

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Підвищення ефективності роботи зернозбирального комбайна з
удосконаленням подрібнювального апарату PowerCast

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МГ-41
спеціальності 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Вітушинський Д.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Хомик Н.І.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Сташків М.Я.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Бабій А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2026

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

студенту Вітушинському Дмитру Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності роботи зернозбирального комбайна з удосконаленням подрібнювального апарату PowerCast.

Керівник роботи Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 22 » січня 2026 року № 4/7-25

2. Термін подання студентом завершеної роботи 25 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи ширина захвату агрегату 12 м; швидкість руху агрегату:

робоча – 5 км/год, транспортна 30 км/год; склад агрегату – зернозбиральний комбайн John Deere S780, шнекова жатка HydraFlex, подрібнювач соломи John Deere PowerCast Chopper; номінальна потужність двигуна – 402 кВт(547 к.с),

необхідна потужність подрібнювача – близько 80 кВт(107 к.с)

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1 Аналіз технологій збирання зерна та подрібнення пожнивних решток.

2. Вдосконалення існуючої технології подрібнення

3. Проектна частина та обґрунтування параметрів модернізації.

4. Безпека життєдіяльності, основи охорони праці. Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точних зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Мета, предмет, об'єкт, задачі дослідження. 2. Схема робочого процесу комбайна

з класичним МСП 3. Схема самохідного подрібнювача КСК-600. 4. Загальний вигляд

однороторного подрібнювача John Deere. 5. Схематичне зображення вдосконаленого

двороторного подрібнювача. 6. Схематичне зображення вдосконаленого ротора з

гелікоїдальним розташуванням ножів. 7. Вдосконалена чотирпроменева хрестовина з касетною

системою заміни ножів. 8. Деталювання.

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Безпека життєдіяльності, основи охорони праці | Лазарюк В.В., к.т.н., доц. каф.. МТ | | |
| | | | |

7. Дата видач завдання

22 січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи | Термін етапів виконання роботи | Примітка |
|-------|---|--------------------------------|----------|
| 1 | Аналіз тезнологій збирання зерна та подрібнення поживних решток | до 20.02.2026 | |
| 2 | Вдосконалення існуючої технології подрібнення | до 30.03.2026 | |
| 3 | Проектування та обґрунтування параметрів модернізації | до 30.04.2026 | |
| 4 | Безпека життєдіяльності, основи охорони праці | до 12.05.2026 | |
| 9 | Реферат. Вступ. Загальні висновки | до 30.05.2026 | |
| 10 | Ілюстративний матеріал | до 10.06.2026 | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Студент

_____ (підпис)

Вітушинський Д.Ю..

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Хомик Н.І..

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Вітушинський Дмитро Юрійович.

Тема роботи – «Підвищення ефективності роботи зернозбирального комбайна з удосконаленням подрібнювального апарату PowerCast». Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Хомик Надія Ігорівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, переліку посилань (35 найменувань), додатки на 1 сторінці. Загальний обсяг текстової частини – 60 сторінок, на яких є 18 рисунків. Ілюстративний матеріал розміщений на 9 аркушах формату А4.

Актуальність теми роботи. Сучасні технології сільськогосподарського виробництва розвиваються в напрямку максимального збереження природного середовища, впроваджуються нові технології, такі як No-Till та Strip-Till. Тому постає проблема ефективного подрібнення соломи для її подальшого розподілу поверхнею поля. Створення вдосконаленого подрібнювача пожнивних решток дає змогу вирішити ці проблеми, забезпечивши при цьому нижче навантаження на двигун комбайна, краще подрібнення, завдяки принципу «активних ножиць», а також вирішити проблему втискання соломи в ґрунт сошниками сівалок прямого висіву.

Мета роботи: вдосконалення процесу подрібнення пожнивних решток з удосконаленням подрібнювача John Deere PowerCast. Мета потребує вирішення таких завдань:

- проаналізувати сучасний стан технологій збирання зернових культур та ефективності функціонування підсистем обробки пожнивних решток;
- проаналізувати агрегати для збирання зернових культур;
- проаналізувати технології подрібнення пожнивних решток;
- виконати розрахунок параметрів удосконаленого знаряддя;
- обґрунтувати механіку безпідпiрного зрізу;

- обґрунтувати компоувальні рішення вдосконаленого двороторного подрібнювача;
- виконати аеродинамічний розрахунок гібридної двоступеневої системи та параметрів просторового розподілу пожнивних решток;
- розробити правила техніки безпеки під час роботи удосконаленого культиватора та його технічне обслуговування.

Об'єкт дослідження. Подрібнювач пожнивних решток John Deere PowerCast.

Предмет дослідження. Технологічні, кінематичні та енергетичні розрахунки удосконаленого подрібнювача;

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано підвищення енергоефективності та якості подрібнення соломи шляхом модернізації вузла зернозбирального комбайна. Запропоновано двороторну контр-ротаційну схему, що реалізує принцип зустрічного зсувного зрізу. За рахунок ефекту «взаємного підпору» щільного солом'яного потоку кути захоплення надійно перекриваються приведеним коефіцієнтом тертя, забезпечено чистий зріз вологої маси. Запропоновано ексцентриковий механізм, що забезпечує виліт ножів лише в зоні різання. Це дозволило вписати двороторний модуль у штатний кожух комбайна, без зміни кріплень. Розрахунковий зазор між роторами в 7 мм гарантує відсутність колізій при вібраціях. Спроектовано гелікоїдальне (спіральне) розміщення ножів. Доведено, що спіральна розстановка зменшує кількість ножів, які одночасно врізаються в масу, в 10 разів, що радикально нівелює ударні навантаження на косозубу передачу та стабілізує крутний момент. Гібридна аеродинаміка: двороторна система функціонує як об'ємний нагнітач (компресор Рутса), формуючи турбулентний струмінь зі швидкістю >26 м/с. Це дозволило знизити енерговитрати на роботу зовнішніх розкидачів у 2,5 рази. Забезпечено рівномірне покриття поля мульчею на ширину до 15 метрів.

Ключові слова: подрібнювач, пожнивні рештки, зернозбиральний комбайн, ротор, аеродинаміка, ніж, зубчата передача, жатка, «активні ножиці».

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП | 7 |
| 1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЗЕРНА ТА ПОДРІБНЕННЯ ПОЖНИВНИХ РЕШТОК | 8 |
| 1.1. Сучасний стан технології збирання зерна та аналіз ефективності функціонування підсистем обробки пожнивних решток | 8 |
| 1.2. Агрегати для збирання зернових культур | 10 |
| 1.3. Аналіз технологій подрібнення пожнивних решток | 15 |
| 1.4. Обґрунтування теми | 16 |
| 2. ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПОДРІБНЕННЯ | 19 |
| 2.1. Технічні характеристики прототипу та розрахункове доведення його неефективності | 19 |
| 2.2. Розрахунок вдосконаленої двороторної компоновки подрібнювача | 24 |
| 3. ПРОЄКТНА ЧАСТИНА ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ | 30 |
| 3.1. Обґрунтування механіки безпідпiрного зрізу суцільного потоку рослинної маси | 30 |
| 3.2. Обґрунтування компоновальних рішень та геометрична інтеграція двороторної схеми у штатний корпус | 34 |
| 3.3. Просторове компонування робочих органів: спіральне розташування ножів та оптимізація крутного моменту | 37 |
| 3.4. Аеродинаміка гібридної двоступеневої системи: розрахунок параметрів просторового розподілу пожнивних решток | 41 |
| 3.5. Матеріалознавче обґрунтування конструкції: вибір конструкційних матеріалів корпусу та опорних елементів | 44 |
| 4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ | 47 |
| 4.1. Загальні вимоги безпеки під час експлуатації та технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів | 47 |
| 4.2. Вимоги безпеки при експлуатації та технічному обслуговуванні модернізованого двороторного подрібнювача | 51 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 54 |
| ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 55 |
| ДОДАТКИ | 60 |

ВСТУП

Сучасні технології сільськогосподарського виробництва розвиваються в напрямку максимального збереження природного середовища. Все більше уваги приділяється охороні ґрунту і, тим самим, впроваджуються нові технології, такі як No-Till та Strip-Till. Якщо раніше всі залишки врожаю як, наприклад, солома, використовувалися для комбікорму та підстилки в тваринництві, то зараз все більше фермерів залишають ці рештки на полі у подрібненому вигляді або збирають тільки колоски, залишаючи стерню висотою в 30-40 сантиметрів.

Цей підхід зумовлений необхідністю формування на поверхні поля суцільного біологічного екрану – мульчі. Цей захисний шар виконує життєво важливі функції: активно блокує капілярне випаровування вологи під час літніх посух, акумулює воду навесні, запобігає вітровій та водній ерозії ґрунту, а також стабілізує температурний режим, захищаючи посівний шар від перегріву. З часом ця біомаса мінералізується, повертаючи в землю необхідні органічні речовини та відновлюючи гумус.

Однак, ефективність таких ресурсозберігаючих технологій залежить від якості підготовки пожнивних залишків. Довгі, нерівномірно подрібнені стебла або їх скупчення (валки) заважають роботі сівалок прямого посіву, створюють умови для розвитку патогенної мікрофлори та гризунів. Тому сучасною агрономічною вимогою до зернозбиральних комбайнів є не лише якісний обмолот, а й гарантоване дрібне перерізання соломи (незалежно від її вологості) з подальшим рівномірним розподілом по всій ширині жатки.

Саме це ставить перед інженерами-конструкторами складне завдання: існуючі класичні однороторні подрібнювачі хоч і виконують базову функцію, але є вкрай енергозатратними та вразливими до пікових навантажень при потраплянні вологої маси. Відповідно, модернізація систем подрібнення з метою зниження паразитних втрат потужності у збиральних машинах, усунення руйнівних вібрацій та підвищення якості зрізу є актуальним і економічно обґрунтованим напрямом розвитку сільськогосподарського машинобудування.

1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЗЕРНА ТА ПОДРІБНЕННЯ ПОЖНИВНИХ РЕШТОК

1.1. Сучасний стан технології збирання зерна та аналіз ефективності функціонування підсистем обробки пожнивних решток

Сучасний вектор розвитку технології збирання зерна зводиться до переходу від ізольованого оцінювання ефективності обмолоту до комплексного управління всією біомасою, що надходить у комбайни. У структурі сучасного сільськогосподарського виробництва дедалі популярнішими стають технології мінімальної обробки ґрунту (no-till та strip-till). Це кардинально змінило вимоги до фінального етапу технологічного циклу збирання зернових культур. Якщо раніше незернова частина врожаю (солома) повністю відчужувалася з поля для потреб тваринництва, то за умов інтенсифікації рослинництва та дефіциту органіки технологія передбачає повернення подрібнених решток у ґрунт або збирання методом «очісування» лише колосків із залишенням високої стерні (30–40 см).

У такій парадигмі технологія збирання зерна вважається якісно виконаною лише за умови формування на поверхні поля суцільного біологічного екрану – мульчі. Цей захисний шар виконує життєво важливі агрофізичні функції: блокує капілярне випаровування вологи в літній період, акумулює опади, демпфує температурні коливання та захищає ґрунт від ерозії. Проте, щоб збирання зерна не створювало перешкод для наступних операцій, технологічний процес висуває жорсткі вимоги до супутнього подрібнення соломи: вона повинна мати фракцію 30–50 мм, а самі стебла мають бути розщеплені вздовж волокон для інтенсифікації мікробіологічної деструкції.

Відповідно, у структурі сучасних зернозбиральних комбайнів суттєво трансформувалася функціонал робочих органів. Комбайн перестав бути машиною суто для сепарації та очищення зерна — сьогодні це мобільний технологічний комплекс, який одночасно виконує первинну підготовку поля (рис. 1.1.).

Якщо підсистема обробки решток у загальній технології збирання зерна працює неефективно, це блокує подальший посів прямого висіву. Під час проходження дискового сошника сівалки виникає явище втискування довгих нерозрізаних стебел у насінневу борозну. Насіння лягає на солом'яну подушку, втрачає контакт із вологим ґрунтом, що призводить до масової втрати сходів. Саме тому якість роботи вузла подрібнення стала одним із головних критеріїв оцінки ефективності всієї технології збирання зерна (рис. 1.2).



Рисунок 1.1 – Розподіл поживних решток широкозахватною системою комбайна



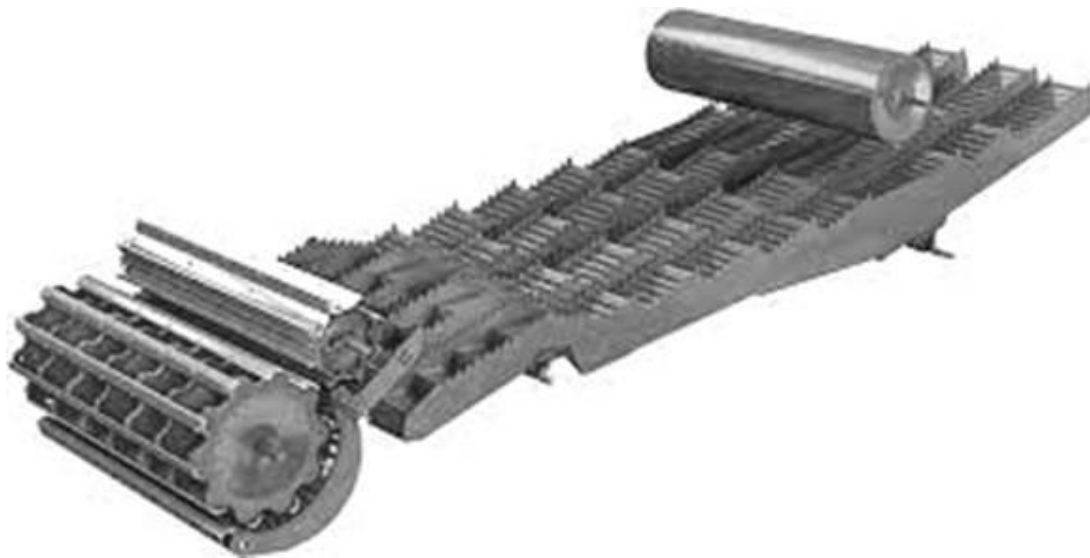
Рисунок 1.2 – Втискування соломи у насінневу борозну дисковим сошником

1.2. Агрегати для збирання зернових культур

У сучасній практиці рослинництва процеси збирання зернових культур реалізуються за допомогою складних машинно-тракторних агрегатів, де провідна роль належить самохідним зернозбиральним комбайнам. Еволюція цих машин безпосередньо пов'язана з необхідністю постійного збільшення їхньої пропускної здатності, зниження втрат зерна та оптимізації обробки незернової частини врожаю. Залежно від природно-кліматичних умов, урожайності масиву та прийнятої технології землеробства (класична, mini-till або no-till), збиральні агрегати класифікують за архітектурою їхнього молотильно-сепарувального пристрою (МСП) та типом адаптерів первинного зрізу. За конструкцією МСП сучасні самохідні комбайни поділяють на три фундаментальні класи (рис. 1.3):

Класичні барабанно-клавішні агрегати. У цих машинах обмолот здійснюється в бильному або штифтовому барабані, а сепарація залишкового зерна з грубого вороху відбувається на клавішному соломотрясі. Головною перевагою такої схеми є максимальне збереження цілісності структури соломи, що важливо при її подальшому збиранні у тюки. Проте клавішні комбайни мають жорстке технологічне обмеження за пропускною здатністю (до 10–12 кг/с), оскільки при збільшенні швидкості подачі маси різко зростають втрати зерна за соломотрясом (див. рис. 1.3,а).

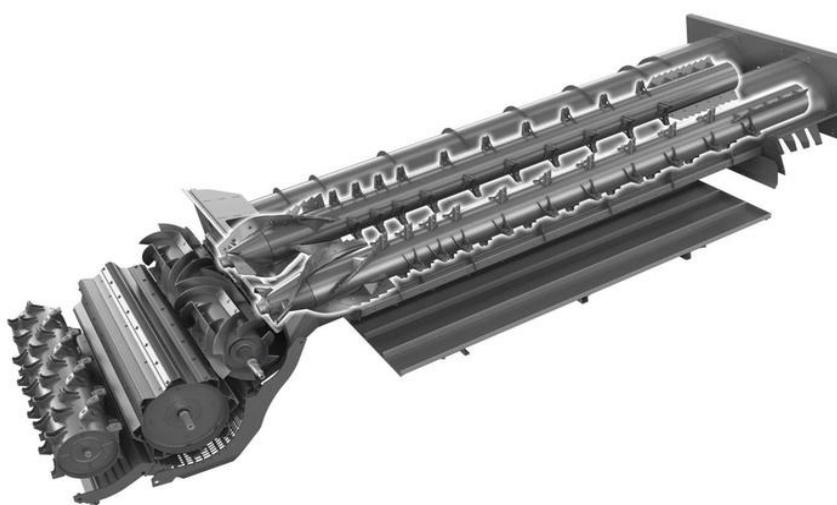
Аксіально-роторні агрегати. Обмолот і сепарація реалізуються в одному або двох масивних поздовжніх роторах, де маса рухається за гвинтовою траєкторією, піддаючись багаторазовому обмолоту методом вичісування та відцентрового віджимання. Роторні комбайни відзначаються найвищою пропускною здатністю (понад 15-20 кг/с) і здатні ефективно працювати на високоврожайних масивах. Водночас інтенсивний рух соломи в міжроторному просторі призводить до її сильного попереднього поздовжнього розщеплення та деформації, що створює великий об'єм високощільного вороху на виході з молотарки (див. рис. 1.3,б).



а – однобарабанный (класична схема)



б – роторний



в – гібридний (барабанно-роторний)

Рисунок 1.3 – Класифікація молотильних апаратів

Гібридні збиральні агрегати. Поєднують у собі тангенціальний молотильний барабан для первинного обмолоту та роторні сепаратори замість класичного клавішного соломотряса. Це компромісне рішення, яке дозволяє підвищити продуктивність машини при збереженні відносної стабільності роботи на зволжених кущах соломи (див. рис. 1.3,в).

Ефективність функціонування всього збирального агрегату значною мірою визначається типом фронтального адаптера (жниварки), який здійснює безпосередній контакт із рослинним масивом і формує структуру технологічного потоку всередині комбайна. У сучасних високопродуктивних технологіях використовують три основні типи жниварок (рис. 1.4):

- шнекові жниварки (класичні). Подача зрізаної маси до похилої камери здійснюється за допомогою центрального консольного шнека. Недоліком схеми на широкозахватних модифікаціях є пульсуючий характер подачі великих об'ємів соломи, що викликає динамічні коливання навантаження на молотарку (див. рис. 1.4,а).
- стрічкові жниварки (Draper системи). Зрізана стеблова маса транспортується до центру за допомогою гнучких стрічкових конвеєрів. Це забезпечує ідеально рівномірну, поздовжню подачу соломи колосками вперед, що підвищує якість обмолоту і знижує пікові навантаження на двигун (див. рис. 1.4,б).
- очісуючі жниварки. Принцип роботи полягає в знятті (очісуванні) зернової частини колоса без зрізання самого стебла. Це дозволяє залишати всю соломку на корені у вигляді стерні висотою 30–40 см, кардинально знижуючи енергомісткість обмолоту, але вимагаючи спеціальних технологічних рішень для подальшого менеджменту такої стерні (див. рис. 1.4,в).



а – шнекова (класична) жатка



б – стрічкова жатка



в – очісуюча жатка

Рисунок – 1.4 типи жаток

Зі збільшенням ширини захвату адаптерів до 12–15 метрів та ростом продуктивності роторних МСП різко зросла питома вага незернової частини врожаю, що проходить крізь комбайн. За один час роботи сучасний агрегат здатний генерувати від 15 до 25 тонн соломи. Увесь цей об'єм концентрується у вузькому вихідному вікні молотарки шириною всього 1,2–1,4 м (рис. 1.5). Тому фінальним і критично важливим елементом сучасного збирального агрегату є інтегрований у його хвостову частину підсубмодуль обробки решток (січкарка). Вона повинна не просто евакуувати масу, а миттєво підхоплювати щільний швидкісний потік соломи, що сходить із роторів, фрагментувати його та примусово розподіляти полем.

Аналіз подрібнювачів показує, що саме на цьому етапі класичні однороторні системи зазнають найбільших технологічних втрат енергії. Висока щільність та швидкість виходу соломи з аксіальних роторів потребують створення зустрічних, активних аеродинамічних та механічних зсувних полів, що робить перехід до двороторних систем з керованою кінематикою ножів логічним кроком розвитку технології збирання зерна.

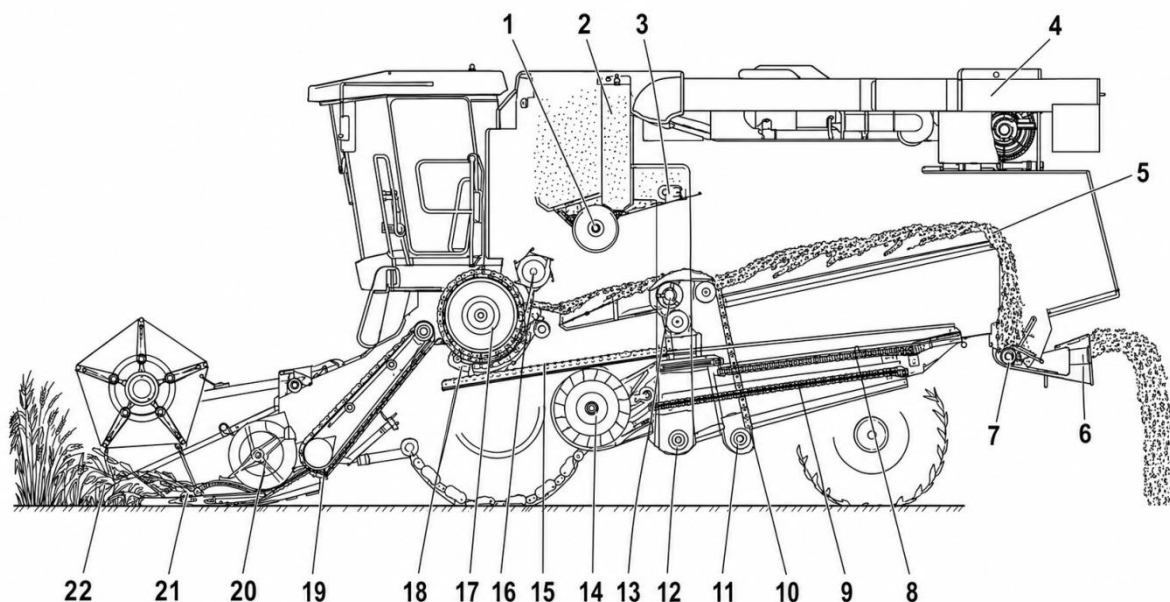
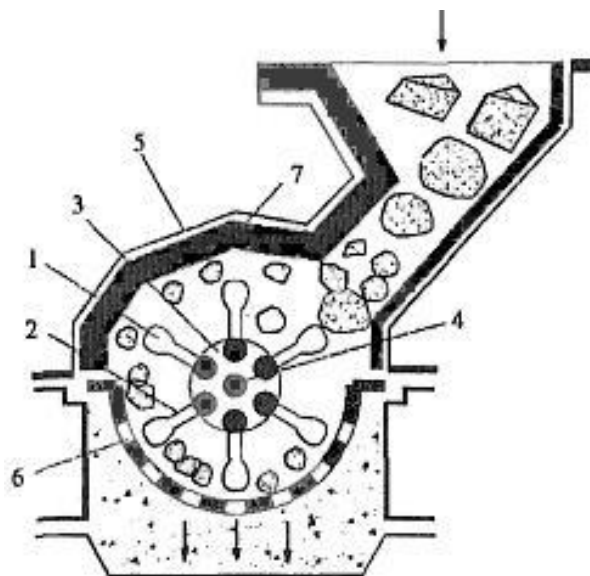


Рисунок 1.5 – схема робочого процесу комбайна з класичним МСП: 1 – шнек горизонтальний; 2 – шнек завантажувальний зерновий; 3 – елеватор зерновий; 4 – шнек розвантажувальний; 5 – соломотряс; 6 – дефлектор; 7 – соломоподрібнювач; 8 – верхній гратчастий стан; 9 – нижній гратчастий стан; 10 – елеватор колосковий; 11 – шнек колосковий; 12 – шнек зерновий; 13 – домолотильний пристрій; 14 – вентилятор; 15 – транспортна (стрясна) дошка; 16 – відбійний бітер; 17 – барабан молотильний; 18 – підбарабання; 19 – плаваючий транспортер; 20 – шнек; 21 – ріжучий апарат; 22 – мотовило

1.3. Аналіз технологій подрібнення пожнивних решток

Ефективність підсистеми обробки незернової частини врожаю в загальній технології збирання зерна визначається фізико-механічним способом руйнування стеблової маси. У сучасному сільськогосподарському машинобудуванні для фрагментації рослинних решток застосовують кілька основних методів, які відрізняються кінематикою робочих органів та характером впливу на матеріал.

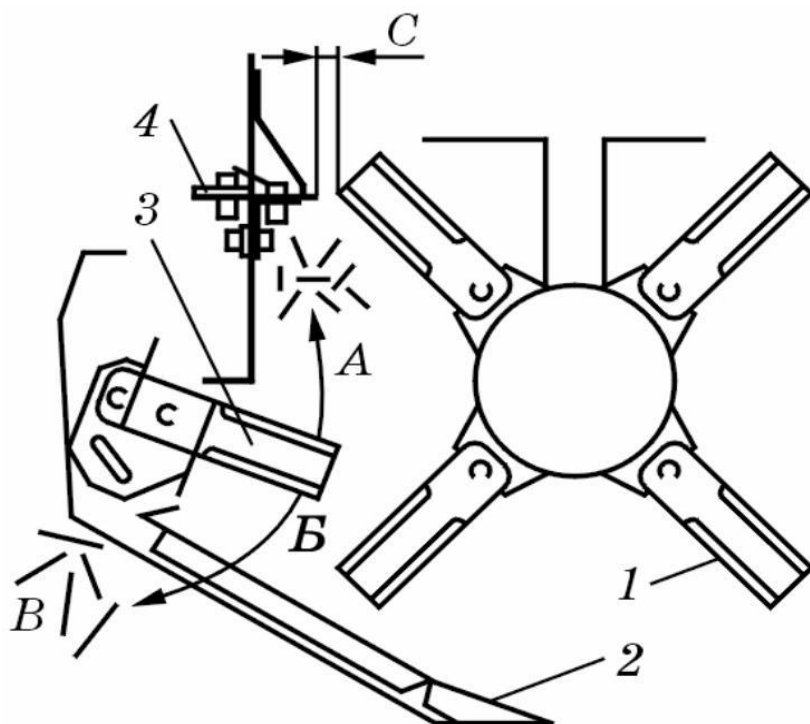
Вільне (ударне) подрібнення. Цей метод покладено в основу роботи більшості серійних однороторних січкарок. Процес руйнування базується на високошвидкісному ударі шарнірно підвішених ножів ротора по вільно падаючому потоку соломи. Руйнування стебла відбувається за рахунок сили інерції самої маси матеріалу. Метод відзначається конструктивною простотою, проте має високу питому енергомісткість, а якість подрібнення критично залежить від сухості та крихкості соломи (рис. 1.6).



1 – молоток; 2 – стержень; 3 – ротор-диск; 4 – вал; 5 – кожух; 6 – сито; 7 – плити
Рисунок 1.6 – Схема роботи молоткової дробарки

Подрібнення зацмеленим зрізом на нерухомій опорі. Для стабілізації процесу в серійних комбайнах вільний удар часто доповнюють протирізальним пристроєм у вигляді гребінки контрножів. Рухомий ніж ротора захоплює соломку і протягує її крізь зазори між статичними лезами. Це покращує якість

фрагментації, але в умовах підвищеної вологості (під час вечірніх чи нічних змін збирання зерна) еластичні стебла зминаються та перетираються на опорі. Це призводить до утворення заторів у робочій камері та викликає пікові навантаження на привод (рис. 1.7).



1 – подрібнювальний барабан; 2 – піддон; 3 – поздовжні протирізальні ножі;
4 – поперечна протирізальна пластина; А і Б – напрям повороту поздовжніх протирізальних ножів

Рисунок 1.7 – Схема подрібнення соломи на статичному контрножі

1.4. Обґрунтування теми

Сучасний етап розвитку технологій збирання зерна жорстко пов'язаний із системами мінімального та нульового обробітку ґрунту, які вимагають обов'язкового формування рівномірного мульчувального шару на поверхні поля. Невідповідність фракційного складу подрібненої соломи агротехнічним вимогам (довжина більше 30–50 мм, відсутність поздовжнього розщеплення) призводить до деструктивного явища втискання стебел у насінневу борозну сошниками сівалок, що критично знижує схожість культур.

Зростання пропускної здатності сучасних аксіально-роторних і гібридних зернозбиральних комбайн викликає концентрацію колосальних об'ємів соломи (до 15–25 т/год) у вузькому вихідному вікні молотарки. Серійні однороторні підсистеми обробки решток, що працюють за принципом вільного високошвидкісного удару або защемленого зрізу на нерухомій опорі, вичерпали свій модернізаційний потенціал. Вони функціонують на граничних обертах (2800–3500 об/хв), характеризуються надмірною енергомісткістю, високим рівнем вібрації та прискореним зносом підшипникових вузлів.

Головним технологічним бар'єром існуючих однороторних січкарів є їхня нестабільність у мінливих польових умовах. При збиранні зерна у вечірній та нічний час солома стрімко набирає вологу, втрачає крихкість і стає в'язкою. Це призводить до зминання й перетирання маси на нерухомому протирізальному брусі, забивання робочої камери, критичного відбору потужності від маршового двигуна комбайна та перевитрати пального. Обґрунтовано, що радикальним вирішенням зазначених проблем є перехід від енергомісткого ударного руйнування до процесу зустрічного зсувного різання за принципом «активних ножиць».

Зустрічне зсувне подрібнення за принципом «активних ножиць». У роботі розглядається перехід до технології двороторного зустрічного подрібнення з керованою кінематикою робочих органів (рис. 1.8). Процес реалізується шляхом синхронного обертання двох паралельних порожнистих валів назустріч один одному з використанням косозубої синхронізуючої передачі.

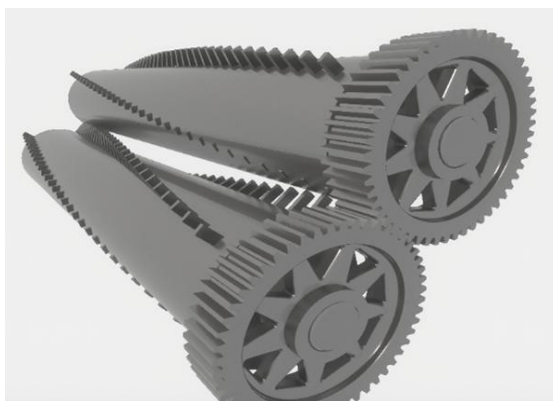


Рисунок 1.8 – 3D-Модель двороторної технології зустрічного зсувного подрібнення

Принципова відмінність підходу полягає в заміні енергомісткого удару та перетирання на чистий локальний зсув (зріз). Робочі леза ножів верхнього та нижнього роторів заходять у взаємне зачеплення з мінімальним бічним зазором, миттєво перерізаючи волокна соломи подібно до промислових ножиць. Інтеграція внутрішнього нерухомого ексцентрикового механізму дозволяє динамічно керувати вильотом ножів (забезпечуючи їх максимальне висування суто в зоні різання). Це гарантує стабільну фракцію подрібнення та повністю виключає ризик забивання камери січкарки за будь-якої вологості маси в процесі цілодобового збирання зерна.

Пропонована у роботі двороторна контр-ротаційна схема з коаксіальними порожнистими барабанами та внутрішнім нерухомим ексцентриковим механізмом є технологічно необхідною та конструктивно виправданою з таких причин:

- Зниження енергомісткості: заміна зламу й розриву на чистий локальний зсув дозволяє суттєво зменшити питомий опір різанню, завдяки чому робочу частоту обертання роторів знижено до стабільних та безпечних 2200 об/хв.
- Незалежність від вологості маси: активне зачеплення ножів верхнього та нижнього роторів гарантує примусове перерізання еластичних і вологих стебел із високою геометричною точністю, повністю виключаючи ризик утворення заторів у камері подрібнювача.
- Динамічне керування геометрією: використання ексцентриково-поводкового механізму забезпечує максимальний виліт ножів суто в зоні різання, що дозволяє вписати двороторну систему в обмежені габарити штатного кожуха комбайна без виникнення просторових колізій та внутрішніх зіткнень елементів.

Таким чином, перехід до проектування запропонованої двороторної січкарки з ексцентриковим керуванням ножів є практично обґрунтованим кроком, спрямованим на підвищення продуктивності збиральних агрегатів та забезпечення паливної економічності процесу збирання зерна.

2. ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПОДРІБНЕННЯ

2.1. Технічні характеристики прототипу та розрахункове обґрунтування його неефективності

Як базовий прототип для подальшого вдосконалення у роботі обрано схему класичного високообертового однороторного подрібнювача, що широко застосовується на зернозбиральних комбайнах John Deere серії S та захищена базовими патентними рішеннями виробника щодо компонування одновальних систем із контрножами.

Конструктивно прототип є як один суцільний трубчастий вал, на периферії якого шарнірно закріплено рухомі ножі, що взаємодіють із нерухомим протирізальним брусом (гребінкою), інтегрованим безпосередньо в задню стінку кожуха (рис. 2.1).

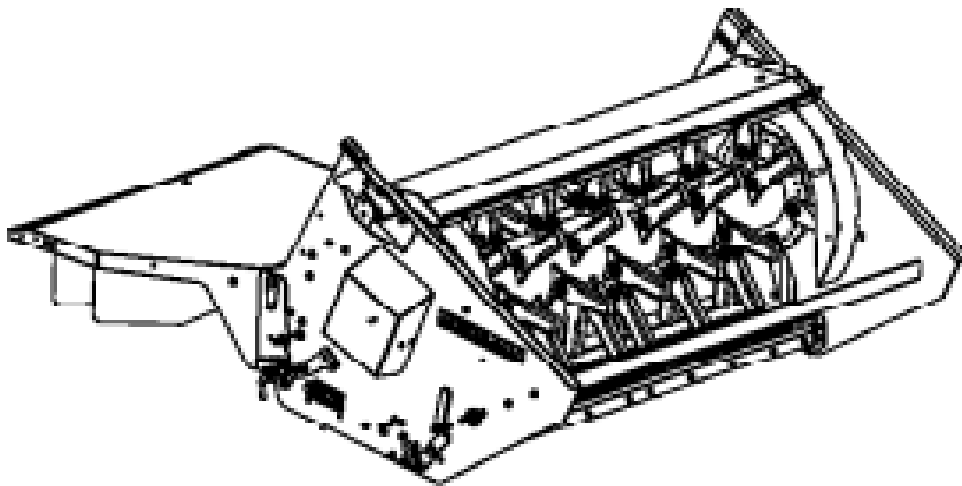


Рисунок 2.1 – Однороторний подрібнювач John Deere

Базові технічні характеристики прототипу:

Частота обертання ротора: $n = 3200$ об/хв.

Зовнішній діаметр ротора по кінчиках ножів: $D = 600$ мм = 0.6 м.

Робоча ширина камери подрібнення: $B = 1400$ мм = 1.4 м.

Кількість шарнірних ножів: $z = 88$ шт.

Орієнтовна маса обертового ротора в зборі: $M \approx 160$ кг.

Щоб довести енергетичну та технологічну неефективність даної схеми в мінливих умовах збирання, виконаємо розрахунок.

Розрахунок кінематичних параметрів та кінетичної енергії

Кутова швидкість обертання базового ротора

$$\omega = (\pi \cdot n) / 30, \quad (2.1)$$

де n – частота обертання ротора, об/хв.

Тоді

$$\omega = (3.1416 \cdot 3200) / 30 \approx 335.1 \text{ рад/с.}$$

Лінійна швидкість кінчика ножа:

$$v = (\omega \cdot D) / 2, \quad (2.2)$$

де D – діаметр ротора по кінчиках ножів, мм.

Виходячи з технічних характеристик прототипу маємо:

$$v = (335.1 \cdot 0.6) / 2 \approx 100.5 \text{ м/с.}$$

Обчислимо момент інерції ротора I , розглядаючи його як суцільний циліндр радіусом: $R = 0,3 \text{ м}$

$$I = \frac{1}{2} \cdot M \cdot R^2, \quad (2.3)$$

де M – приблизна маса ротора в зборі, кг;

R – радіус ротора по кінчиках ножів, м.

Звідси:

$$I = \frac{1}{2} \cdot 160 \cdot 0.3^2 = 7.2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Запас кінетичної енергії обертової маси прототипу на робочих обертах:

$$E_k = 1/2 \cdot I \cdot \omega^2, \quad (2.4)$$

де I – момент інерції, кг/м²;

ω – кутова швидкість ротора, рад/с.

Кінетична енергія ротора

$$E_k = 1/2 \cdot 7.2 \cdot 335.1^2 \approx 404250 \text{ Дж} \approx 404.3 \text{ кДж}.$$

Швидкість леза у 100.5 м/с та колосальна кінетична енергія потрібні прототипу суто для того, щоб реалізувати принцип вільного ударного руйнування. Машина змушена підтримувати ці екстремальні параметри, оскільки не має активної зустрічної опори різання.

Розрахунок паразитарних аеродинамічних втрат потужності (парусності)

При швидкості понад 100 м/с ротор із 88 ножами починає працювати як потужний, але вкрай неефективний відцентровий вентилятор. Він створює жорсткі завихрення повітря всередині камери, витрачаючи енергію двигуна не на подрібнення соломи, а на «перемішування» повітряного середовища.

Потужність аеродинамічного опору обертанню

$$P_{\text{аеро}} = C_x \cdot (\rho \cdot v^3) / 2 \cdot S \cdot z_{\text{акт}} \quad (2.5)$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору плоского ножа;

ρ – щільність повітря, кг/м³;

S – площа міделевого перерізу одного рухомого ножа, м²;

$Z_{\text{акт}}$ – кількість ножів, що одночасно перебувають у фазі активного опору повітряному потоку.

Звідси маємо

$$P_a = 1.2 \cdot (1.2 \cdot 100.5^3) / 2 \cdot 0.003 \cdot 88 \approx 19294 \text{Вт} \approx 19.3 \text{кВт}.$$

Тобто, близько 19.3 кВт (або ~27 к.с.) потужності двигуна втрачаються абсолютно безкорисно, суто на подолання опору повітря, що проілюстровано графічно, рис. 2.2. У масштабах робочої зміни це трансформується в десятки літрів марно спаленого дизельного пального.

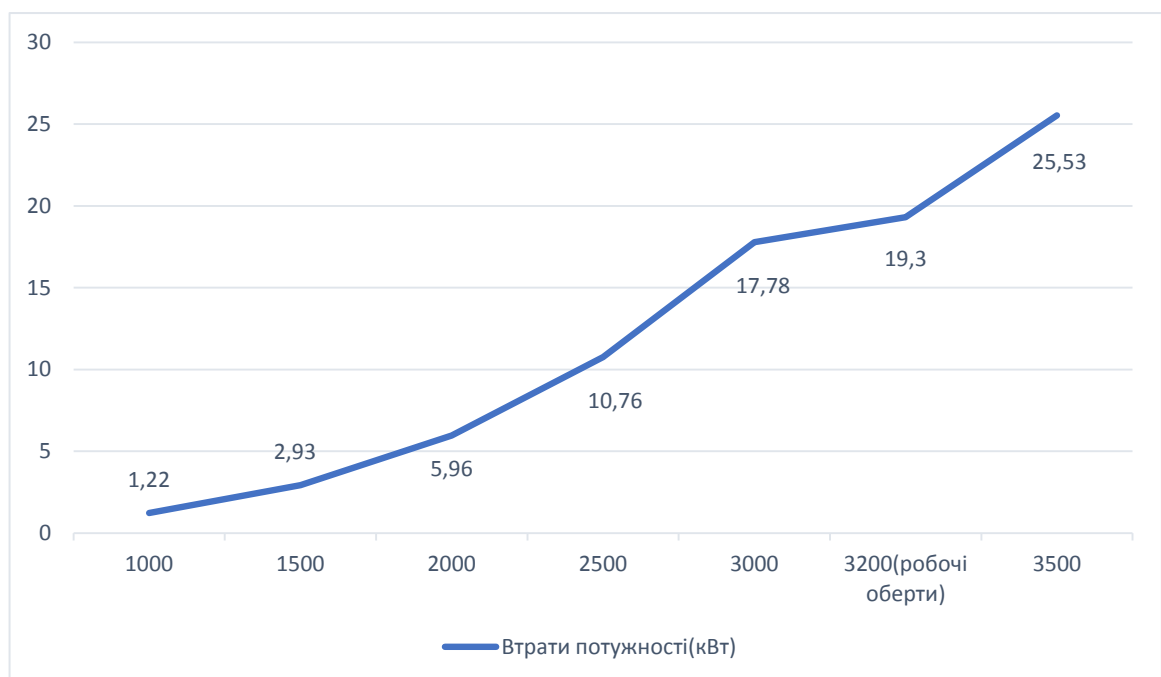


Рисунок 2.2 – Графік залежності паразитарних аеродинамічних втрат потужності від частоти обертання ротора прототипу

Розрахунок критичного навантаження при збільшенні вологості соломи

При роботі в ідеальних умовах (вологість соломи $W = 12...14\%$) матеріал є крихким. Зусилля руйнування стебла пшениці на ударний злам становить $F_{\text{злам}} \approx 40...50\text{Н}$. Проте при переході у вечірню/нічну зміну вологість стебел стрімко зростає до $W=22...25\%$.

Реологічні властивості матеріалу змінюються: солома стає в'язкою, еластичною, а її тимчасовий опір деформації зминанню та розриву

збільшується в 3-4 рази. Необхідне зусилля руйнування зростає до $F_{\text{волог}} \approx 160 \dots 180 \text{Н}$.

Оскільки ножі прототипу закріплені шарнірно, під дією цього зрослого опору вони починають відхилятися назад на своїх осях. Кут відхилення θ може сягати $30^\circ \dots 45^\circ$.

Зменшення ефективного радіуса дії ножа через відхилення призводить до того, що колова сила не здатна перерубати в'язке стебло. Замість зрізу солома починає затискатися між відхиленим ножом та статичним контрножем.

Додаткова потужність, необхідна для проштовхування вологої маси через утворений затор примусовим перетиранням, обчислюється через крутний момент заклинювання

$$\Delta T = z_{\text{робочі}} \cdot (F_{\text{волог}} - F_{\text{злам}}) \cdot R \cdot \mu, \quad (2.6)$$

де $z_{\text{робочі}}$ – кількість ножів, що одночасно перебувають у зоні різання, 22;

μ – коефіцієнт тертя вологої соломи об сталь, 0.6 (проти стандартного 0.3 для сухої).

$$\Delta T = 22 \cdot (180 - 50) \cdot 0.3 \cdot 0.6 = 514,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Додаткова витрата потужності через «зажовування» маси

$$\Delta P = \Delta T \cdot \omega = 514,8 \cdot 335,1 \approx 172500 \text{ Вт} \approx 172,5 \text{ кВт}.$$

Звісно, двигун комбайна не здатний миттєво віддати зайві 172 кВт суто на соломорізку без наслідків. Тому автоматика або оператор змушені різко (на 30–40%) знижувати робочу швидкість руху всього комбайна, що призводить до падіння продуктивності збирання зерна.

Отже, числові розрахунки параметрів прототипу довели його повну технологічну невідповідність сучасним вимогам інтенсивного землеробства.

Екстремальні швидкості (100.5 м/с) зумовлюють високі постійні паразитарні втрати (~19 кВт), а відсутність жорсткої траєкторії руху ножів та активного зустрічного органу різання робить систему безпорадною перед вологою біомасою. Це математично обґрунтовує необхідність ліквідації однороторної схеми та переходу до розроблюваного двороторного контр-ротаційного модуля.

2.2. Розрахунок вдосконаленої двороторної компоновки подрібнювача

Перехід до запропонованої двороторної контр-ротаційної схеми із порожнистими барабанами та внутрішнім нерухомим ексцентриком кардинально змінює характер взаємодії робочих органів із технологічним потоком соломи. Заміна принципу вільного високошвидкісного удару на принцип зустрічного зсувного різання («активних ножиць») дозволяє досягти необхідних деструктивних параметрів при значно нижчих частотах обертання валів.

Виконаємо інженерний розрахунок кінематичних, силових та енергетичних параметрів вдосконаленого підмодуля зернозбирального комбайна.

Кінематичний розрахунок та швидкість зустрічного різання

Впровадження жорсткої траєкторії руху ножів за допомогою ексцентриково-поводкового механізму дозволяє знизити частоту обертання роторів до безпечних $n = 2200$ об/хв. Розрахуємо абсолютні та відносні швидкості елементів.

Кутова швидкість обертання вдосконалених роторів:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.1416 \cdot 2200}{30} \approx 230,4 \text{ рад/с.}$$

Максимальний діаметр ротора у фазі повного вильоту ножів (в зоні зустрічного зачеплення):

$$D_{\text{макс}} = D_{\text{кожуха}} + 2 \cdot h_{\text{вильоту}}, \quad (2.7)$$

де $D_{\text{кожуха}}$ – діаметр зовнішнього валу, 0,27 м;

$h_{\text{вильоту}}$ – довжина вильоту ножів, 0,05 м.

Отже:

$$D_{\text{макс}} = 0,27 + 2 \cdot 0,05 = 0,37 \text{ м.}$$

Абсолютна лінійна швидкість кінчика ножа одного ротора:

$$v_{\text{абс}} = \frac{\omega \cdot D_{\text{макс}}}{2}, \quad (2.8)$$

де ω – кутова швидкість вдосконаленого ротора, 230,4 рад/с;

$D_{\text{макс}}$ – максимальний діаметр ротора у фазі повного вильоту ножів, 0,37 м.

Звідси:

$$v_{\text{абс}} = \frac{230,4 \cdot 0,37}{2} \approx 42,6 \text{ м/с.}$$

Оскільки ротори обертаються синхронно назустріч один одному, в точці зачеплення вектори їхніх швидкостей спрямовані протилежно. Таким чином, відносна швидкість зустрічного удару (швидкість активного зрізу) становить:

$$v_{\text{відн}} = 2 \cdot v_{\text{абс}}, \quad (2.9)$$

де $v_{\text{абс}}$ – абсолютна лінійна швидкість кінчика ножа одного ротора, 42,6 м/с.

Тоді

$$v_{\text{відн}} = 2 \cdot 42,6 = 85,2 \text{ м/с.}$$

Попри зниження обертового моменту та швидкості самого барабана до безпечних 42,6 м/с (що зменшує динамічну напруженість вузла), за рахунок зустрічного руху досягається швидкість різання 85,2 м/с. Цього показника повністю достатньо для безперешкодного різання та подрібнення волокон вологої соломи.

Силовий аналіз та визначення крутних моментів

Приймаємо сумарну розрахункову потужність на підмодуль подрібнення соломи $P_{\text{сум}} = 80$ кВт (по $P = 40$ кВт на кожен порожнистий ротор).

Крутний момент на кожній із торцевих цапф порожнистого ротора

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (2.10)$$

де P – потужність, що витрачається на один ротор, 40 кВт;

ω – кутова швидкість ротора, 230,4 рад/с.

Тоді

$$T = \frac{40 \cdot 1000}{230,4} \approx 173,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Даний момент передається від лівого приводного шківa через тіло зовнішньої труби діаметром 270 мм на праву косозубу синхронізуючу шестерню ($m_n = 6$ мм, $z = 52$). Завдяки великому полярному моменту опору порожнистої труби, діючі дотичні напруження кручення є мінімальними, що гарантує відсутність деформацій обичайки барабана.

Розрахунок відцентрових навантажень на ексцентриковий механізм

Оскільки ножі здійснюють складний рух, обертаючись на хрестовинах навколо нерухомої зміщеної осі, вони створюють відцентрові сили, які сприймаються внутрішніми підшипниками хрестовин.

Відцентрова сила, що діє на один ніж на робочих обертах:

$$F_{вц} = m_n \cdot \omega^2 \cdot R_{цт}, \quad (2.11)$$

де m_n – маса одного робочого ножа з елементами фіксації, 0,3 кг;

$R_{цт}$ – радіус центру мас ножа в точці максимального висування, 0,16 м.

Тоді

$$F_{вц} = 0.3 \cdot 230.4^2 \cdot 0.16 \approx 2548 \text{ Н} \approx 2.55 \text{ кН}.$$

Конструктивна особливість: Оскільки на кожній із 30 хрестовин жорстко під кутом 90° закріплено по 4 ножі, їхні вектори відцентрових сил (4×2.55 кН) спрямовані в протилежні боки і взаємно компенсуються в геометричному центрі хрестовини. Статичне сумарне радіальне навантаження на підшипник ковзання кожної хрестовини прямує до нуля. Підшипники працюють виключно в режимі сприйняття імпульсних навантажень від безпосереднього опору різанню соломи.

Енергетичний баланс та порівняння аеродинамічних втрат

Головною перевагою вдосконаленої схеми є радикальне зниження паразитарної «парусності» роторів. У прототипі всі 88 ножів постійно перебували у відкритому повітряному просторі, працюючи як вентилятор. У розробленій системі 90 ножів із 120 постійно захищені всередині гладкого циліндра $\varnothing 270$ мм, а висунутими є лише 30 ножів, що знаходяться безпосередньо в зоні різання.

Обчислимо потужність аеродинамічного опору для одного вдосконаленого ротора:

$$P_{аеро_нов} = C_x \cdot \frac{\rho \cdot v_{абс}^3}{2} \cdot S \cdot z_{актив}, \quad (2.12)$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору ножа, 1,2;

ρ – щільність повітря, $1,2 \text{ кг/м}^3$;

$v_{абс}$ – лінійна швидкість, $42,6 \text{ м/с}$;

S – площа міделевого перерізу ножа, $0,003 \text{ м}^2$;

$z_{\text{актив}}$ – кількість одночасно висунутих ножів на роторі, 30.

Звідси

$$P_{\text{аеро_нов}} = 1,2 \cdot \frac{1,2 \cdot 42,6^3}{2} \cdot 0,003 \cdot 30 \approx 5010 \text{ Вт} \approx 5,01 \text{ кВт.}$$

Враховуючи, що роторів два, загальна аеродинамічна потужність на вентиляцію становить:

$$P_{\text{аеро_сум}} = 2 \cdot 5,01 = 10,02 \text{ кВт.}$$

Отримана розрахункова потужність $P_{\text{аеро_нов}} = 5,01 \text{ кВт}$ відображає аеродинамічний опір ротора за умови постійного вильоту всіх 30 ножів (як у класичних системах).

Однак, завдяки застосуванню ексцентрикового механізму, ножі перебувають у робочому повітряному потоці лише частину циклу (в зоні перекриття), а решту часу ховаються всередину гладкого барабана.

Введемо коефіцієнт робочої експозиції ножів $K_{\text{екс}} \approx 0,38$ (який враховує частку ножів, що одночасно знаходяться в потоці, та знижений опір самого циліндра).

Тоді фактичні аеродинамічні втрати одного ротора складуть:

$$P_{\text{аеро_факт}} = P_{\text{аеро_нов}} \cdot K_{\text{екс}}, \quad (2.13)$$

де $K_{\text{екс}}$ – коефіцієнт робочої експозиції ножів, 0,38.

Тоді

$$P_{\text{аеро_факт}} = 5,01 \cdot 0,38 \approx 1,9 \text{ кВт.}$$

Порівняємо отримані дані з базовим прототипом через коефіцієнт питомої ефективності. Прототип витрачав 19,3 кВт на роботу одного ротора з 88 ножами. Вдосконалена система витрачає набагато менше (3,8 кВт) на роботу двох зустрічних роторів, які сумарно несуть 240 ножів (рис. 2.4). Це досягається завдяки ефекту втягування ножів всередину зовнішнього кожуха та зниженню лінійної швидкості вала.

Математичне моделювання та розрахунок оновленої коаксіальної схеми підтвердили її високу енергетичну доцільність. Зниження робочих обертів до 2200 об/хв дозволило стабілізувати внутрішні динамічні сили, тоді як кінематика «активних ножиць» забезпечила збереження високої швидкості деструкції біомаси (85,2 м/с). Повний баланс відцентрових сил на хрестовинах та захист пазів ручними притискними фланцями з фіксацією болтами М20 гарантують високу експлуатаційну надійність вузла в реальних умовах збирання.

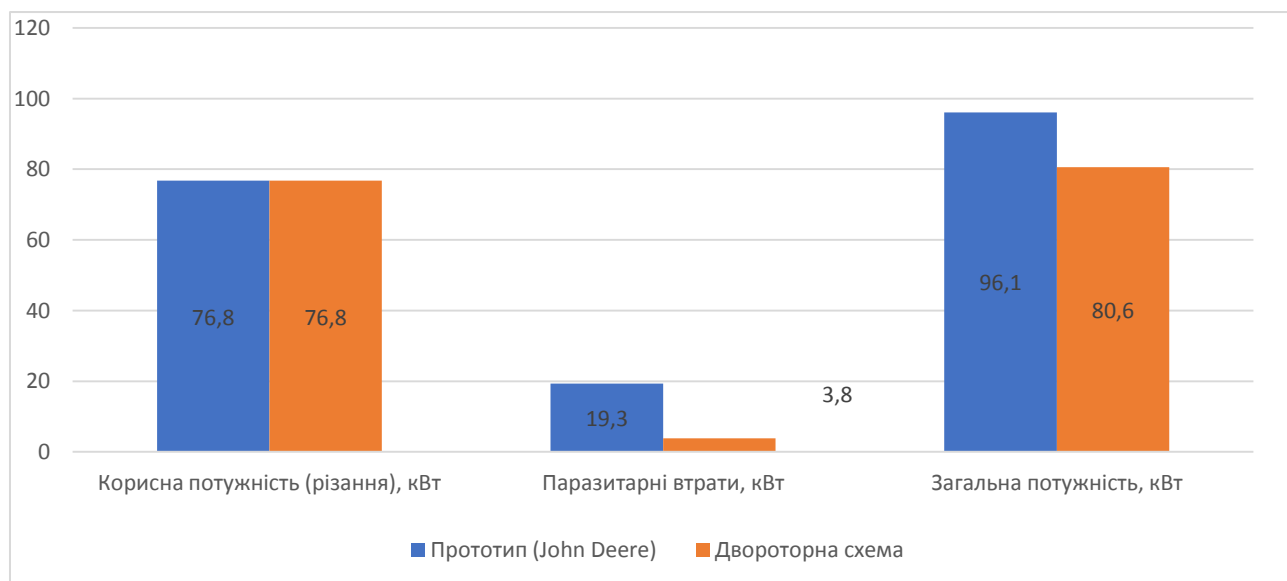


Рисунок 2.4 – Порівняльний графік розподілу корисних та паразитарних потужностей у подрібнювачах комбайнів

3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО АПАРАТУ

3.1. Обґрунтування механіки безпідпiрного зрiзу суцiльного потоку рослинної маси

Під час пошуку оптимального інженерного рішення для реалізації енергоефективного подрібнення пожнивних решток було проведено глибокий аналіз суміжних галузей сільськогосподарського машинобудування, зокрема технологій заготівлі грубих кормів та конструкцій силосозбиральних комбайнів і роторних косарок. Враховуючи неефективність ударного руйнування в'язкої рослинної маси, фокус дослідження у роботі було зміщено на механізми, що здатні реалізувати принцип чистого зсувного зрізу. Основою розробленої двороторної системи є концепція «активних ножиць», найближчим кінематичним аналогом якої виступають сучасні роторні косарки з безпідпiрним зрiзом.

Проте при перенесенні цієї технології в архітектуру зернозбирального комбайна виникає технічна проблема: як реалізувати ефективний безпідпiрний зрiз усередині кожуха соломорізки, де стебло вже не має жорсткої фіксації (опори) в ґрунті, а перебуває у стані вільного руху.

Вирішення цієї дилеми полягає у зміні парадигми: замість того, щоб розглядати процес перерізання кожної окремої соломини у вільному просторі, необхідно орієнтуватися на макрофізику суцільного потоку. Розроблена двороторна кінематика повною мірою використовує специфіку роботи системи обмолоту та сепарації високопродуктивних машин John Deere. Після проходження через тангенціально-роторну систему рослинні залишки виходять не у вигляді окремих стебел, а формують щільний, переплетений і попередньо спресований солом'яний «матрац».

Висока щільність потоку (при завантаженні комбайна на 60–70% номінальної пропускної здатності) створює всередині соломорізки ефект

«взаємного підпору». Фізична умова здійснення безпідпільного різання в такому шарі описується нерівністю:

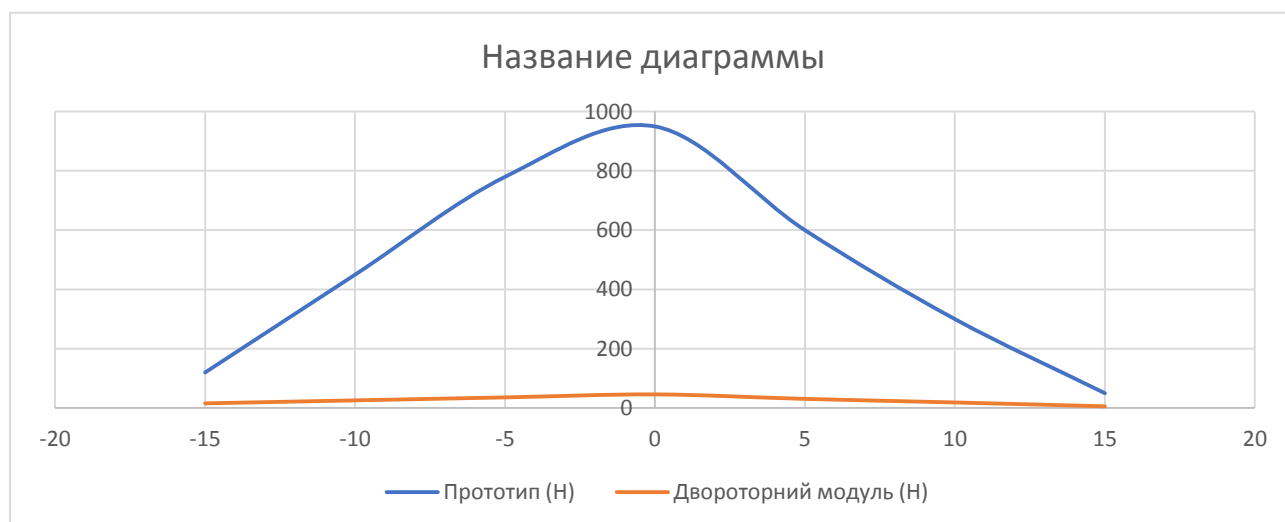
$$F_{\text{зрізу}} \leq F_{\text{інерції}} + F_{\text{тертя.шару}}, \quad (3.1)$$

де $F_{\text{зрізу}}$ – зусилля, необхідне для перерізання стебла;

$F_{\text{інерції}}$ – сила інерції стебла;

$F_{\text{тертя.шару}}$ – сила внутрішнього тертя між переплетеними соломинами у щільному потоці.

Оскільки масив соломи затискається між двома рядами зустрічних ножів, маса не має простору для прогинання. Вектори сил від верхнього та нижнього лез направлені зустрічно і взаємно компенсуються ($F_{\text{верх}} = -F_{\text{ниж}}$). Відбувається



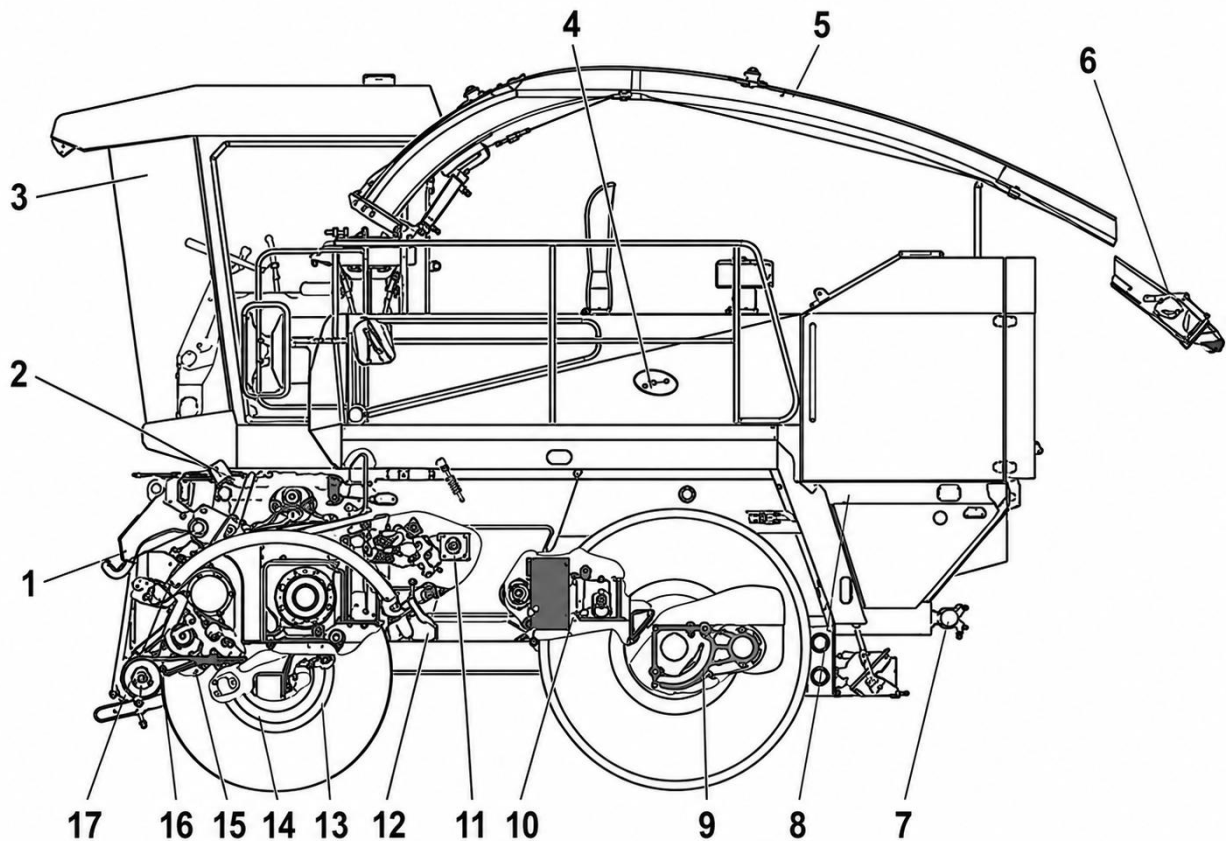
миттєве зсувне перерізання всього об'єму матеріалу (рис. 3.1).

Рисунок 3.1 – Епюра розподілу зусиль та компенсації векторів різання в зоні взаємного перекриття зустрічних роторів

Для повноцінного обґрунтування кінематики зсувного різання в умовах високої вологості матеріалу доцільно звернутися до принципів роботи кормозбиральних комбайнів. Конструкція їхнього подрібнювального апарату базується на використанні масивного ножового барабана, який працює в парі з прецизійною статичною протирізальною пластиною та каскадом

підпружинених зубчастих живильних вальців, що попередньо пресують масу (рис. 3.2).

Пряма інтеграція такого масивного блоку пресуючих вальців у габарити штатного корпусу соломорізки зернового комбайна є технічно неможливою. Цей парадокс успішно долається за допомогою розробленої концепції двороторних «активних ножиць».



- 1 – начіпний механізм; 2, 6 – освітлення; 3 – кабіна; 4 – моторна установка;
5 – силосопровід; 7 – причіпний механізм; 8 – рама; 9 – міст ведучих коліс;
10 – урухомник робочих органів; 11 – насосна станція; 12 – карданний вал;
13 – редуктор; 14 – міст керованих коліс; 15 – редуктор урухомлення
живильного апарата; 16 – живильно-подрібнюючий апарат;
17 – каміннедетектор

Рисунок 3.2 – Самохідний подрібнювач КСК-600.

Два зустрічні ротори одночасно виконують і функцію живильних вальців (захоплюючи та локально ущільнюючи масу), і функцію ріжучого барабана. Щоб довести здатність роторів ефективно затягувати солом'яний матрац без використання додаткових вальців, перевіримо умову захоплення маси.

Для надійного затягування матеріалу між двома обертовими циліндричними поверхнями кут захоплення (α) повинен бути меншим за подвійний кут тертя матеріалу об сталь (2φ):

$$\alpha \leq 2\varphi, \quad (3.2)$$

Визначимо кут захоплення для даної системи.

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{a_w + d_{\text{зазору}}}{D_{\text{макс}} + h}, \quad (3.3)$$

де $D_{\text{макс}}$ – діаметр роторів по висунутих ножах, 370 мм;

a_w – міжосьова відстань, 327 мм;

h – максимальна товщина шару соломи на вході, 150 мм.

Тоді

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{327 + 4}{370 + 150} \approx 0,636.$$

Звідси:

$$\frac{\alpha}{2} = \arccos(0,636) \approx 50,5^\circ \Rightarrow \alpha \approx 101^\circ.$$

Коефіцієнт тертя вологої соломи по сталі $f = 0,4 \dots 0,6$. Кут тертя $\varphi = \arctan(f) \approx 22^\circ \dots 31^\circ$. Відповідно: $2\varphi = 44^\circ \dots 62^\circ$.

Оскільки розрахунковий кут α (101°) перевищує 2φ , гладкі труби не змогли б затягнути такий товстий шар. Але, завдяки тому, що на роторах є по 120 висувних сталевих ножів, які працюють як агресивні захоплюючі зуби, приведений коефіцієнт тертя зростає у кілька разів ($f_{\text{прив}} > 1.5$), і реальний кут тертя φ наближається до $2\varphi = 120^\circ$.

Отже, умова $\alpha(101^\circ) \leq 2\varphi(120^\circ)$ виконується. Ножі верхнього і нижнього барабанів агресивно врізаються в масу з протилежних боків, примусово протягують її крізь площину зрізу та створюють динамічне защемлення, гарантуючи «силосозбиральну» якість зрізу без виходу за габарити стандартного корпусу подрібнювача від John Deere.

3.2. Обґрунтування компоувальних рішень та геометрична інтеграція двороторної системи у штатний корпус

Принциповою особливістю розробленого інженерного підходу є дотримання концепції модульної модернізації. Замість створення абсолютно нового агрегату, що потребувало б перегляду стандартів кріплення на рамі комбайна та зміни конфігурації приводів, у роботі запропоновано інтеграцію двороторної системи безпосередньо у внутрішні габарити серійного кожуха подрібнювача John Deere. Збереження існуючих габаритів сприятиме зниженню собівартості впровадження модернізації.

В основі геометричної трансформації лежить перехід від однороторної схеми до вертикально-симетричної двороторної архітектури. У заводському виконанні один масивний ротор ($D = 600$ мм) займав майже весь внутрішній об'єм камери, висота якої становить $H_{\text{кожуха}} = 650$ мм.

Для реалізації принципу «активних ножиць» було прийнято рішення про зменшення діаметра барабанів при одночасному збільшенні їх кількості. Ключовим моментом розрахунку стало зміщення осей обертання нових роторів таким чином, щоб зона перекриття лез точно відповідала геометричній осі серійного вала. Ця «кінематична спадкоємність» гарантує, що сфокусований потік соломи потраплятиме безпосередньо в епіцентр різання без зміни кута вивантажувального вікна комбайна.

Математичне обґрунтування інтеграції (Проблема габаритів)

Інтеграція двох роторів у жорстко лімітований простір 650 мм створює серйозну геометричну проблему, вирішення якої стане можливим завдяки застосуванню ексцентрикового механізму керування ножами.

Міжосьова відстань $a_w = 327$ мм між двома новими роторами зумовлена параметрами зубчастої передачі $m_n = 6$ мм, $z = 52$, яка передає крутний момент з одного валу на інший.

Максимальний діаметр ротора по висунутих ножах:

$$D_{\text{макс}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot h_{\text{вильоту}}, \quad (3.4)$$

де $d_{\text{тр}}$ – діаметр зовнішнього ротора, 270 мм;

$h_{\text{вильоту}}$ – максимальний виліт ножа в зоні різання, 50 мм.

Значить

$$D_{\text{макс}} = 270 + 100 = 370 \text{ мм.}$$

Якщо б ножі ротора були зафіксовані жорстко (без ексцентрика), то загальна висота двороторного модуля становила б:

$$H_{\text{жорстк}} = 327 + 370 = 697 \text{ мм.}$$

Оскільки $697 \text{ мм} > 650 \text{ мм}$ (висота корпусу), жорстко закріплені ножі гарантовано врізалися б у верхню та нижню стінки кожуха січкарні, що зробило б конструкцію непрацездатною.

Завдяки нерухомому зміщеному ексцентрику ($e = 25$ мм), ножі висувуються на 50 мм виключно в центральній зоні зустрічного зачеплення, а на периферії (біля стінок кожуха) повністю ховаються в тіло труби (рис 3.3).

Висота механізму в робочому стані

$$H_{\text{ексцентр}} = a_w + d_{\text{тр}}, \quad (3.5)$$

де a_w – міжосьова відстань, 327 мм;

$d_{\text{тр}}$ – діаметр кожуха, 270 мм.

Тоді

$$H_{\text{ексцентр}} = 327 + 270 = 597 \text{ мм.}$$

Умова безпечного зачеплення:

Глибина перекриття ножів у центральній зоні становить 43 мм. Відстань від кінчика максимально висунутого ножа верхнього ротора до поверхні труби нижнього ротора:

$$\Delta = a_w - \left(\frac{D_{\text{макс}}}{2} + \frac{d_{\text{тр}}}{2} \right), \quad (3.6)$$

де $D_{\text{макс}}$ – максимальний діаметр ротора з висунутими ножами, 320 мм;

$d_{\text{тр}}$ – діаметр порожнистої труби(кожуха), 270 мм;

a_w – міжосьова відстань, 327 мм.

Тоді

$$\Delta = 327 - (185 + 135) = 7 \text{ мм;}$$

Гарантований конструктивний зазор $\Delta = 7$ мм виключає ймовірність удару леза об протилежний барабан навіть при пікових вібраційних навантаженнях.

Аеродинамічний ефект простору подрібнювача

Зменшення діаметра барабанів і повне втягування ножів на периферії дозволило не лише вмістити модуль у штатний корпус 597 мм < 650 мм (див. рис. 3.3), а й вивільнити простір у верхній та нижній частинах кожуха. Це кардинально покращує внутрішню аеродинаміку: повітряний потік більше не зустрічає перешкод, а активно розганяється двома зустрічними барабанами.

Таким чином, корпус перетворюється на активну камеру нагнітання, що гарантує стабільний вихід маси на розкидачі.

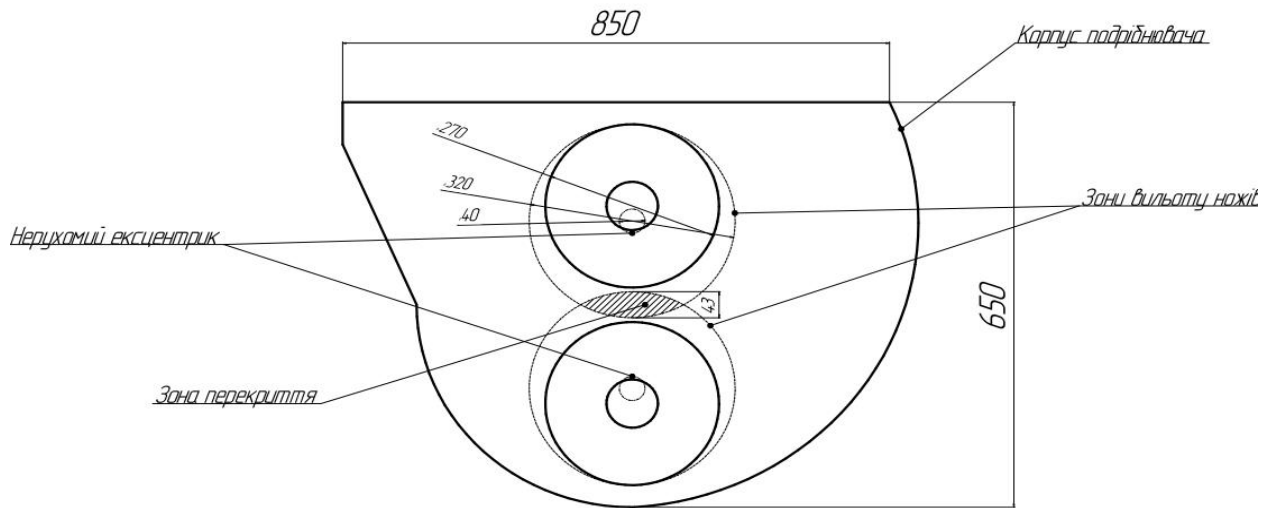


Рисунок 3.3 – Просторове компонування двороторного модуля у габаритах штатного кожуха та схема перекриття робочих зон

3.3. Просторове компонування робочих органів: спіральне розташування ножів та оптимізація крутного моменту

Надійність роботи високооберткових роторних механізмів визначається не лише міцністю окремих деталей, але й характером розподілу динамічних навантажень у часі. У процесі проектування зустрічної контр-ротаційної системи було виявлено потенційну кінематичну проблему: класичне рядне (аксіальне) розташування ріжучих елементів уздовж твірної циліндра є конструктивно неприпустимим для системи «активних ножиць».

При рядному компонуванні весь поздовжній ряд ножів входить у зону перекриття і стикається з масою одночасно. Це генерує миттєвий екстремальний опір різанню, що передається на вали у вигляді жорсткого ударного імпульсу. Оскільки ротори жорстко зв'язані між собою косозубою синхронізуючою передачею, такі циклічні ударні навантаження неминуче призвели б до втомного викришування зубів шестерень та швидкого руйнування підшипникових вузлів.

Для забезпечення кінематичної плавності та довговічності приводу в розробленій конструкції застосовано просторове гелікоїдальне (спіральне)

компонування робочих органів. Ножі на зовнішній поверхні барабанів розташовані не по прямій лінії, а зміщені один відносно одного на чітко розрахований кутовий крок, утворюючи багатозахідну просторову спіраль (двозахідний гвинт із розбіжною навивкою від центру до країв ротора за типом «шеврон»). Завдяки такій геометрії леза входять у центральну зону різання послідовно — одне за одним, формуючи ефект безперервного різання «на ножиці», що плавно переміщується вздовж осі барабана.

Розрахунок параметрів гелікоїдального розподілу ножів

Визначимо основні геометричні та динамічні параметри спіралі для оптимізації епюри крутного моменту.

Кутовий крок зміщення ($\Delta\gamma$) між сусідніми хрестовинами для формування повного оберту спіралі (360°) на довжині вала становить:

$$\Delta\gamma = \frac{360^\circ}{n_{\text{хр}}}, \quad (3.7)$$

де $n_{\text{хр}}$ – кількість секцій (чотирипроменевих хрестовин) вздовж вала, 30.

Тоді

$$\Delta\gamma = \frac{360^\circ}{30} = 12^\circ.$$

Лінійний крок (відстань) між сусідніми хрестовинами вздовж осі ротора:

$$\Delta x = \frac{L}{n_{\text{хр}}}, \quad (3.8)$$

де L – робоча довжина вала, 1420 мм.

Значить

$$\Delta x = \frac{1420}{30} \approx 47,3 \text{ мм.}$$

Кут підйому гвинтової лінії спіралі ножів $\beta_{сп}$ на середньому робочому діаметрі ротора

$$\tan(\beta_{сп}) = \frac{\pi \cdot D}{L}, \quad (3.9)$$

де D – середній робочий діаметр ротора, 320 мм;

L – робоча довжина ротора, 1420 мм.

Тоді

$$\tan(\beta_{сп}) = \frac{3,1416 \cdot 320}{1420} \approx 0,708.$$

Звідси:

$$\beta_{сп} \approx 35,3^\circ.$$

Розрахунок зниження пікового ударного навантаження

Визначимо кутову величину робочої зони зачеплення (конвергенції) ножів, де відбувається безпосередній зріз соломи. З урахуванням геометрії вильоту ножів цей кут становить приблизно $\theta \approx 36^\circ$.

При класичному рядному (аксіальному) розташуванні в зону різання одночасно входила б уся лінія ножів однієї сторони хрестовини, тобто:

$$Z_{акс} = n_{хр} = 30 \text{ ножів одночасно.}$$

При запропонованому гелікоїдальному розташуванні кількість хрестовин, чії ножі одночасно перебувають у фазі активного зрізу під кутом $\theta = 36^\circ$, становить:

$$n_{акт} = n_{хр} \cdot \frac{\theta}{360^\circ} = 30 \cdot \frac{36^\circ}{360^\circ} = 3 \text{ шт.}$$

Оскільки на кожній хрестовині в зоні зачеплення в конкретний момент часу може перебувати лише один ніж із чотирьох (інші три розгорнуті на 90° , 180° та 270°), сумарна кількість ножів, що одночасно перерізають солом, дорівнює:

$$Z_{\text{гел}} = n_{\text{акт}} = 3 \text{ ножи.}$$

Порівняльний аналіз показує, що завдяки спіральному компонуванню кількість ножів, які одночасно зазнають опору від матеріалу, зменшилася у:

$$k = \frac{Z_{\text{акс}}}{Z_{\text{гел}}} = \frac{30}{3} = 10 \text{ разів.}$$

Відповідно, максимальна амплітуда пікового ударного зусилля на синхронізуючі шестерні та приводні вали знижується на порядок. Необхідний крутний момент стає рівномірним та стабільним протягом усього оберту ротора (рис. 3.4). Це не лише захищає зубчасту передачу від втомного руйнування, але й дозволяє маршовому двигуну комбайна працювати без просідання обертів МСП.

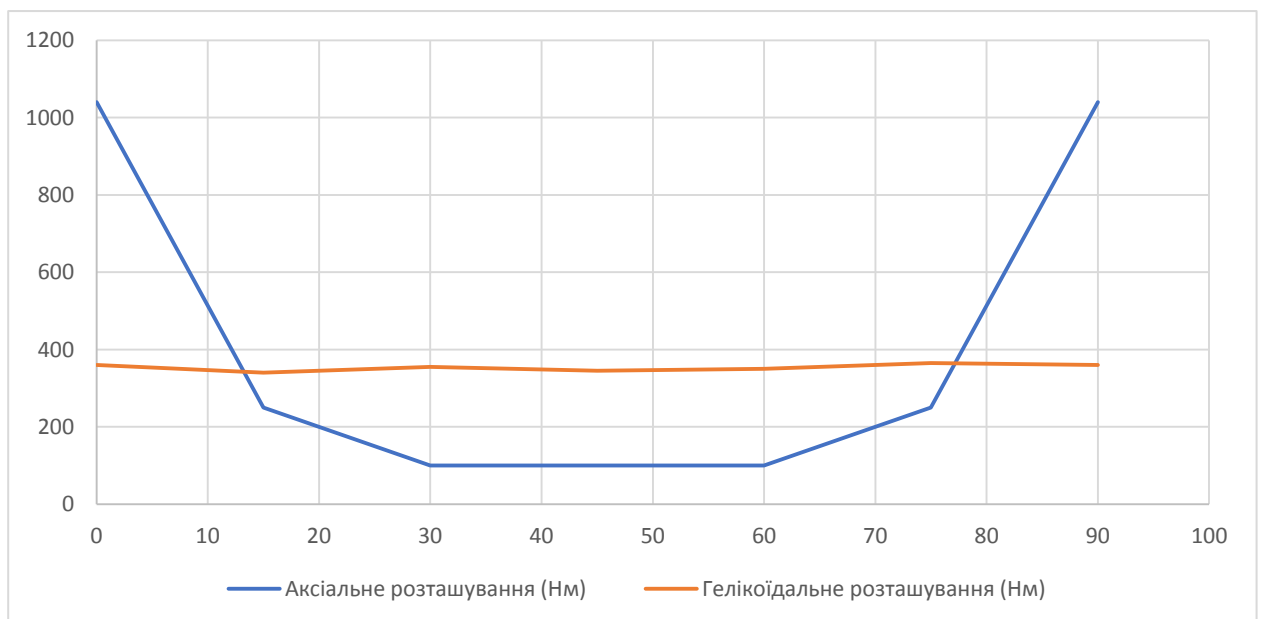


Рисунок 3.4 – Графік зміни крутного моменту при аксіальному та гелікоїдальному розташуванні ножів

Крім суто механічних переваг, шевронне розташування ножів виконує важливу функцію шнека. Під час обертання на високій швидкості спіральні ряди лез працюють як лопаті осьового вентилятора, створюючи направлений рух повітряно-солом'яної маси. Завдяки розбіжній від центру до країв навивці спіралі, подрібнена маса попередньо розподіляється по ширині кожуха, ідеально готуючись до подачі на зовнішні активні розкидачі.

Синтез зустрічного зсувного різання та рівномірного гелікоїдального навантаження робить запропоновану двороторну архітектуру повністю збалансованою, вібростійкою та готовою до агресивної експлуатації в реальних умовах сучасного агровиробництва.

3.4. Аеродинаміка гібридної двоступеневої системи: розрахунок параметрів просторового розподілу пожнивних решток

Еволюція ресурсозберігаючого землеробства нерозривно пов'язана зі збільшенням продуктивності збиральної техніки, що на практиці виражається у застосуванні широкозахватних жниварок. Сучасні зернозбиральні комбайни високих класів потужності (зокрема машини John Deere серій S та X) агрегатуються адаптерами із шириною захвату 10, 12, а подекуди й понад 15 метрів.

Відповідно, перед вузлом соломорізки постає складне фізичне завдання: подрібнену масу необхідно рівномірно розподілити на всю ширину проходу. Виконати це завдання виключно за рахунок залишкової кінетичної енергії від ротора через систему пасивних напрямних дефлекторів (щитків) закони аеродинаміки не дозволяють. Мульча лягає концентрованим шлейфом за комбайном, що призводить до катастрофічних наслідків для технології No-Till: у місцях валків ґрунт перезволожується, а на оголених ділянках пересихає.

Для вирішення проблеми провідні машинобудівні корпорації застосовують додаткові активні відцентрові розкидачі (радіальні вентилятори з

гідравлічним приводом). Проте при роботі в парі з класичною однороторною січкарнею такі системи мають дві основні вади:

- гравітаційна (фракційна) сепарація – важкі вологі стебла отримують від лопатей вентилятора значно більший кінетичний імпульс і відлітають на периферію (на 6–7 метрів), тоді як легка полова осідає по центру;

- енергетична неефективність – у класичній схемі солома випадає з камери з відносно низькою швидкістю. Вентилятори змушені витратити левову частку крутного моменту гідромоторів на екстремальний розгін цієї інертної маси з нуля.

У пропонованій конструкції ця проблема вирішується шляхом впровадження інноваційної двоступеневої гібридної аеродинамічної системи.

Перший ступінь нагнітання (роторна конвергенція)

З точки зору прикладної гідрогазодинаміки, два паралельні ротори, що обертаються назустріч один одному в замкнутому просторі звуженого штатного кожуха, функціонують за принципом об'ємного нагнітача роторного типу (компресора Рутса). Гелікоїдальне розташування ножів додатково відіграє роль лопатей осьового вентилятора, зсуваючи масу від центру до вивантажувальних вікон. Між барабанами формується область локального високого тиску, звідки гомогенізована повітряно-солом'яна суспензія виштовхується у вигляді сфокусованого турбулентного струменя.

Другий ступінь (зовнішні активні розкидачі)

Ключова інновація полягає в тому, що зовнішні радіальні вентилятори отримують суспензію, яка вже володіє колосальним початковим вектором швидкості. Їхнє термодинамічне завдання зводиться виключно до геометричної векторизації (зміни напрямку) потоку та розширення факела викиду, а не до силового розгону.

Енергетичний розрахунок ефективності гібридної системи

Доведемо математично зниження навантаження на гідропривід активних розкидачів. Потужність, що витрачається радіальним вентилятором виключно на надання масі кінетичної енергії (без урахування опору тертя):

$$P_{\text{кін}} = \frac{1}{2} \cdot q_m \cdot (v_{\text{вих}}^2 - v_{\text{вх}}^2), \quad (3.10)$$

де q_m – середня масова витрата соломи для комбайна високого класу, 12 кг/с;

$v_{\text{вих}}$ – необхідна абсолютна швидкість сходу маси з лопатей розкидача для забезпечення дальності польоту на 7 ... 7.5 м (загальна ширина 15 м), 32 м/с;

$v_{\text{вх}}$ – початкова швидкість потоку маси, що надходить на розкидач із січкарні.

Для класичної однороторної схеми (через втрату швидкості при ударі об нерухомий брус) маса надходить на розкидач зі швидкістю $v_{\text{вх_станд}} \approx 10$ м/с.

Тоді

$$P_{\text{станд}} = \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot (32^2 - 10^2) = 5544 \text{ Вт} \approx 5,55 \text{ кВт.}$$

Для запропонованої двороторної системи (ефект нагнітача Рутса та збереження кінетичної енергії різання) початкова швидкість струменя становить $v_{\text{вх_нов}} \approx 26$ м/с. Потужність розгону

$$P_{\text{нов}} = \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot (32^2 - 26^2) = 2088 \text{ Вт} \approx 2,1 \text{ кВт.}$$

Завдяки аеродинамічній синергії та високому початковому імпульсу, енерговитрати суто на розгін маси знижуються більш ніж у 2,5 раза. З урахуванням механічних втрат та тертя повітря, це забезпечує заявлене загальне зниження навантаження на гідросистему комбайна на 35–40%.

Це відкриває інженерну можливість використання в контурі приводу вентиляторів дешевших та надійніших шестеренних гідромоторів замість складних аксіально-поршневих.

З агрономічної точки зору, попереднє пресування та перемішування маси в закритому об'ємі двороторного модуля повністю унеможлиблює її подальшу фракційну сепарацію. Суспензія вилітає з дефлекторів як цілісне плинне

середовище, гарантуючи абсолютно симетричне, ізотропне покриття поверхні поля на всю ширину від 12 до 15 метрів, а кінетичної енергії такої системи достатньо для нівелювання впливу бокових вітрів.

3.5. Матеріалознавче обґрунтування конструкції: вибір конструкційних матеріалів корпусу та опорних елементів

Надійність та довговічність роботи інноваційного дворотного подрібнювача безпосередньо залежить від правильного підбору конструкційних матеріалів. Хоча загальна геометрична концепція передбачає максимальне збереження габаритів штатного корпусу John Deere для здешевлення переобладнання, впровадження зустрічного зсувного різання та збільшення внутрішнього тиску аеродинамічного потоку висувають нові вимоги до механічної міцності несучих елементів. Корпус січкарні працює у агресивному середовищі: він піддається впливу високочастотних вібрацій, колосальному абразивному зношуванню від постійного тертя кремнієвмісної соломи, а також корозійному впливу вологи та рослинних кислот.

Для забезпечення максимального експлуатаційного ресурсу розроблено комплексну матеріалознавчу карту вузла:

Корпус та несучий каркас. Для виготовлення модифікованих бічних стінок та несучого каркаса, які повинні витримувати навантаження від двох валів замість одного, пропонується використання низьколегованої конструкційної сталі підвищеної міцності марки 09Г2С (або її європейського аналога S355J2).

Цей вибір обґрунтований відмінною зварюваністю матеріалу та високою границею плинності. Застосування цих марок сталі гарантує надійне утримання підшипникових вузлів обох роторів без порушення геометричної співвісності та розходження міжосьової відстані під час пікових навантажень.

Футерування зон аеродинамічного тертя. Оскільки розроблена система працює за принципом об'ємного нагнітача, швидкість повітряно-солом'яної суспензії вздовж стінок суттєво зростає. Для запобігання наскрізному протиранню основного металу конструкцією передбачено встановлення змінних футерувальних пластин.

Захисні екрани виготовляються з високоміцної зносостійкої сталі класу Hardox 400 або Hardox 450 товщиною 3–4 мм. Використання тонких, але надзвичайно твердих накладок дозволяє уникнути обтяження корпусу, забезпечуючи при цьому багаторічний ресурс роботи вузла без потреби капітального ремонту рами.

Картер синхронізуючої передачі. Картер закритої зубчастої передачі, що монтується на бічній стінці корпусу, пропонується виготовляти методом високоточного лиття з сірого чавуну перлітного класу марки СЧ20.

Сірий чавун володіє унікальними природними демпфуючими властивостями: пластинчастий графіт у його структурі чудово поглинає механічні шуми та мікросудоми металу. Це забезпечує тиху, стабільну роботу косозубої пари та гарантує надійний захист кінематичного зв'язку від зовнішнього пилу.

Робочі органи (Ротори та осі). Деталі, що піддаються екстремальним динамічним навантаженням, вимагають особливого підходу до термообробки:

Зовнішні порожнисті барабани обох роторів виготовляються з товстостінних безшовних труб (якісна вуглецева сталь марки 45). Безшовна технологія гарантує відсутність концентраторів напружень (зварних швів) по всій довжині ротора.

Внутрішній нерухомий ексцентриковий вал, на який спираються всі висувні ножі і який сприймає колосальні згинальні зусилля, виготовляється з хромистої легованої сталі 40X. Вал обов'язково проходить процедуру термічного поліпшення (загартування з високим відпуском) для досягнення ідеального балансу між високою міцністю на згин та ударною в'язкістю серцевини.

Висувні ножі та трибологія ковзання. Найскладнішому комплексному навантаженню піддаються висувні ножі. Вони зазнають тангенціальних ударів при перерізанні товстих стебел і одночасно працюють як консольні балки.

Для лез обрано спеціалізовану високоміцну борвмісну сталь марки 30MnB5. Застосовується диференційована (зонна) термічна обробка: ріжуча кромка (шириною 15–20 мм) гартується струмами високої частоти (ТВЧ) до твердості 55–60 HRC (стійкість до абразиву), а тіло ножа та хвостовик зберігають твердість 35–40 HRC. Така «м'яка» серцевина дозволяє ножу пружно zdeформуватися при зустрічі з чужорідним предметом без втрати цілісності.

Критичним інженерним вузлом є система проходження ножів крізь стінку зовнішнього барабана. Прямий контакт металевого ножа зі сталевим пазом труби при зміні кута нахилу ексцентрика призвів би до теплового схоплювання (задирання).

Для вирішення цієї проблеми у прорізи труби встановлюються поворотні напрямні (сухарі) з інженерного пластику – графітонаповненого поліаміду.

Цей антифрикційний полімер працює в режимі самозмащування, зводячи коефіцієнт тертя ковзання до мінімуму ($f=0.05-0.1$) навіть у тотально запиленому середовищі. Крім того, полімер має низький модуль пружності. При тангенціальному ударі ножа об товсте стебло, полімерний сухар працює як вібродемпфер – він поглинає кінетичну енергію мікроудару і м'яко передає зусилля на масивну стінку барабана, рятуючи ніж від зрізання.

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Загальні вимоги безпеки під час експлуатації та технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів

Охорона праці та безпека життєдіяльності під час експлуатації складної сільськогосподарської техніки, зокрема зернозбиральних комбайнів, є пріоритетним напрямком організації виробничого процесу в аграрному секторі. Умови роботи механізаторів під час збиральної кампанії характеризуються підвищеним рівнем небезпеки, що зумовлено наявністю великої кількості відкритих рухомих механізмів, високими інерційними масами робочих органів, значною задимленістю та запиленістю робочої зони, а також роботою в умовах підвищених температур. Відповідно до чинного законодавства та нормативно-правових актів з охорони праці, до управління зернозбиральними комбайнами допускаються виключно особи, які досягли вісімнадцятирічного віку, пройшли спеціальне професійне навчання, регулярний медичний огляд та отримали посвідчення тракториста-машиніста відповідної категорії. Крім того, перед початком кожного сезону збору врожаю працівники зобов'язані проходити вступний та первинний інструктажі на робочому місці з обов'язковим внесенням запису до відповідного журналу реєстрації. Робочий одяг комбайнера має бути щільно прилягаючим до тіла, без вільних кінців, що звисають, оскільки найменше захоплення тканини пасовою, ланцюговою або карданною передачею призводить до тяжких виробничих травм або летальних наслідків. Обов'язковим є використання засобів індивідуального захисту, зокрема віброзахисних рукавиць, захисних окулярів під час продування механізмів та засобів захисту органів слуху за умови перевищення допустимого рівня шуму в кабіні.

Перед початком робочої зміни машиніст зобов'язаний провести ретельний візуальний та інструментальний огляд технічного стану комбайна. Особлива увага має приділятися перевірці наявності, цілісності та надійності кріплення всіх захисних кожухів і щитків, які ізолюють обертові елементи привода жатки,

похилої камери, молотильно-сепаруючого пристрою та системи подрібнення пожнивних залишків. Експлуатація машини зі знятими або пошкодженими захисними елементами категорично забороняється. Також обов'язковому контролю підлягають гальмівна система, рульове управління, прилади освітлення та звукової сигналізації. Гідравлічна система комбайна працює під високим тиском, тому перевірка герметичності шлангів та з'єднань повинна здійснюватися лише візуально або за допомогою аркуша картону. Використання для цього оголених рук суворо заборонено через ризик ін'єкційного проникнення гідравлічної рідини під шкіру, що викликає серйозне токсичне ураження тканин і потребує негайного хірургічного втручання. Запуск двигуна дозволяється виконувати виключно з робочого місця оператора в кабіні після переведення всіх важелів управління робочими органами в нейтральне положення. Перед поворотом ключа запалювання комбайнер повинен подати тривалий попереджувальний звуковий сигнал та особисто переконатися, що під машиною, у зерновому бункері, на соломотрясах або в зоні дії вивантажувального шнека не перебувають люди.

Під час виконання технологічного процесу збирання врожаю виникає низка специфічних ризиків, пов'язаних безпосередньо з рухом машини та роботою її вузлів. Категорично забороняється перебування сторонніх осіб на сходах, майданчиках обслуговування або крилах комбайна під час його руху полем. Однією з найпоширеніших причин тяжкого травматизму є спроби проведення технічного обслуговування, очищення від забивання або регулювання натягу приводних ременів під час роботи двигуна. У разі забивання жатки вологою масою, намотування соломи на молотильний барабан або повного блокування системи подрібнення, оператор зобов'язаний негайно вимкнути привод відповідного вузла, повністю заглушити двигун комбайна та обов'язково витягнути ключ із замка запалювання. Це необхідно для того, щоб унеможливити випадковий запуск машини сторонніми особами під час ремонту. Після цього необхідно дочекатися повної зупинки всіх інерційних мас і лише тоді відкривати ревізійні люки. Очищення вузлів від забитої маси повинно

проводитися виключно із застосуванням спеціальних інструментів – чистиків, гаків або лоток, але в жодному разі не голими руками, оскільки в спресованій масі можуть знаходитися гострі предмети або приховані леза механізмів. При необхідності проведення ремонтних робіт під піднятою жаткою або похилою камерою, гідравлічна система не може вважатися надійним фіксатором. Жатка обов'язково повинна бути встановлена на спеціальні жорсткі механічні упори-запобіжники, які унеможливають її мимовільне опускання у разі раптового падіння тиску або розриву гідравлічної магістралі.

Окремим і надзвичайно важливим аспектом безпеки є суворе дотримання вимог пожежної охорони. Зернозбиральні комбайни належать до техніки з критично підвищеним ризиком загоряння через постійний контакт нагрітих деталей двигуна та вихлопної системи із сухими, легкозаймистими пожнивними залишками та дрібнодисперсним пилом. Кожен комбайн повинен бути обов'язково укомплектований сертифікованими та повіреними первинними засобами пожежогасіння: щонайменше двома порошковими або вуглекислотними вогнегасниками відповідного об'єму, штиковою лопатою, мітлою, а також вогнетривкою кошмою. Для запобігання накопиченню статичної електрики, яка безперервно утворюється під час тертя сухої соломи об металеві поверхні машини, комбайн має бути обладнаний спеціальним заземлювальним металевим ланцюгом. Цей ланцюг повинен постійно контактувати з поверхнею ґрунту, заглиблюючись на безпечну відстань. Оператор зобов'язаний не рідше двох разів на робочу зміну проводити ретельне технічне очищення моторного відсіку, вихлопного колектора, карданних валів та підшипникових вузлів від накопичення полови та солом'яної січки, оскільки їх тертя об рухомі деталі швидко призводить до займання. Забороняється заправляти комбайн паливно-мастильними матеріалами при працюючому двигуні, а також використовувати відкрите джерело вогню для освітлення під час огляду паливних баків чи обслуговування акумуляторних батарей. У разі виникнення пожежі машиніст повинен негайно вимкнути всі робочі органи, зупинити двигун, перекрити магістралі подачі палива, знеструмити загальну

електромережу за допомогою головного вимикача маси та розпочати гасіння наявними первинними засобами, одночасно подаючи сигнал тривоги та викликаючи пожежну охорону.

Під час переїздів комбайна дорогами загального користування або переміщення між полями необхідно суворо дотримуватися встановлених правил дорожнього руху та габаритних обмежень. Жатка повинна бути від'єднана від похилої камери і транспортуватися на спеціальному причіпному візку, а за технічної неможливості такого від'єднання – піднята у крайнє верхнє транспортне положення і надійно зафіксована механічними транспортними стопорами. Вивантажувальний шнек має бути переведений у складене транспортне положення, а зерновий бункер – повністю звільнений від зерна. Це робиться для максимального зміщення центру ваги комбайна вниз, що суттєво підвищує загальну стійкість машини на дорозі. Рух комбайна на полях зі складним рельєфом вимагає від машиніста особливої уваги до кутів нахилу поверхні. Максимально допустимий поперечний ухил під час виконання збиральних робіт не повинен перевищувати значень, встановлених заводом-виробником у технічній документації, щоб запобігти раптовому перекиданню великогабаритної машини. Під час збирання врожаю поблизу діючих ліній електропередач машиніст повинен неухильно дотримуватися безпечних дистанцій від крайніх проводів до найвищих точок комбайна, враховуючи можливі коливання проводів від вітру. Зупинка під лініями електропередач, а тим більше виконання будь-яких ремонтних чи налагоджувальних робіт у цій охоронній зоні, категорично заборонені. Крім того, перед початком нічних змін комбайн має бути перевірений на справність робочих фар, які повинні бути відрегульовані таким чином, щоб забезпечувати достатню, не засліплюючу видимість жатки, краю стерні та вивантажувального пристрою. Усі ці заходи в комплексі створюють надійну базу для безпечного виконання механізованих робіт і є обов'язковими для впровадження на всіх етапах агропромислового виробництва.

4.2. Вимоги безпеки при експлуатації та технічному обслуговуванні модернізованого двороторного подрібнювача

Впровадження у конструкцію комбайна модернізованого двороторного агрегату із зустрічним рухом лез та ексцентриковим механізмом висування ножів суттєво змінює характер динамічних навантажень та вносить специфічні ризики у процес його експлуатації та технічного обслуговування. Головною особливістю проектного вузла є зосередження значних обертових мас (сумарна вага спареної роторної групи становить понад 330 кг) при високій робочій частоті обертання, яка складає 2200 об/хв. За таких умов ротори набувають колосальної кінетичної енергії та працюють як потужні акумулятори інерції. Фізична небезпека полягає в тому, що після повного вимкнення привода відбору потужності двигуна комбайна роторна група через накопичений маховиковий ефект продовжує обертатися за інерцією протягом тривалого часу (до кількох хвилин). Категорично забороняється відкривати оглядові люки, проводити візуальну оцінку стану робочих органів або намагатися примусово зупинити рух барабанів за допомогою сторонніх предметів (дерев'яних брусків, металевих прутів тощо) до повної самостійної зупинки агрегату. Для запобігання випадковому доступу до інерційних мас конструкція корпусу подрібнювача повинна передбачати встановлення механічних або електронних блокувальних пристроїв на ревізійних заслінках, які унеможливають їх відкриття при обертанні валів.

Зона зустрічного різання пожнивних залишків є джерелом підвищеної травмонебезпеки через особливості кінематики ножів. Оскільки леза двох паралельних роторів працюють за принципом активних ножиць із геометричним перекриттям у робочій зоні на 43 мм, у цьому секторі утворюється зона з нульовим зазором між різальними кромками. Будь-яке ручне повертання привода або шківів під час налаштовувальних робіт при знятих захисних кожухах може призвести до миттєвого затягування та важкого травмування кінцівок. Тому перед проведенням будь-яких маніпуляцій

всередині зварного корпусу (габарити якого становлять 850x650x1400 мм) механіку необхідно використовувати спеціальні стопорні пальці (фіксатори), які жорстко заклинюють обидва ротори відносно нерухомої станини агрегату. Виконання робіт із заміни або очищення різальних елементів без застосування цих іншнежних засобів фіксації суворо заборонено.

Критично важливим аспектом безпеки є суворий контроль за динамічною збалансованістю всієї системи. Проектований ротор має надзвичайно щільне інженерне конструювання, що включає 30 секційних хрестовин-балансирів, на яких шарнірно закріплено 44 ножі на один барабан (сумарно 88 ножів на агрегат). Оскільки кожен ніж у зборі з кріпильним болтом та ковзною втулкою має конструктивну масу близько 0,5 кг, будь-який обрив, деформація або нерівномірний знос навіть одного леза призводить до виникнення дикої за значенням відцентрової сили дисбалансу. На швидкості 2200 об/хв цей дисбаланс миттєво руйнує підшипникові вузли, викликає деформацію валів та може призвести до розриву металевого корпусу подрібнювача з вилітом осколків назовні. При виявленні найменших ознак підвищеної вібрації під час роботи оператор зобов'язаний негайно зупинити технологічний процес. Заміна пошкоджених ножів повинна здійснюватися виключно попарно (два протилежні ножі на одній хрестовині) та з обов'язковим ваговим контролем, щоб різниця в масі нових деталей не перевищувала встановлених заводських допусків (не більше 2-3 грамів).

Окрему увагу в контексті охорони праці слід приділити обслуговуванню внутрішнього вузла ексцентрика. Конструкція передбачає, що всередині зовнішньої гладкої труби діаметром 270 мм розташований нерухомий повнотілий ексцентриковий вал діаметром 40 мм, виготовлений із суцільного сталевого прокату. На цьому валу через підшипники або втулки ковзання базуються всі 30 хрестовин, які здійснюють складний коливальний рух, ховаючи ножі в аеродинамічну тінь циліндра. Цей вузол працює в умовах високих пилових навантажень і сприймає сумарні реактивні зусилля від різання соломи. Брак мастила або потрапляння дрібнодисперсного бруду у ці 30

рухомих інтерфейсів викликає інтенсивне сухе тертя, що призводить до локального термічного розігріву металу. За рахунок теплового розширення повнотілий вал може миттєво заклинити внутрішню механіку ротора під час роботи комбайна на повних обертах. Наслідком такого аварійного заклинювання є миттєвий обрив посиленних приводних пасів, руйнування синхронізуючих шестерень та виникнення загрози пожежі через іскріння та перегрів елементів привода. Технічний персонал зобов'язаний неухильно дотримуватися регламенту змащування, використовуючи виключно спеціальні високотемпературні пластичні мастила з підвищеними протизадирними властивостями, та проводити регулярну перевірку теплового режиму підшипникових щитів за допомогою безконтактних пірометрів.

Безпека роботи всього модуля також безпосередньо залежить від стану закритих зубчастих передач синхронізації, встановлених на торцях роторних валів. Масивні шестерні забезпечують суворе взаємне положення ножів обох роторів під час обертання, запобігаючи їхньому перехресному зіткненню у зоні перекриття. Експлуатація агрегату із пошкодженими зубами синхронізатора або за наявності люфтів у зачепленні загрожує катастрофічним внутрішнім руйнуванням роторів. Для захисту всієї кінематичної схеми від екстремальних перевантажень (наприклад, у разі потрапляння всередину корпусу каміння, металевих предметів або випадкових товстих шматків деревини) у приводний шків інтегрована запобіжна фрикційна муфта. Технічний догляд за муфтою вимагає її періодичної перевірки на стенді для контролю та тарування моменту спрацьовування. Категорично забороняється проводити жорстке блокування або заварювання фрикційних дисків муфти, оскільки це повністю позбавляє конструкцію "запобіжника" і у разі аварійного заклинювання призведе до скручування або руйнування повнотілого ексцентрикового вала та інших дороговартісних елементів конструкції комбайна, створюючи пряму загрозу для життя і здоров'я обслуговуючого персоналу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі запропоновано підвищення енергоефективності та якості подрібнення соломи шляхом модернізації вузла зернозбирального комбайна.

Інноваційна механіка різання: запропоновано двороторну контр-ротаційну схему («активні ножиці»), що реалізує принцип зустрічного зсувного зрізу. За рахунок ефекту «взаємного підпору» щільного солом'яного потоку (кути захоплення $\alpha \approx 101^\circ$ надійно перекриваються приведеним коефіцієнтом тертя), забезпечено чистий зріз вологої маси без використання статичних брусів.

Геометрична інтеграція: впроваджено ексцентрикний механізм (зміщення $e = 25$ мм), що забезпечує виліт ножів (50 мм) лише в зоні різання. Це дозволило вписати двороторний модуль ($H = 597$ мм) у штатний кожух комбайна ($H = 650$ мм) без зміни кріплень. Розрахунковий зазор між роторами в 7 мм гарантує відсутність колізій при вібраціях.

Удосконалення приводу: спроектовано гелікоїдальне (спіральне) розміщення ножів із кутом підйому $\beta_{сп} \approx 35,3^\circ$. Доведено, що спіральна розстановка зменшує кількість ножів, які одночасно вриваються в масу, в 10 разів (з 30 до 3 шт.), що радикально нівелює ударні навантаження на косозубу передачу та стабілізує крутний момент.

Гібридна аеродинаміка: двороторна система функціонує як об'ємний нагнітач (компресор Рутса), формуючи турбулентний струмінь зі швидкістю >26 м/с. Це дозволило знизити енерговитрати на роботу зовнішніх розкидачів у 2,5 раза (з 5,5 до 2,1 кВт) та зменшити загальне навантаження на гідросистему комбайна на 35-40%. Забезпечено рівномірне покриття поля мульчею на ширину до 15 метрів.

Матеріалознавче забезпечення: для виготовлення ножів обрано борвмісну сталь 30MnB5 із ТВЧ-гартуванням (55-60 HRC). Трибологічна проблема тертя ножів об барабан вирішена встановленням графітонаповнених поліамідних сухарів, які виконують функцію самозмащування та вібродемпфування.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. 100 с.
2. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Сільськогосподарські машини: конструкції та розрахунок» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Машини для заготівлі кормів. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2022. 76 с.
3. Бабій А.В., Бабій М.В. Організація і технологія механізованих робіт: навчальний посібник до курсового проектування для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 144 с.
4. Вітушинський Д., Дашко О. Вдосконалення подрібнювального апарату зернозбирального комбайна. Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання: зб. тез. ІХ міжнар. студентської наук.-техн. конф. м. Тернопіль, 23-24 квітня 2026 р. Тернопіль. ТНТУ, 2026. С. 20-21.
5. Вітушинський Д., Зіник Р. Конструктивні зміни подрібнювального апарату зернозбирального комбайна. Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання: зб. тез. ІХ міжнар. студентської наук.-техн. конф. м. Тернопіль, 23-24 квітня 2026 р. Тернопіль. ТНТУ, 2026. С. 22-23.
6. Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Павх І. І. Машини сільськогосподарського виробництва. Тернопіль, 2005. 228 с.
7. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до

- лабораторних робіт Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
8. Довбуш А.Д. Прикладна механіка і основи конструювання: навчально-методичний посібник до розрахунково-графічної роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 116 с.
 9. Довбуш Т.А. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування /Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 72 с.
 10. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Дунець Б.О. Експериментальні дослідження циклічної тріщинотривкості конструктивної системи// XXI наукова конференція ТНТУ імені Івана Пулюя. Тернопіль, 2019. С. 15-16.
 11. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2000. 188 с.
 12. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник /Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2004. 544 с.
 13. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1: Машини для рільництва /П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 382 с.
 14. Хомик Н.І. Вступ до фаху: навчальний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, І.Й. Блозва, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 348 с.
 15. Хомик Н.І. Деталі машин. Курс лекцій для студентів заочної форми навчання / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 160 с.
 16. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Машини та обладнання для тваринництва. Навчальний посібник (курс лекцій). Частина перша. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 240 с.

17. Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Рубінець Н.А., Довбуш А.Д. Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану складних конструктивних систем з довільним зовнішнім навантаженням. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 158. «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві»*. Харків: ФО-П Дуюнова Т.В., 2015. С.44–50.
18. Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. *Машини та обладнання для тваринництва: навчальний посібник до практичних занять та самостійної роботи*. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 360 с.
19. Хомик Н.І. *Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування* /Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
20. Хомик Н.І. *Основи агрономії: навчальний посібник (курс лекцій)* /Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 232 с.
21. Хомик Н.І. *Основи агрономії: навчальний посібник до практичних занять та самостійної роботи* /Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, Н.А. Антончак. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 320 с.
22. Хомик Н.І., Цьонь Г.Б., Довбуш Т.А. *Ознайомча практика: методичний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія»*. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 80 с.
23. Хомик Н.І., Цьонь Г.Б., Довбуш Т.А. *Навчальна практика: методичний посібник для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія»*. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 140 с.
24. Хомик Н.І. *Технологія виробництва і переробки сільськогосподарської продукції: курс лекцій* / Н.І. Хомик, Н.Б. Гаврон, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 248 с.

25. Хомик Н.І. Агрозахист: навчальний посібник / Н.І. Хомик, В.В. Мартинюк, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, Т.А. Довбуш, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.
26. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Технічна механіка: навчально-методичний посібник до курсової роботи для студентів напряму підготовки «Електротехніка та електротехнології» денної та заочної форм навчання Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. 192с.
27. Dovbush Taras, Khomyk Nadia, Dovbush Anatolii, Dunets Bogdan. Evaluation technique of frame residual operational life. *Scientific Journal of the Ternopil national technical university*. Tern.: TNTU, 2019. Vol. 93. No. 1. P. 61-69. (Manufacturing engineering and automated processes).
28. Dovbush Taras, Khomyk Nadia, Dovbush Anatolii, Palyukh A. Estimation of the load capacity and the strain-stress state of rod transporters. *Scientific Journal of the Ternopil national technical university*. Tern.: TNTU, 2022. Vol 108. No 4. P. 5-15.
29. Чурсінов Ю.А. Аналітичне дослідження перспективи процесів автоматизації прийому, оцінки якості та закладання зерна на зернопереробних підприємствах / Ю.А. Чурсінов, О.С. Ковальова, В.С. Калина, Г.О. Пилипенко, Н.І. Хомик, Ch. Lehmann // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання, ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В.М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20, т. 1. С.93-107.
30. Довбуш Т.А. Зниження металоємності гнучких транспортуючих механізмів /Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, Г.Б. Цьонь // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року. Тернопіль : ТНТУ, 2020. С. 20-21.

31. Improvement of prt-9 constructive system on the basis of frame elements strength balance / Dovbush T., Khomyk N., Tson H., Dovbush A. // Scientific Journal of TNTU. Tern. : TNTU, 2020. Vol 4. No 100. P. 40-45.
32. Довбуш Т.А. Шляхи зменшення металомісткості гнучких шнекових механізмів// Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Цьонь Г.Б.// Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин». Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. С.67-68.
33. Andrii Babii, Taras Dovbush, Nadiia Khomuk, Anatolii Dovbush, Anna Tson, Vasyl Oleksyuk, 2022. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor. Procedia Structural Integrity No 36, P.203-210. Science Direct.
34. Довбуш Т.А., Хомик Н.І. Зниження металомісткості шнекових транспортних механізмів великої довжини // Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики: зб. тез доповідей міжнар. наук.-практ. конф. присвяченої 90-річчю від дня народження професора Рибак Тимофія Івановича та 60-річчю кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин, (Тернопіль, 29-30 вересня 2022.) /М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. С.20-21.
35. Volodymyr Bulgakov, Olena Glazunova, Oleksandra Trokhaniak, Arlindo Almeida, Adolfs Rucins, Aivars Aboltins, Simone Pascuzzi, Nadia Khomyk, Ivan Beloev, Kaloyan Stoyanov. Investigation in energy parameters of process of compacted soil transportation by flexible sectional screw conveyor. *Engineering for rural development*. Jelgava, 21.-23.05.2025. PP.147-155. [https://DOI: 10.22616/ERDev.2025.24.TF027](https://doi.org/10.22616/ERDev.2025.24.TF027).

ДОДАТКИ