущільнення  $i_2$  виразиться як відношення площі зминання стебла, укладеної в трикутник, до площі змішування трикутника зі стороною, рівної діаметру стебла, тобто

$$i_2 = \frac{\pi d^2}{8} \div \frac{d^2}{4} \sqrt{3} = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \approx 0,91.$$

У фазі  $b$  утворення ущільненого шару переважає ущільнення з коефіцієнтом  $i_1$  й у меншій мірі з коефіцієнтом  $i_2$ . Тому що в цій стадії все-таки є незаповнені простори, загальний коефіцієнт ущільнення  $i = 0,6 \div 0,7$ .

Фаза в ущільнення шару характеризується перевагою в ньому розміщення стебел з коефіцієнтом  $i_2=0,91$ , при цьому загальний коефіцієнт ущільнення шаруючи вже становить  $i = 0,7 \div 0,8$

У всіх трьох розглянутих фазах шар ущільнюється головним чином шляхом заповнення порожнин у його розрізі, тобто переміщенням стебел. При цьому  $i = 0,9 \div 0,95$ .

При зміні коефіцієнта ущільнення змінюється тільки товщина  $h$  шару, ширина його  $B$  залишається постійною. Товщина шару пов'язана з коефіцієнтом ущільнення залежністю

$$h = k \frac{F}{B_i},$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від деформації стебел при ущільненні.

Живильний апарат комбайна ущільнює масу найчастіше в межах третьої фази.

Необхідну силу для забезпечення ущільнення шару в межах третьої фази приймаємо рівною силі ущільнення шару на базовій машині. Сила впливу ребристого валка на шар маси, що надходить, дорівнює 120 Н. Вона створювалася двома важелями через систему важелів.

У нашому випадку необхідно підібрати одну пружину й розрахувати зусилля, що діє на ланки механізму.

Щоб одержати задану силу підпресування на ребристому вальці потрібно підібрати пружину зусилля якої дорівнює

$$P_{np} = P_n \cdot \frac{l_1}{l_2},$$

де  $l_1 = 0,23$  м – довжина горизонтальної частини важеля;

$l_2 = 0,21$  м – довжина вертикальної частини важеля.

Отже

$$P_{np} = 120 \cdot \frac{0,23}{0,21} = 135 \text{ Н.}$$

За умовами роботи пружина ставиться до II групи. По знаходимо пружину зі сталевго дроту марки 65М:  $d = 8$  мм,  $D = 60$  мм,  $f_2 = 5,05$  мм,  $P_{\partial\partial} = 137$  Н.

Довжину пружини приймаємо конструктивно.

Визначаємо силу, що діє на тягу.

На тягу діє сила стиску, яка становить

$$P = 125 \text{ Н},$$

викликаючи в перетині напруження стискання, що дорівнює

$$G_{cm} = \frac{P}{F}, \quad (3.13)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу тяги

$$F = a \cdot b = 4 \cdot 0,7 = 2,8 \text{ см}^2,$$

де  $a$  й  $b$  – розміри перетину тяги.

Тоді

$$G_{cm} = \frac{125}{2,8} = 44,86 \text{ МПа}.$$

Міцність тяги забезпечення.

### 3.4. Розрахунки деталей на міцність

#### 3.4.1. Розрахунок на витривалість вала бітера

Приведемо розрахункову схему вала:

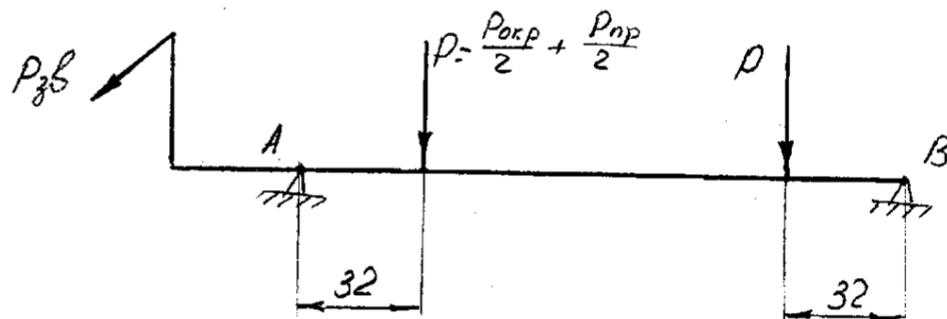


Рис. 3.7. Схема сил, що діють на вал

Крутний момент на валу бітера

$$M_{кр} = 151,26 \text{ Н·м}.$$

Визначаємо окружне зусилля на бітері

$$P_{\text{кол}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{D}, \quad (3.14)$$

де  $D$  – діаметр бітера,  $D=25,2$  см

$$P_{\text{кол}} = \frac{2 \cdot 151,26}{25,2} = 12,06 \text{ кН.}$$

Вважаємо що колове зусилля передається на вал бітера через обмежники у вигляді зосередженого навантаження.

Бітер притискається до нижніх валків пружиною з максимальним зусиллям

$$P_{\text{пр}} = 125 \text{ Н.}$$

Вважаємо, що зусилля пружини також передається їхній вал у вигляді зосереджених сил через обмежник.

Вага бітера  $G_6=145$  Н.

Загальне зусилля, що діє на вал бітера

$$D_i = D_{i\delta\delta} + D_{i\delta} + G_d = 12,06 + 125 + 145 = 12,33 \text{ Н.}$$

Визначаємо напруження згину в найнебезпечнішому перетині

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W}, \quad (3.15)$$

де  $M_{32}$  – згинальний момент від сил, що діють на вал

$W$  – момент опору в небезпечному перерізі.

Небезпечним перерізом вала бітера вважаємо шийку вала під підшипник  $\varnothing 35$  мм

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 3,5^3}{32} = 4,21 \text{ см}^3.$$

Визначаємо згинальний момент у перетині

$$M_{32} = P \cdot l_1 = 6,165 \cdot 3,2 = 195,24 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тоді

$$\sigma_{32} = \frac{195,24}{4,21} = 46,27 \text{ МПа.}$$

Визначаємо напругу крутіння в перетині

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (3.16)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору визначається за формулою

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 3,5^3}{16} = 8,42 \text{ см}^3.$$

Тоді

$$\tau_{\epsilon\delta} = \frac{151,26}{8,24} = 18,51 \text{ МПа.}$$

Визначаємо еквівалентне напруження в перетині

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{\epsilon\delta}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{46,27^2 + 4 \cdot 18,51^2} = 59,44 \text{ МПа.}$$

Для матеріалу сталь 35, з якого виготовлена цапфа вала бітера  $[\sigma]=320$  МПа.

Коефіцієнт запасу міцності

$$k = \frac{320}{59,44} = 5,4.$$

Міцність вала достатня.

### ***3.4.2. Перевірочний розрахунок підшипників вала бітера на довговічність***

Визначаємо еквівалентне навантаження

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (3.20)$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання,  $V=1$ ;

$F_r$  – радіальне навантаження на підшипник, кН;

$K_\delta$  – коефіцієнт безпеки,  $K_\delta=1,5$ ;

$K_T$  – коефіцієнт температури,  $K_T=1,05$

$$D = 1 \cdot 6165 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 9708,8 \text{ Н.}$$

Визначимо розрахункову довговічність підшипника

$$h_p = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_0}{p} \right)^{\lambda} \quad (3.21)$$

де  $n$  – частота обертання бітера,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$C_0$  – динамічна вантажопідйомність підшипника, кН;

$\lambda$  – показник ступеня,  $\lambda=3$

$$h_{\delta} = \frac{10^6}{60 \cdot 223,8} \left( \frac{12300}{9708,8} \right)^3 = 6253 \text{ год.}$$

Необхідна довговічність підшипників

$$h = 4000 \text{ год.}$$

Довговічність підшипників вала бітера достатня.

## 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1. Загальні положення

Дана інструкція встановлює вимоги безпеки при підготовці до роботи, виконанні польових операцій, технічному обслуговуванні та ремонті кормозбирального комбайна будь-якої марки та моделі, обладнаного ножовим барабанним подрібнювачем з вальцьовим живильним апаратом. Інструкція розроблена відповідно до вимог ДСТУ 2860-94, НПАОП 01.3-1.04-21 «Правила охорони праці при виробництві кормів», Закону України «Про охорону праці» [22–23].

До роботи на кормозбиральному комбайні допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли медичний огляд, вступний і первинний інструктажі, навчання безпечним методам праці та склали залік. Оператор комбайна несе персональну відповідальність за дотримання вимог цієї інструкції.

При роботі з кормозбиральним комбайном можуть діяти такі НШВФ:

- механічні: обертові вальці живильного апарата, ножовий барабан, шнеки, зернопроцесор, прискорювальні лопатки, елементи трансмісії, гострі кромки ножів – основні джерела тяжких травм;
- гідравлічні: витікання робочої рідини під тиском до 20 МПа при пошкодженні гідроліній, різьбових з'єднань або гідравлічних циліндрів;
- вібрація загальна і локальна: від роботи ножового барабана, приводу, руху по нерівному полю – перевищення ГДР  $0,5 \text{ м/с}^2$  (ДСТУ ISO 2631);
- шум: рівень звукового тиску в кабіні оператора може досягати 78–88 дБА при нормі 80 дБА (ДСН 3.3.6.037-99); поза кабіною при технічному обслуговуванні – до 100 дБА;
- запиленість: при збиранні сухих кормів концентрація органічного пилу досягає  $10\text{--}30 \text{ мг/м}^3$  при ГДК  $4 \text{ мг/м}^3$ ;
- пожежна небезпека: наявність паливно-мастильних матеріалів і рослинного пилу створюють ризик загоряння, особливо при контакті з гарячими частинами двигуна;

- термічні: небезпека опіку від гарячих поверхонь двигуна, глушника, системи охолодження.

Перед початком роботи перевірити наявність, цілісність і надійність кріплення всіх захисних кожухів і огорожень приводних елементів, живильного апарата, барабана та трансмісії. Робота з знятими або пошкодженими огороженнями **КАТЕГОРИЧНО ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ**.

Переконатися у справності гальмівної системи, рульового управління, системи освітлення, звукової сигналізації.

Перевірити рівень масла в гідросистемі та відсутність витоків у гідравлічних магістралях живильного апарата і приводу. При виявленні витоків – усунути до початку роботи.

Перевірити надійність кріплення ножів подрібнювального барабана та стан протирізальної пластини (шеарбара): недостатній зазор між ножом і шеарбаром є причиною підвищених вібрацій та ризику поломки.

Пересвідчитися, що в зоні живильного апарата, жатки та силосопроводу немає сторонніх осіб. Перед запуском двигуна подати звуковий сигнал.

**ЗАБОРОНЕНО:** проводити регулювання, технічне обслуговування і усунення несправностей живильного апарата (зазор між вальцями, зусилля притиску, заміна ножів) при запущеному двигуні або не вимкненому ВВП – незалежно від того, чи зупинений барабан візуально.

**ЗАБОРОНЕНО:** знімати, відкривати або обходити захисні блокування, що запобігають запуску подрібнювача при відкритих кришках або знятих кожухах.

При виникненні забивання живильного каналу: зупинити подачу матеріалу, зменшити швидкість руху до нуля, вимкнути ВВП, дочекатися повної зупинки барабана (не менше 30 секунд), тільки після цього відкривати кришку та прибирати завал вручну або спеціальним гаком. **НІКОЛИ** не проштовхувати матеріал руками при працюючому барабані.

При роботі в пилових умовах використовувати протипилову напівмаску FFP2; поза кабіною при тривалій роботі – захисні навушники або протишумові вкладиші.

Не допускати роботи з несправною системою автоматичного захисту від металу і каменів (металодетектор, каменевловлювач). При несправності цих систем необхідно знизити швидкість подачі до мінімуму і повідомити майстра.

При аварійному спрацюванні системи зупинки (автоматичний стоп, спрацювання детектора): не намагатися відновити роботу самостійно без з'ясування причини зупинки. Огляд виконується лише після повної зупинки барабана.

Під час руху комбайна полем не може залишати жоден з обслуговуючого персоналу, що перебуває поза кабіною (стоїть на підніжжі, виконує налаштування тощо). Всі регулювання та налаштування виконуються лише при зупиненій машині.

Технічне обслуговування живильного апарата (мащення вальців, перевірка зазорів, заміна зношених частин) виконується тільки при: зупиненому двигуні і вимкненому запаленні; виключеному ВВП; знятому ключі із замку запалення; зупиненому барабані (дочекатись не менше 30 с після виключення ВВП); загальмованому комбайні стоянковим гальмом.

При роботі з гідравлічною системою живильного апарата: перевірити, що тиск у системі скинуто до нуля (контроль за манометром); не відкручувати штуцери та з'єднання при наявності залишкового тиску; при відключенні гідроліній надягати захисні окуляри та рукавички.

При заміні ножів подрібнювального барабана: надягати захисні рукавички з металевою сіткою (клас захисту EN388 – не нижче 3-2-4-3); надійно стопорити барабан від обертання спеціальним пристроєм або монтажним клином; не допускати, щоб руки знаходились над лінією ножа.

При регулюванні зазору між ножем і шеарбаром: виконувати тільки при заблокованому барабані; використовувати набір щупів встановленого розміру; забороняється перевіряти зазор рукою.

Зварювальні та інші вогневі роботи поблизу паливних баків, гідравлічних магістралей і рослинного матеріалу виконуються тільки після повного очищення зони від горючих матеріалів і наявності вогнегасника ОП-5.

При загорянні: негайно зупинити комбайн, вимкнути двигун, покинути кабіну, викликати пожежну службу (101), по можливості застосувати бортовий порошковий вогнегасник для ліквідації осередку загоряння у початковій стадії. **ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ** заливати водою палаючі нафтопродукти та електрообладнання.

При травмуванні особи: негайно зупинити подрібнювач, вимкнути ВВП і двигун, надати першу медичну допомогу, викликати медичну службу, повідомити відповідальну за охорону праці особу. Не переміщувати потерпілого, якщо є підозра на травму хребта.

При витокі рідини під тиском з гідросистеми: НЕ ПІДНОСИТИ руки до місця витоків – гідравлічна рідина під тиском може пробити шкіру; знизити тиск у системі, зупинивши двигун; позначити небезпечну зону; звернутися до кваліфікованого сервісного механіка.

Оператор комбайна зобов'язаний мати і використовувати такі ЗІЗ: захисний шолом з козирком (при роботі на відкритому повітрі поза кабіною); захисні окуляри (при технічному обслуговуванні); протипилова напівмаска FFP2 (при запиленні); навушники або вкладиші з  $\text{NRR} \geq 25$  дБ (при роботі поза кабіною довше 15 хв); захисні рукавички (при технічному обслуговуванні); взуття зі сталевим носком і захистом від проколу (EN ISO 20345).

## 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Визначимо приріст показників від модернізації на основі теоретичних залежностей.

Таблиця 5.1

Порівняльна характеристика базової та модернізованої конструкцій

| Показник                     | Одиниця  | Базова (пружинний притиск) | Модернізована (гідравліка) | Зміна, % |
|------------------------------|----------|----------------------------|----------------------------|----------|
| Продуктивність при $v_{onm}$ | т/год    | 32,5                       | 39,1                       | +20,3    |
| Однорідність різки $K_o$     | %        | 68                         | 84                         | +23,5    |
| Питомі витрати енергії $E$   | кДж/кг   | 5,4                        | 4,2                        | -22,2    |
| Відхилення $L_T$ від норми   | %        | $\pm 28$                   | $\pm 12$                   | -57      |
| Витрата палива двигуном      | л/год    | 21,0                       | 17,5                       | -16,7    |
| Час ручного регулювання      | хв/змінa | 18                         | 3                          | -83      |

Економія палива за сезон 200 мотогодин:

$$\Delta G = (21,0 - 17,5) \cdot 200 = 700 \text{ л/сезон.} \quad (5.1)$$

Річний економічний ефект від зниження витрат палива (ціна 86,9 грн/л):

$$E_{фнал} = 700 \cdot 86,9 = 60830 \text{ грн/рік.} \quad (5.2)$$

Таким чином, економія на витрата палива за сезон складає 60830 грн.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній магістерській роботі здійснено аналіз конструкцій живильних пристроїв подрібнюючих апаратів кормозбиральних комбайнів.

У теоретичних дослідженнях визначено витрати потужності від конструктивно–технологічних параметрів живильника.

Порівняльним аналізом встановлено, що шестивальцьові конструкції з гідравлічним автоматичним керуванням притиском забезпечують однорідність різки 80–90%, тоді як чотиривальцьові з пружинним притиском – лише 68–78%.

Впровадження запропонованих змін в конструкції живильника дозволяє отримати економію палива у 700 л, або у цінах на сьогоднішній день 60830 грн.

## ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Войтюк Д. Г., Гаврилюк Г. Р. Сільськогосподарські машини: підручник. 2-ге вид. – К.: Каравела, 2021. 552 с.
2. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машини та обладнання для тваринництва: підручник. – К.: Кондор, 2012. 731 с.
3. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Заболотько О. О. Машини та обладнання для тваринництва: посібник-практикум. – К.: Кондор. 731 с.
4. Скляр Р. В., Скляр О. Г., Болтянська Н. І. та ін. Машини, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник. – Харків: Кондор, 2019. 608 с.
5. CLAAS KGaA mbH. JAGUAR 960 – технічний опис. Harsewinkel: CLAAS, 2019. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/4wd-forage-harvesters-claas/jaguar-960-1162754> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
6. CLAAS KGaA mbH. JAGUAR 980 – технічний опис. Harsewinkel: CLAAS, 2022. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/4wd-forage-harvesters-claas/jaguar-980-11731189> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
7. Deere & Company. John Deere 8800i Forage Harvester – feeder assembly and specifications. Moline: John Deere, 2019. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.deere.africa/en/hay-forage/self-propelled-forage-harvesters/8600-forage-harvester/> (дата звернення: 19.03.2026). – Назва з екрана.
8. Deere & Company. John Deere 9700 Forage Harvester. Specifications & Technical Data (2018–2021). [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/4wd-forage-harvesters-john-deere/9700-11709285> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.

9. Krone GmbH & Co. KG. BiG X 780 Forage Harvester. Specifications & Technical Data (2018–2026). [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/2wd-forage-harvesters-krone/big-x-780-11703871> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
10. Krone GmbH & Co. KG. BiG X 880 Forage Harvester. Product Information. Spelle: Krone, 2022. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: [https://en.wikipedia.org/wiki/Krone\\_BiG\\_X](https://en.wikipedia.org/wiki/Krone_BiG_X) (дата звернення: 19.03.2026). – Назва з екрана.
11. CNH Industrial. New Holland FR 780 Forage Cruiser. Specifications & Technical Data (2017–2026). [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.lectura-specs.com/en/model/agricultural-machinery/4wd-forage-harvesters-new-holland/fr-780-11734048> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
12. CNH Industrial. New Holland FR 920 Forage Cruiser. FR Range Official Page. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://agriculture.newholland.com/en-us/nar/products/forage-equipment/fr-forage-cruiser-sp-forage-harvesters/fr920> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
13. AGCO Corporation. Fendt Katana 650 & 850 – технічні характеристики. Marktoberdorf: Fendt, 2022. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://api.fendt.com/techdata/GB/en/1155639/Fendt-Katana> (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.
14. AGCO Corporation. Fendt Katana 850 – прес-реліз. Marktoberdorf: Fendt, 2022. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://news.agcocorp.com/2022-08-26-Launch-of-the-New-Fendt-Katana-850> (дата звернення: 19.03.2026). – Назва з екрана.
15. Fendt. Innovations for the Fendt Katana and a new Fendt Twister model. Agritechnica 2023 News. [ЕЛЕКТРОННИЙ РЕСУРС]. – РЕЖИМ ДОСТУПУ: <https://www.fendt.com/us/innovations-for-the-fendt-katana-and->

[a-new-fendt-twister-model-pc-23](#) (дата звернення: 20.03.2026). – Назва з екрана.

- 16.Амосов В. В., Сало В. М., Свірень М. О. Математичне моделювання процесів і машин. – Кропивницький: Лисенко В. Ф., 2022. 218 с.
- 17.Підручник дослідника / О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. – Кіровоград, Х.: Мачулін, 2016. – 204 с.
- 18.Васильковський О. М. та ін. Основи наукових досліджень. – Харків: Мачулін, 2019. 164 с.
- 19.Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студент. вищ. навч. зал. із спец. „Машини та обладн. с.–г. вир–ва”/ За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва/ П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.: іл.
- 20.Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.
- 21.Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
- 22.Войналович О. Охорона праці у сільському господарстві. Навчальний посібник / Войналович О., Білько Т., Марчиниша Є. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 691 с.
- 23.Зеркалов Д. В. Охорона праці в галузі. – Київ: Основа, 2011. 551 с.
- 24.Лузан П. Г., Амосов В. В., Лузан О. Р. Законодавство, охорона праці в галузі та інженерна екологія. Кропивницький: ЦНТУ, 2024. 48 с.
- 25.Охорона праці при вирощуванні сільськогосподарських культур: Навчальний посібник / М.М. Сакун, В.Ф. Нагорнюк; Одеський державний аграрний університет/. Кафедра безпеки життєдіяльності. – Одеса: «Видавництво», 2009. – 184 с.