

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:**

«Модернізація подрібнювача рослинних решток ПР-4 з
удосконаленням ножів та механізмів їх приводу»

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

ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Короткий Геннадій Геннадійович
« _____ » _____ 2026 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

_____Дмитро БОГАТИРЬОВ

« _____ » _____ 2026 р.

Рецензент

доцент, канд. техн. наук

_____Іван СКРИННІК

« _____ » _____ 2026 р.

м. Кропивницький

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена вирішенню актуального науково-прикладного завдання підвищення ефективності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток високостебельних сільськогосподарських культур шляхом обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів модернізованого ротаційного подрібнювача ПР-4. На основі глибокого аналізу сучасних ґрунтозахисних технологій доведено необхідність заміни одночасного удару ножів по стеблах на послідовне безпідпорне різання. Розроблено комплексну математичну модель механіки руйнування анізотропних біоматеріалів, яка базується на просторових диференціальних рівняннях рівноваги Коші та квадратичному критерії текучості Хілла. Встановлено аналітичні закономірності впливу вологості, діаметра стебла, твердості ґрунту та просторової орієнтації решток на питому енергоємність різання. Завдяки результатам натурних експериментів виведено поліноміальні рівняння для прогнозування зусиль перерізання та ймовірності забивання міжножового простору, що дозволило сформулювати умову абсолютної надійності процесу. Практична реалізація досліджень полягає у розробці інноваційного двоярусного ротора, який знижує пікові динамічні навантаження у два рази, та модернізованого кожуха з поворотними боковими щитками для збільшення ширини смуги розподілення мульчі з чотирьох з половиною до шести метрів. Обґрунтовано геометричні параметри двосторонніх ножів для чистих та засмічених ґрунтів, а також виконано міцнісні розрахунки елементів приводу з обгінною муфтою. Запропоновані технічні рішення гарантують високу експлуатаційну надійність машини, економію пального та формування якісного мульчувального шару за суворого дотримання розроблених вимог охорони праці.

Ключові слова: подрібнювач, пожнивні рештки, ротор, мульчування, безпідпорне різання, математична модель, зусилля перерубування.

ABSTRACT

The qualification work is devoted to solving a relevant scientific and applied task of improving the efficiency of the technological process of shredding crop residues of high-stalk agricultural crops by justifying the constructive and kinematic parameters of the modernized rotary shredder PR-4. Based on a deep analysis of modern soil protection technologies, the necessity of replacing the simultaneous impact of knives on stems with sequential unsupported cutting has been proven. A comprehensive mathematical model of the mechanics of anisotropic biomaterial destruction was developed, based on the spatial differential Cauchy equilibrium equations and the quadratic Hill yield criterion. Analytical regularities of the influence of moisture, stem diameter, soil hardness, and spatial orientation of residues on the specific energy intensity of cutting were established. Thanks to the results of field experiments, polynomial equations were derived for predicting cutting forces and the probability of clogging of the inter-knife space, which allowed formulating the condition of absolute reliability of the process. The practical implementation of the research consists in the development of an innovative two-tier rotor, which reduces peak dynamic loads by half, and a modernized casing with rotary side shields to increase the width of the mulch distribution strip from four and a half to six meters. The geometric parameters of double-sided knives for clean and weed-infested soils were justified, and strength calculations of the drive elements with an overrunning clutch were performed. The proposed technical solutions guarantee high operational reliability of the machine, fuel economy, and the formation of a high-quality mulching layer strictly following the developed occupational safety requirements.

Keywords: shredder, crop residues, rotor, mulching, unsupported cutting, mathematical model, cutting force.

Зміст

	стор.
Вступ	5
2. Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень	8
3. Наукова частина	23
4. Практична реалізація результатів досліджень	37
5. Охорона праці	43
6. Загальні висновки	44
Список використаної літератури	45
Додатки	47

ВСТУП

Сучасний вектор розвитку агропромислового комплексу України визначається необхідністю інтенсифікації виробничих процесів на тлі суттєвого дефіциту матеріально-енергетичних ресурсів та глобальних екологічних викликів. Важливим елементом сталого функціонування аграрної індустрії виступає техніко-технологічне забезпечення землеробства, де першорядне значення має оптимізація підготовки поверхні поля до подальших технологічних операцій. Післязбиральні рослинні рештки крупностеблових культур, таких як соняшник та кукурудза, володіють значним біоенергетичним та органогенним потенціалом, проте їх нераціональна обробка призводить до деструктуризації верхніх шарів ґрунту та порушення водного й аераційного режимів. Традиційне використання важких дискових борін для подрібнення пожнивних залишків викликає надмірне ущільнення підшви ґрунту, пилоподібне руйнування цінних агрегатів та вимагає колосальних питомих витрат пально-мастильних матеріалів, що спонукає до впровадження високоефективних ротаційних подрібнювачів з активними або безприводними робочими органами. Економічна архітектура України зазнала катастрофічних деформацій внаслідок повномасштабного військового вторгнення російської федерації, що зумовило глибоку системну кризу в усіх ланках агровиробничого сектора. Прямі руйнування сільськогосподарської інфраструктури, замінування значних площ орних земель, блокування традиційних глибоководних логістичних маршрутів та різке подорожчання енергоносіїв знекровили фінансову спроможність вітчизняних товаровиробників. У цих екстремальних умовах імпорту закордонної техніки та оригінальних комплектуючих від провідних брендів Kuhn, Maschio Gaspardo чи John Deere став критично обмеженим через стрімку девальвацію національної валюти та розрив міжнародних ланцюгів постачання. Виникла гостра національна потреба в локалізації машинобудування, модернізації наявного парку вітчизняних машин, таких як подрібнювачі серії ПР-4, та створенні високонадійних, енергоощадних

і ремонтпридатних робочих органів, здатних функціонувати в умовах обмеженого технічного сервісу. Військова агресія проти України спровокувала довготривалі тектонічні зсуви у світовій продовольчій безпеці, викликавши масштабну глобальну продовольчу кризу, яка найболючіше вдарила по країнах Близького Сходу, Африки та Азії. Будучи одним із провідних світових експортерів зернових та олійних культур, Україна забезпечувала продовольством сотні мільйонів людей по всьому світу, а штучне виключення її потенціалу з глобального ринку призвело до безпрецедентного стрибка цін на базові продукти харчування. Оскільки стабільність світового продовольчого балансу безпосередньо залежить від обсягів українського аграрного експорту, підвищення продуктивності та зниження собівартості виробництва всередині країни є завданням геополітичної ваги. Розробка та впровадження інноваційних технічних засобів, які мінімізують енергоємність обробітку ґрунту та максимізують збереження родючості, виступає ключовим інструментом відновлення експортного потенціалу України та стабілізації світового ринку продовольства.

Аналіз науково-технічної літератури та практичного досвіду експлуатації базових ротаційних подрібнювачів рослинних решток ПР-4 виявив низку суттєвих конструктивно-кінематичних недоліків, які обмежують їхню технологічну надійність та енергетичну ефективність. До них належать інтенсивне забивання міжножового простору рослинно-ґрунтовою масою за підвищеної вологості, нерівномірність розподілу подрібненої мульчі по ширині захвату, висока питома енергоємність безпідпорного зрізу стебел, а також прогресуюче затуплення різальних елементів під дією абразивного зношування. Крім того, незбалансованість динамічних характеристик ножових барабанів провокує виникнення критичних вібраційних коливань у трансмісії машини, що викликає передчасне руйнування підшипникових вузлів та елементів приводних механізмів. Зазначені фактори зумовлюють високу актуальність дисертаційного дослідження, спрямованого на глибоку модернізацію подрібнювача ПР-4 шляхом обґрунтування раціональних геометричних параметрів ножів, оптимізації кінематичних режимів їх взаємодії з матеріалом

та розробки вдосконалених механізмів приводу з високою демпфувальною здатністю.

Метою кваліфікаційної роботи є суттєве підвищення ефективності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток високостебельних сільськогосподарських культур шляхом науково обґрунтованого вдосконалення конструктивно-кінематичних параметрів різальних органів подрібнювача ПР-4 та оптимізації динамічних характеристик механізмів їхнього приводу. Для реалізації поставленої мети в межах дослідження визначено та вирішено комплекс взаємопов'язаних науково-практичних завдань, що охоплюють аналіз сучасного стану розробки технічних засобів для мульчування та виявлення резервів підвищення їхньої надійності. Також виконано теоретичне моделювання механіки безпідпорного різання стеблових матеріалів модернізованими ножами з метою встановлення аналітичних залежностей між геометричними параметрами леза, швидкістю зрізу та сумарною енергоємністю процесу.

Об'єктом дослідження є технологічний процес взаємодії модернізованих робочих органів ротаційного подрібнювача рослинних решток поверхневої дії ПР-4 із масивом високостебельних пожнивних залишків сільськогосподарських культур за умов змінного фізико-механічного стану агрофону.

Предметом дослідження виступають закономірності впливу конструктивно-геометричних параметрів різальних ножів, кінематичних режимів роботи ножового барабана та пружно- демпфувальних властивостей механізмів приводу подрібнювача ПР-4 на якість подрібнення рослинної маси, рівномірність її розподілу та загальну енергоємність механізованого процесу.

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Аналіз сучасних технологій та технічних засобів для подрібнення пожнивних решток високостебельних культур.

Сучасні тенденції розвитку світового та вітчизняного агропромислового комплексу демонструють стійкий перехід від традиційних інтенсивних технологій обробітку ґрунту до енергоощадних, ґрунтозахисних та вологозберігаючих систем, таких як мінімальний обробіток, смугове розпушування та прямий висів у необроблений ґрунт [1]. Багаторічна практика застосування відвальної оранки в умовах глобального потепління та прогресуючої аридності клімату призвела до значної деградації структури чорноземів, інтенсивного випаровування продуктивної вологи та активізації процесів ерозії ґрунту, особливо у посушливих степових регіонах України. Головною концептуальною основою ґрунтозахисного землеробства є збереження та раціональне використання пожнивних рослинних решток на поверхні поля для формування захисного мульчуючого шару, який запобігає прямому впливу сонячного випромінювання, знижує кінетичну енергію дощових крапель та стримує ріст бур'янів [2].

Після збирання врожаю високостебельних культур, зокрема соняшнику та кукурудзи, на кожному гектарі поля залишається значний обсяг побічної продукції, який становить від чотирьох до дванадцяти тонн сухої органічної маси. Ця біомаса містить велику кількість елементів живлення, таких як азот, фосфор, калій та комплекс мікроелементів, які після мінералізації повертаються в ґрунт, сприяючи відновленню балансу гумусу та підтримці життєдіяльності корисної ґрунтової мікрофлори [3]. Проте залишення пожнивних решток у природному, неподрібненому та хаотично розташованому стані створює серйозні технологічні перешкоди для виконання наступних польових операцій, оскільки жорсткі та довгі стебла мають високий опір зламу через значний вміст механічних волокон та лігніну.

Наявність на поверхні ріллі великої кількості довгих стебел призводить до швидкого забивання робочих органів ґрунтообробних машин та посівних агрегатів, зокрема дискових та анкерних сошників сівалок, що унеможливорює дотримання заданої глибини загортання насіння та веде до утворення просіхів [14]. Спроби загорнути такі рештки традиційними дисковими боронами без попереднього подрібнення супроводжуються надмірним висушуванням посівного шару ґрунту, утворенням великих повітряних порожнин та переущільненням нижніх шарів через необхідність багаторазових проходів важкої техніки [12]. У зв'язку з цим виникає гостра потреба у застосуванні спеціалізованих технічних засобів для якісної механічної деструкції та подрібнення стеблового матеріалу безпосередньо на поверхні поля.

У сучасній практиці механізації сільськогосподарського виробництва виокремлюють два принципово різних технологічних напрямки вирішення проблеми подрібнення пожнивних залишків. Перший напрямок базується на використанні машин з активними робочими органами, які отримують крутний момент від вала відбору потужності трактора за допомогою складної системи карданних передач, редукторів та пасових трансмісій [4]. Другий напрямок передбачає застосування безприводних пасивних машин котячого типу, робочі органи яких обертаються виключно внаслідок взаємодії з агрофоном під час руху тракторного агрегату, здійснюючи руйнування стебел за рахунок сили тяжіння та кінетичної енергії переміщення машини [5].

Активні подрібнювачі роторного типу, які часто називають мульчувачами або косарками-подрібнювачами, обладнуються швидкісними горизонтальними або вертикальними роторами з шарнірно закріпленими L-подібними, Y-подібними ножами або масивними молотками [6]. Процес зрізання та подрібнення стебел у таких машинах відбувається за принципом безпідпорного різання на високих швидкостях, де лінійна швидкість різальних кромek ножів досягає значення від сорока п'яти до шістдесяти метрів на секунду [3]. Висока швидкість обертання ротора дозволяє ефективно подрібнювати навіть вологі або частково притиснуті до землі стебла кукурудзи та соняшнику,

перетворюючи їх на дрібну однорідну масу і забезпечуючи її рівномірне розподілення по всій ширині захвату агрегату.

Незважаючи на високу якість роботи, активні роторні подрібнювачі мають суттєві конструктивні та експлуатаційні недоліки. Головним стримуючим фактором їх широкого використання є надзвичайно висока енергоємність процесу, яка вимагає залучення потужних тракторів та супроводжується значною питомою витратою палива на одиницю обробленої площі [8]. Крім того, складні механічні передачі, висока металомісткість рамних конструкцій, швидке абразивне зношування ножів у разі контакту з ґрунтом та низька робоча швидкість руху, що не перевищує десяти кілометрів на годину, значно підвищують собівартість виконання даної технологічної операції.

Економічно та технологічно вигідною альтернативою активним машинам є пасивні безприводні технічні засоби, представлені різноманітними конструкціями котків-подрібнювачів [7]. Робочим органом таких машин є пустотілий циліндричний барабан, на циліндричній поверхні якого жорстко або шарнірно закріплені плоскі різальні ножі, орієнтовані вздовж твірних циліндра або під певним кутом до осі обертання [5]. Під час руху трактора барабан котиться по поверхні поля, і під впливом вертикального навантаження, яке може регулюватися шляхом заповнення внутрішньої порожнини водою, ножі послідовно вдавлюються в ґрунт, розрізаючи та деформуючи сухі та напівсухі стебла рослин [8]. Основною перевагою безприводних котків-подрібнювачів є простота конструктивного виконання, висока надійність роботи, значна продуктивність за рахунок підвищення швидкості руху до п'ятнадцяти та навіть двадцяти п'яти кілометрів на годину, а також низька витрата дизельного палива, яка у кілька разів менша порівняно з активними аналогами [8]. Проте якість роботи пасивних котків суттєво залежить від фізико-механічного стану агрофону, зокрема від твердості та вологості ґрунту, а також від просторового розташування стебел на поверхні поля. За умов надмірної вологості ґрунту або його пухкої структури стебла рослин просто вдавлюються ножами в землю без фактичного перерізання, що призводить до забивання міжножового простору

барабанів вологою рослинно-грунтовою масою і перетворює різальний коток на гладкий циліндр [7].

Для детальнішого обґрунтування вибору напрямку модернізації доцільно провести порівняльний аналіз технічних та технологічних показників сучасних машин для подрібнення рослинних решток, представлених на ринку України.

Таблиця 2.1 – Техніко-технологічні показники сучасних машин для подрібнення рослинних решток

Показник	Роторний подрібнювач ПРР-280	Коток- подрібнювач ПР-4	Коток- подрібнювач КШ-6	Мульчувальник Kuhn RM 320
Тип робочого органу	Активний ротор з Y-ножами	Пасивний барабан з ножами	Пасивний водоналивний барабан	Активний ротор з молотками
Привод робочих органів	Від ВВП трактора	Від сили тертя з ґрунтом	Від сили тертя з ґрунтом	Від ВВП трактора
Ширина захвату, м	2.8	4.0	6.0	3.2
Робоча швидкість, км/год	8.0 – 12.0	12.0 – 20.0	12.0 – 15.0	6.0 – 10.0
Продуктивність, га/год	2.2 – 3.3	4.8 – 8.0	7.2 – 9.0	1.9 – 3.2
Питома витрата палива, л/га	6.5 – 8.5	1.8 – 2.5	2.0 – 2.8	8.0 – 11.0
Якість подрібнення решток розміром до 100 мм, %	95.0 – 98.0	70.0 – 82.0	75.0 – 84.0	96.0 – 99.0
Складність обслуговування	Висока	Низька	Низька	Висока

аведені в таблиці 2.1 дані підтверджують суперечливий характер взаємозв'язку між якістю технологічного процесу та енергетичними витратами. Активні машини гарантують стабільно високу якість подрібнення, але

супроводжуються високою енергоємністю та низькою продуктивністю. Пасивні котки-подрібнювачі, зокрема базовий вітчизняний коток ПР-4, демонструють високі показники продуктивності та низькі питомі витрати палива, проте мають суттєвий недолік у вигляді нестабільної якості подрібнення стебел, яка в середньому не перевищує сімдесяти-вісімдесяти відсотків [8].

Детальний аналіз конструкції та досвіду практичного використання базового котка-подрібнювача ПР-4 свідчить про наявність значних резервів для його технічного вдосконалення. Жорстке консольне кріплення різальних ножів до корпусу барабана викликає значні ударні імпульси під час наїзду робочого органу на приховані перешкоди або каміння, що спричиняє деформацію рами та передчасне виведення з ладу підшипникових вузлів [7]. Також розташування ножів строго паралельно до осі обертання барабана обумовлює різкі циклічні коливання тягового опору в моменти одночасного входу всього леза ножа в контакт з поверхнею ґрунту, що генерує високі вібраційні навантаження на трансмісію енергетичного засобу та елементи конструкції самого котка [10]. Додатковим негативним фактором є недостатня величина кута розхилу між сусідніми ножами, через що міжножовий простір швидко забивається вологою рослинно-ґрунтовою масою, нейтралізуючи різальну здатність ножів [7].

2.2. Огляд конструкцій робочих органів та механізмів приводу ротаційних подрібнювачів

Ротаційні подрібнювачі з активними робочими органами, які в сучасній агрономічній та інженерній практиці класифікуються як мульчувачі, являють собою складні механічні системи, призначені для інтенсивного диспергування надземної біомаси сільськогосподарських культур. Головним функціональним елементом таких машин є масивний, динамічно збалансований роторний вал трубчастого перерізу, на зовнішній поверхні якого за допомогою спеціальних кронштейнів змонтовані різальні елементи. Технологічний процес руйнування рослинної тканини базується на принципі високошвидкісного безпідпорного різання, коли перерізання стебла відбувається виключно за рахунок сил інерції самої рослини без використання стаціонарної протирізальної пластини [3].

Ефективність такого різання визначається запасом кінетичної енергії робочого органу в момент зіткнення зі стеблом, яка описується класичною залежністю

$$Ek = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

де m позначає масу різального елемента, а v є його лінійною швидкістю.

З огляду на цю математичну закономірність, конструктори мають два шляхи підвищення різальної здатності: збільшення маси ножів або підвищення кутової швидкості обертання ротора.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд мульчувача EURO TRIPLEX 800

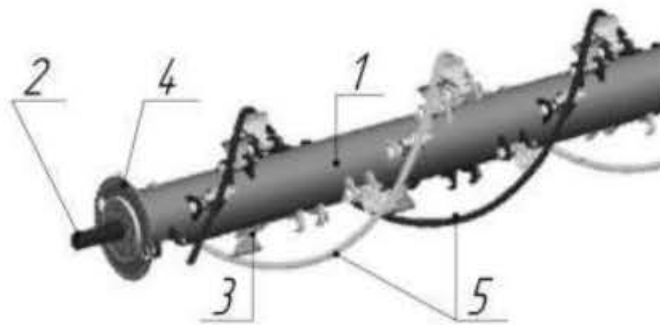


Рисунок 2.2 – Ротор подрібнювача рослинних решток з горизонтальною віссю обертання та подвійною спіраллю встановлення ножів:

- 1 – трубчастий вал; 2 – цапфа; 3 – ножі; 4 – диск для балансування;
- 5 – умовне позначення спірального розташування ножів

Геометричні параметри та конфігурація різальних елементів є визначальними факторами, що формують якість мульчування, ступінь

розщеплення волокон та загальну енергоємність технологічного процесу. У сучасних конструкціях активних подрібнювачів найбільшого поширення набули два базових типи робочих органів: легкі Y-подібні ножі та масивні молотки, які також називають кованими бойками [6]. Y-подібні ножі виготовляються методом штампування з високолегованої пружинно-ресорної сталі і мають відносно невелику масу. Вони встановлюються на роторі попарно на одній осі, утворюючи розгалужену конструкцію. Завдяки своїй аеродинамічній формі та високій швидкості обертання такі ножі створюють потужний повітряний потік, який створює ефект вакууму під кожухом, піднімаючи виляглі або притиснуті до ґрунту стебла та забезпечуючи їх багаторазове перерізання [14]. Y-подібні ножі демонструють найвищу ефективність під час роботи з трав'янистими рослинами, сидеральними культурами та пожнивними рештками зернових колосових культур, оскільки гостре лезо забезпечує чистий зріз із мінімальними енерговитратами.

Однак для обробки полів після збирання грубостеблових культур, таких як соняшник та кукурудза на зерно, використання легких штампованих ножів є технологічно недоцільним, оскільки їхньої кінетичної енергії недостатньо для впевненого перерізання товстих здерев'янілих стебел. У таких випадках раціональним є використання масивних молотків [8]. Молотки виготовляються методом гарячого об'ємного кування або точного лиття з подальшим поверхневим термозміцненням робочої кромки струмами високої частоти, що забезпечує їм високу зносостійкість. Маса одного молотка може перевищувати один кілограм, що гарантує колосальний запас кінетичної енергії, здатної розривати міцні целюлозні та лігнінові зв'язки всередині стебла кукурудзи та навіть перебивати тонкі гілки чагарників. Тупий кут заточки молотка зумовлює те, що він не стільки ріже, скільки розбиває та розщеплює стебло вздовж волокон, що значно прискорює подальший процес мінералізації решток ґрунтовими мікроорганізмами. Водночас застосування молотків суттєво збільшує момент інерції ротора, що вимагає використання більш міцних підшипникових вузлів та посиленої трансмісії [12].

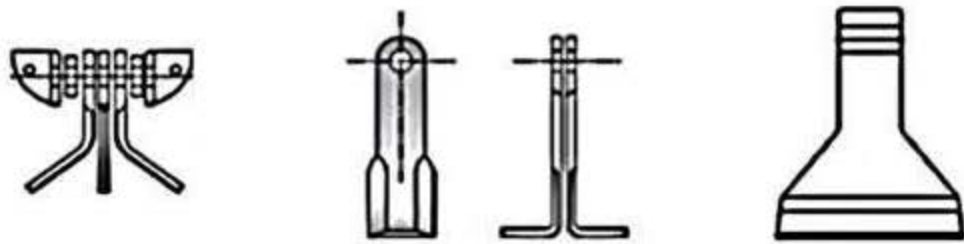


Рисунок 2.3 – Конструктивні відмінності різальних робочих органів роторних мульчувачів: пара легких Y-подібних ножів та масивний кований молоток-бойок.

Надзвичайно важливим інженерним рішенням у конструкції роторних мульчувачів є спосіб кріплення ножів до трубчастого вала. Жорстке кріплення забезпечує ідеально фіксований радіус різання, але в умовах реального поля воно призводить до катастрофічних наслідків при наїзді на каміння або приховані металеві предмети. Тому в абсолютній більшості сучасних машин застосовується виключно шарнірне кріплення ножів і молотків за допомогою високоміцних сталевих пальців. Під час обертання ротора з робочою частотою під дією відцентрових сил ножі займають строго радіальне положення, утворюючи активний циліндр різання. У разі зіткнення з нездоланною перешкодою ніж миттєво долає відцентрову силу і відхиляється назад, ховаючись у безпечну зону між кронштейнами [6]. Це інженерне рішення виконує функцію первинного запобіжного механізму, нівелюючи пікові ударні навантаження і захищаючи лезо від руйнування, а підшипникові опори ротора від критичних вібрацій.

Передача величезної кількості механічної енергії від вала відбору потужності енергетичного засобу до масивного ротора подрібнювача є складним технічним завданням, що потребує надійної кінематичної схеми. Традиційна система приводу включає карданну передачу, підвищувальний конічний редуктор, проміжний трансмісійний вал та клинопасову передачу [12]. Кожен із цих елементів виконує не лише функцію трансляції крутного моменту, але й виступає ланкою складної системи демпфування динамічних

коливань, які неминуче виникають під час імпульсного рубання тисяч стебел за секунду.

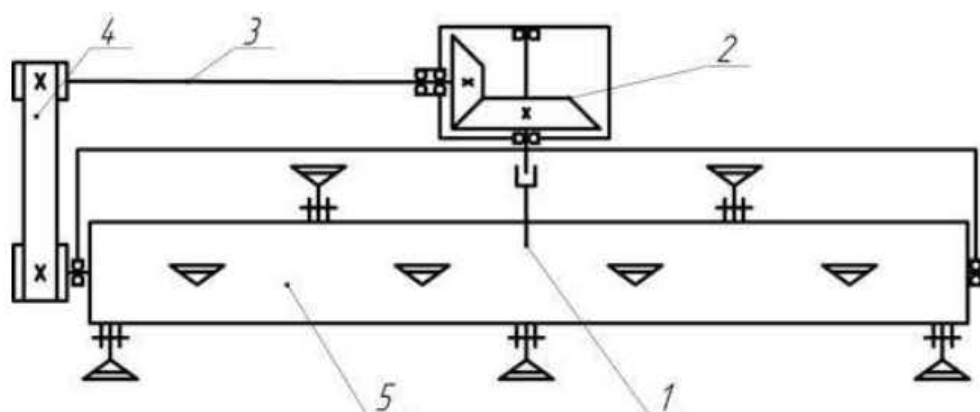


Рисунок 2.4 – Кінематична схема приводу активного роторного подрібнювача з горизонтальною віссю обертання

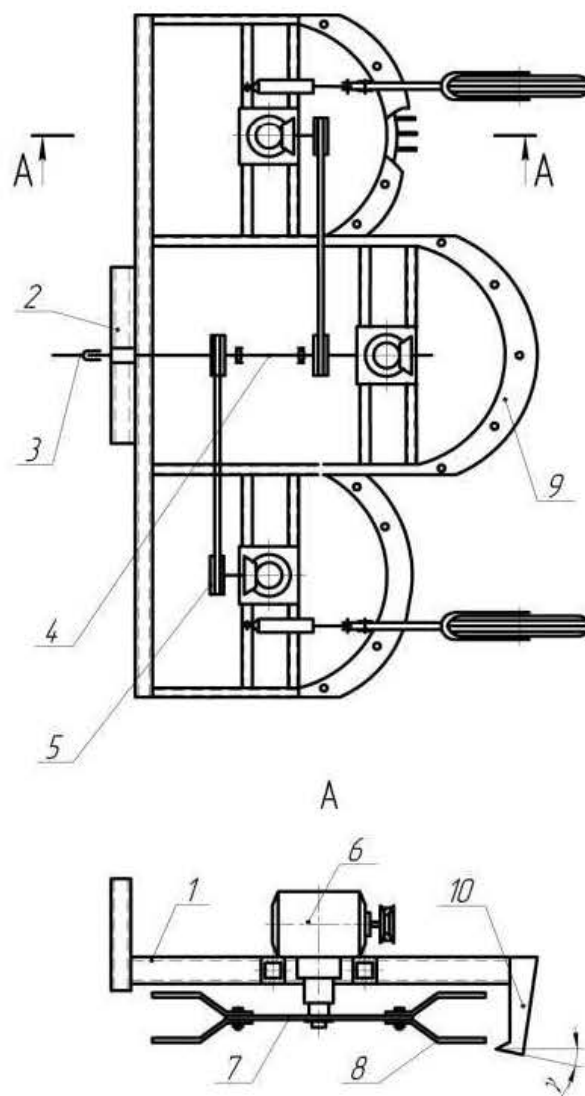


Рисунок 2.5 – Кінематична схема подрібнювача рослинних решток з вертикальною віссю обертання робочих органів

Карданна передача забезпечує передачу крутного моменту в умовах постійної зміни просторового положення мульчувача відносно трактора під час копіювання макрорельєфу поля. З огляду на величезний момент інерції ротора з молотками, карданний вал обов'язково оснащується запобіжними пристроями, найважливішим з яких є обгінна муфта, або муфта вільного ходу. Її призначення полягає в тому, щоб у момент вимкнення вала відбору потужності трактора або різкого зниження обертів двигуна розірвати кінематичний зв'язок між трансмісією енергетичного засобу та ротором мульчувача. Це дозволяє ротору безпечно продовжувати обертання за інерцією до повної зупинки, унеможливує передачу зворотного крутного моменту, який міг би призвести до серйозних пошкоджень коробки передач або вала відбору потужності трактора [14]. Крім того, на карданному валі часто встановлюють фрикційну муфту, диски якої проковзують у разі раптового заклинювання ротора, обмежуючи максимальне значення крутного моменту.

Центральним перетворювальним елементом приводу є конічний зубчастий редуктор. Він виконує дві базові функції: змінює напрямок осі обертання на дев'яносто градусів для передачі моменту на поперечно розташований ротор та підвищує частоту обертання. Оскільки номінальна частота вала відбору потужності трактора становить п'ятсот сорок або тисячу обертів за хвилину, а для якісного безпідпорного різання ротор має обертатися з частотою від тисячі вісімсот до двох тисяч чотирьохсот обертів за хвилину, редуктор виконується як мультиплікатор із передаточним відношенням, значно більшим за одиницю [12]. Шестерні редуктора працюють у масляній ванні, що забезпечує відведення тепла та зниження контактних напружень у зубчастому зачепленні під час безперервної роботи з максимальними навантаженнями.

Завершальною ланкою трансмісії є клинопасова передача, яка з'єднує вихідний вал редуктора зі шківом ротора. Використання пасової передачі у цій системі має глибокий інженерний сенс: на відміну від жорстких ланцюгових або зубчастих передач, еластичні клинові паси відмінно поглинають високочастотні вібрації та виконують роль кінцевого демпфера крутильних коливань [12]. Крім того, у разі критичного перевантаження паси починають

проковзувати на шківках, діючи як ще один запобіжник. Для забезпечення передачі необхідної потужності використовуються блоки з трьох-шести пасів із профілями підвищеної міцності, а їхній оптимальний натяг підтримується за допомогою регульованих пружинних або гвинтових натяжних роликів.

Підеумовуючи огляд конструкцій активних подрібнювачів, слід зазначити, що, незважаючи на беззаперечні переваги у якості мульчування, вони залишаються надзвичайно металоемними та енергозатратними машинами. Необхідність обертання масивного ротора з високою частотою, подолання аеродинамічного опору всередині кожуха та значні втрати на тертя у багатоступеневій трансмісії призводять до високої питомої витрати пального [9]. Цей факт підтверджує наукову та економічну доцільність пошуку шляхів удосконалення саме пасивних безприводних подрібнювачів, зокрема котків-подрібнювачів, які за умови оптимізації їхніх конструктивно-кінематичних параметрів здатні забезпечити прийнятну якість роботи при значно менших енергетичних витратах.

2.3. Порівняльна оцінка ефективності роботи подрібнювача ПР-4 та його аналогів

Оцінка технологічної ефективності та технічної надійності машин для подрібнення пожнивних решток вимагає детального аналізу їхньої взаємодії з агрофоном, стійкості робочих органів до зношування та здатності приводних механізмів витримувати імпульсні навантаження. Базова модель вітчизняного подрібнювача ПР-4 є класичним представником ротаційних машин з активними робочими органами. Технологічний процес у цій машині забезпечується горизонтальним динамічно збалансованим ротором, на якому шарнірно закріплені сталеві ножі. Отримуючи крутний момент від вала відбору потужності енергетичного засобу через карданну, редукторну та клинопасову передачі, ротор розвиває високу кутову швидкість, здійснюючи безпідпорне зрізання та інтенсивне дроблення високостебельних культур. Завдяки ширині захвату у чотири метри, подрібнювач ПР-4 забезпечує високу продуктивність праці під час агрегування з тракторами тягового класу від 1,4 до 2,0. Проте

досвід експлуатації свідчить, що базова конструкція має суттєві резерви для науково-технічного вдосконалення, що стає особливо очевидним під час порівняння з провідними вітчизняними та світовими аналогами.

Найближчим за конструктивним виконанням вітчизняним аналогом є подрібнювач рослинних решток ПРН-4,5. Цей агрегат також побудований за класичною схемою з горизонтальним активним ротором, однак відрізняється збільшеною до чотирьох з половиною метрів шириною захвату та адаптованою системою навіски. Подрібнювач ПРН-4,5 здатен ефективно працювати по пожнивних рештках соняшнику та кукурудзи, забезпечуючи рівномірне розподілення мульчі по поверхні поля. Спільним недоліком для обох вітчизняних машин (ПРН-4 та ПРН-4,5) є відносно проста геометрія розташування різальних вузлів на роторі, яка не завжди дозволяє уникнути одночасного удару групи ножів по жорстких стеблах. Це призводить до виникнення різких коливань крутного моменту, які математично описуються як імпульсні навантаження. Коли опір різання миттєво зростає, крутний момент на валу ротора різко збільшується, що спричиняє сильне проковзування клинопасової передачі, прискорене зношування пасів та перегрів конічного редуктора [8]. Відсутність удосконаленої системи демпфування у механізмах приводу цих подрібнювачів суттєво обмежує їхній експлуатаційний ресурс.



Рисунок 2.5 – Машина з вертикальними робочими органами JOLLY 120 фірми Maschio (Італія) з діаметром різального робочого органу 0,45 м і шириною захвату 1,2 м

Більш досконалий рівень інженерних рішень демонструє закордонний аналог – італійський мульчувач JOLLY 120 виробництва компанії Maschio. Незважаючи на меншу ширину захвату, яка становить один метр двадцять

сантиметрів і орієнтована переважно на інтенсивне садівництво та виноградарство, конструкція його робочого апарату є еталонною для машин даного класу. Мульчувач JOLLY 120 оснащений ротором з електронним балансуванням, на якому ножі розташовані за складною спіральною (гвинтовою) схемою. Таке інженерне рішення гарантує, що ножі входять у контакт з рослинною масою не одночасно, а послідовно, зсуваючись на частки секунди. Внаслідок цього сумарний тяговий опір залишається практично стабільним, відсутні пікові ударні імпульси, а механізми приводу працюють у щадному режимі. Додатковою перевагою італійської машини є наявність стаціонарних зубчастих протирізальних пластин, інтегрованих у внутрішню порожнину кожуха, які затримують довгі стебла, змушуючи ротор перерізати їх багаторазово до досягнення дрібної фракції [6]. У вітчизняному подрібнювачі ПР-4 такі пластини відсутні, що часто призводить до прослизання довгих стебел без належного розщеплення.

Іншим показовим прикладом конструктивної досконалості є канадські мульчувачі компанії Schulte, зокрема моделі серії FX. На відміну від італійських машин з горизонтальним ротором, інженери Schulte спеціалізуються на випуску надпотужних подрібнювачів з вертикальними осями обертання або посилених горизонтальних мульчувачів для екстремальних умов роботи. Канадська техніка відзначається застосуванням масивних литих молотків, надзвичайно міцних карданних валів з багатодисковими фрикційними муфтами та редукторів, здатних витримувати колосальні навантаження. Ефективність роботи техніки Schulte ґрунтується на величезному моменті інерції робочих органів, які буквально розбивають навіть найцупкіші пожнивні рештки [12]. Однак за таку надійність доводиться платити надзвичайно високою металомісткістю конструкції та потребою агрегування з тракторами потужністю від двохсот кінських сил, що робить їхнє використання економічно недоцільним для середніх та малих фермерських господарств.

Аналізуючи технічні характеристики базової моделі ПР-4 на тлі провідних аналогів, можна виділити кілька критичних конструктивних недоліків, які є

першопричиною нерівномірності подрібнення та підвищеної енергоємності процесу. По-перше, стандартизована форма Y-подібних ножів, що застосовуються на ПР-4, не володіє достатнім аеродинамічним профілем для створення потужного висхідного потоку повітря. Внаслідок цього значна частина повалених комбайном стебел залишається притиснутою до ґрунту і не потрапляє у зону дії різальних кромek. По-друге, відсутність двоспірального розташування ножів на барабані призводить до підвищеної вібрації всього агрегату. Ця вібрація не лише руйнує зварні шви рами, але й порушує рівномірність ходу клинопасової передачі, викликаючи паразитне коливання пасів. По-третє, система натягу пасів у механізмі приводу ПР-4 часто не здатна швидко компенсувати їхнє миттєве розтягнення під час екстремального удару ножа об здерев'яніле стебло соняшнику, що веде до втрати частоти обертання ротора та, відповідно, різкого погіршення якості зрізу.



Рисунок 2.6 – подрібнювач ПР-4,5

Таким чином, для виведення вітчизняного подрібнювача ПР-4 на рівень світових стандартів якості, який демонструють машини Maschio та Schulte, необхідна його комплексна науково-технічна модернізація. З огляду на виявлені недоліки, найбільш перспективним напрямком досліджень у межах даної магістерської роботи є вдосконалення геометрії та схеми розміщення різальних ножів для стабілізації крутного моменту, а також оптимізація динамічних характеристик механізмів приводу з метою надійного демпфування

імпульсних навантажень. Такий підхід дозволить підвищити експлуатаційну надійність машини, зменшити питому витрату палива та досягти максимальної однорідності подрібнення пожнивних решток високостебельних культур.

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

Метою дослідження є суттєве підвищення ефективності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток високостебельних сільськогосподарських культур шляхом науково обґрунтованого вдосконалення конструктивно-кінематичних параметрів різальних органів активного ротаційного подрібнювача ПР-4 та оптимізації динамічних характеристик механізмів його приводу. Для досягнення зазначеної мети було сформовано комплекс взаємопов'язаних науково-практичних завдань. До цих завдань належить проведення глибокого аналізу сучасного стану технічних засобів для мульчування, виявлення резервів підвищення їхньої надійності, а також теоретичне моделювання механіки безпідпорного різання стеблових матеріалів модернізованими ножами. Це необхідно для встановлення строгих аналітичних залежностей між геометричними параметрами леза, швидкістю зрізу та сумарною енергоємністю технологічного процесу. Об'єктом даного дослідження виступає безпосередньо сам технологічний процес взаємодії модернізованих робочих органів ротаційного подрібнювача рослинних решток поверхневої дії ПР-4 із масивом високостебельних пожнивних залишків сільськогосподарських культур за умов змінного фізико-механічного стану агрофону. Предметом дослідження визначено закономірності впливу конструктивно-геометричних параметрів різальних ножів, кінематичних режимів їхньої роботи та просторової орієнтації стебел на силові характеристики процесу подрібнення.

3.1. Аналіз результатів наукових досліджень процесу подрібнення рослинних залишків

Сучасний рівень розвитку агроінженерної науки вимагає відмови від суто емпіричних методів проектування сільськогосподарських машин на користь глибокого математичного моделювання робочих процесів. Процес подрібнення рослинних залишків є надзвичайно складною багатофакторною системою, у якій кінематика робочих органів машини взаємодіє зі змінними фізико-механічними та біологічними властивостями агрофону. Дослідження показують, що оптимізація конструкції подрібнювачів неможлива без фундаментального розуміння механіки руйнування рослинної тканини, яка має яскраво виражену анізотропну волокнисту структуру. Провідні науковці у галузі механізації сільського господарства зосереджують свої зусилля на створенні аналітичних моделей, що дозволяють прогнозувати зусилля перерубування стебел залежно від їхнього вологостійкого стану, геометричних параметрів різального апарату та просторової орієнтації решток на поверхні поля [18].

Класична теорія механіки різання анізотропних матеріалів, яка фундаментально розглядається навіть у складних процесах поділу товстолистового металопрокату на ножицях, математично доводить, що загальне зусилля різання формується з декількох ключових складових. До них належать опір матеріалу пружно-пластичному деформуванню перед лезом, зусилля, необхідне безпосередньо на утворення магістральної тріщини (зсуву), а також сили контактної тертя, що виникають на бокових гранях інструмента [20]. У контексті подрібнення пожнивних решток ця теорія повною мірою адаптується до біологічних матеріалів. Стебло розглядається як пружно-в'язка структура, де замість кристалічної решітки металу ніж долає опір лігніно-целюлозного комплексу. Відповідно, сила тертя між сталевим ножем та рослинною масою, а також кут загострення леза відіграють таку ж критичну роль у формуванні енергосилових параметрів процесу, як і в промислових металообробних процесах.

Ключовим аспектом теоретичних досліджень є геометричне моделювання взаємодії ножа з тілом стебла. Під час роботи подрібнювача лезо стикається зі стеблом під певним просторовим кутом нахилу, який у науковій літературі

позначається як γ . Якщо кут нахилу дорівнює нулю градусів відносно нормалі до осі стебла, ніж виконує ідеальне поперечне перерізання, при якому площа контакту є мінімальною і дорівнює площі круглого поперечного перерізу рослини. Однак у реальних польових умовах ніж найчастіше зустрічається зі стеблом під гострими кутами. Математична інтерпретація цього процесу доводить, що при зміні кута γ площина різання набуває форми еліпса. Згідно з тригонометричними перетвореннями, площа ефективного перерізу стебла A_e зростає обернено пропорційно косинусу кута зустрічі. Відповідно, сила подрібнення, необхідна для подолання опору матеріалу, стає обернено пропорційною до квадрата косинуса кута нахилу γ . Це фундаментальне рівняння переконливо пояснює, чому поздовжнє або косокутне нанесення удару по стеблу призводить до багаторазового зростання енергетичних витрат на привод ротора.

Складання рівнянь рівноваги для визначення сили перерубування вимагає врахування не лише геометрії, але й реологічних властивостей біоматеріалу. Запропонована науковцями формула визначає загальне зусилля різання F , як функцію $F = f(\gamma, W)$, де вирішальним фактором виступає границя міцності рослинної тканини на зсув $\tau(W)$, яка експоненційно залежить від абсолютної вологості матеріалу W [18]. Волога в стеблах виконує роль пластифікатора для лігніно-целюлозного комплексу: при високій вологості стебло стає пружним і в'язким, що призводить до його зминання лезом без чистого перерізання, тоді як пересушене стебло набуває крихкості і легко руйнується від високошвидкісного удару. Таким чином, повне зусилля перерубування розраховується як добуток залежної від вологості границі зсуву $\tau(W)$ на ефективну площу A_e , скориговану на кут атаки ножа. Тривимірна візуалізація функції $F = f(\gamma, W)$ дозволяє наочно оцінити вплив досліджуваних параметрів для різних видів сільськогосподарських культур. Аналіз 3D-графіка для

кукурудзи підтверджує, що ця культура має найбільший діаметр стебла та найщільніший епідерміс серед масових просапних культур. Максимальні значення зусилля подрібнення для кукурудзи спостерігаються при низькій вологості маси та значних кутах відхилення ножа від нормалі. У таких умовах суха і міцна периферійна трубка стебла кукурудзи чинить колосальний опір різальній кромці, що спричиняє пікові імпульсні навантаження на ротор та трансмісію машини. Саме тому для якісного мульчування кукурудзяних полів потрібна техніка з найвищими показниками кінетичної енергії робочих органів. На відміну від кукурудзи, стебло соняшнику має специфічну внутрішню будову, яка характеризується наявністю об'ємної губчастої паренхіми, що заповнює серцевину. Моделювання процесу різання соняшнику демонструє дещо іншу динаміку зміни зусилля. Хоча границя міцності зовнішнього задерев'янілого кільця залишається високою, загальна площа суцільних жорстких волокон у перерізі є меншою. Тому графік поверхні відгуку для соняшнику показує більш плавне зростання зусилля F при збільшенні кута γ , проте залишається надзвичайно чутливим до зміни вологості W . З підвищенням вологості губчаста серцевина починає амортизувати удар ножа, акумулюючи кінетичну енергію шляхом пластичної деформації, що ускладнює досягнення ефекту чистого розриву волокон. Аналогічні дослідження були проведені для стебел сої та такого поширеного карантинного бур'яну як амброзія. Тривимірні графіки для цих культур показують, що абсолютні значення зусиль перерубування є значно нижчими порівняно з кукурудзою та соняшником, що пояснюється значно меншими середніми діаметрами їхніх стебел. Встановлено, що мінімальні зусилля різання спостерігаються під час обробки зеленої маси амброзії при високих рівнях вологості. Трав'яниста структура цього бур'яну не чинить значного опору високошвидкісним ножам, що дозволяє подрібнювачам легко справлятися з сильно забур'яненими ділянками без ризику перевантаження привідних механізмів.

Усвідомлення критичного впливу кута контакту ножа зі стеблом γ на величину енергетичних витрат спонукало дослідників до створення

просторово-імовірнісної моделі положення стебел на полі. Після проходу зернозбирального комбайна пожнивні рештки не розташовуються хаотично: переважна більшість стебел укладається на ґрунт уздовж напрямку руху агрегату. На основі емпіричних вимірювань науковці сформували функції розподілу орієнтацій стебел у горизонтальній γ_h та вертикальній γ_v площинах [18]. Використовуючи ці розподіли, було розроблено імовірнісно-кінематичну модель контакту ножа з тілом стебла. Інтегрування цих імовірнісних функцій у заданій просторовій області дозволяє обчислити прогнозоване сумарне значення тягового навантаження F_Σ на ротор. Результати апробації цієї моделі переконливо доводять, що саме кутова просторова орієнтація повалених стебел є найбільш вагомим неконтрольованим чинником, який призводить до екстремальних перевантажень та нестабільної якості роботи подрібнювачів.

На відміну від кукурудзи, стебло соняшнику має специфічну внутрішню будову, яка характеризується наявністю об'ємної губчастої паренхіми, що заповнює серцевину. Моделювання процесу різання соняшнику демонструє дещо іншу динаміку зміни зусилля. Хоча границя міцності зовнішнього задерев'янілого кільця залишається високою, загальна площа суцільних жорстких волокон у перерізі є меншою.

Для вирішення проблеми незадовільної орієнтації стебел вітчизняними вченими було проведено серію експериментальних випробувань удосконалених конструкцій технічних засобів для подрібнення [19]. Головним оціночним критерієм під час польових тестів слугувало співвідношення розмірів фрагментів стебел після проходу машини. Дослідження підтвердили, що коли ніж наочується на поздовжньо розташоване стебло, він з високою ймовірністю просто ковзає вздовж його осі. Для забезпечення надійного перерізання інженерами було запропоновано введення до конструкції агрегату додаткового пасивного робочого органу – пружинних граблин.

Кінематика роботи граблин полягає у тому, що їхні пружні зуби, рухаючись попереду різального апарату, контактують із поваленими стеблами. Завдяки силі тертя та геометричній формі зубів, граблини зачіпають стебла і

примусово розвертають їх у поперечному напрямку, перпендикулярно до площини обертання ножів. Експериментальні дані беззаперечно підтверджують високу ефективність такого інженерного рішення. Попередня орієнтація стебел за допомогою граблин дозволяє наблизити реальний кут зустрічі леза з віссю рослини до ідеальних дев'яноста градусів. Це, згідно з раніше описаною математичною моделлю, мінімізує ефективну площу перерізу A_e , радикально знижує необхідне зусилля різання F_i , як наслідок, значно збільшує відсоток якісно подрібненої мульчі, яка відповідає агротехнічним вимогам. Таким чином, результати наукових досліджень повністю обґрунтовують необхідність модернізації подрібнювачів шляхом впровадження орієнтуючих пристроїв та оптимізації кінематичних режимів різання.

3.2. Математична модель різання стебел активними робочими органами

Основним інструментом теоретичного обґрунтування геометричних та швидкісних характеристик різальних елементів модернізованого подрібнювача ПР-4 є побудова математичної моделі, яка здатна адекватно описати динамічну напружено-деформовану взаємодію між металевим ножом та рослинною тканиною стебла. Метою даного теоретичного дослідження є встановлення закономірностей розподілу контактних напружень, визначення аналітичних залежностей для миттєвих і сумарних зусиль різання, а також розрахунок загальної роботи руйнування стебла залежно від конструктивного профілю леза та кута його просторового встановлення на активному роторі. Це теоретичне моделювання створює надійну базу для визначення раціональних режимів функціонування розроблених робочих органів, що мінімізують енергоємність технологічного процесу мульчування при безумовному забезпеченні заданої якості подрібнення.

При розробці та практичній реалізації даної математичної моделі було висунуто та науково обґрунтовано комплекс вихідних припущень, які дозволяють математично описати складну анізотропну систему без втрати фізичної достовірності одержуваних результатів. По-перше, ми вважаємо, що стебла високостебельних культур є геометрично однорідними порожнистими

циліндрами із зовнішнім діаметром d та внутрішнім діаметром порожнини d_0 . По-друге, за умов високошвидкісного удару леза зі швидкістю понад сорок метрів на секунду процес зрізання відбувається за законами пружно-пластичного та в'язкого деформування суцільного середовища, де пружні деформації матеріалу перед початком утворення тріщини є малими порівняно з пластичним плином. По-третє, ніж розглядається як абсолютно твердий недеформівний клин із кутом загострення леза α та радіусом затуплення робочої кромки r . По-четверте, фізико-механічні показники стебла, зокрема динамічна границя текучості та опір зсуву, інтегрують вплив швидкості деформації та абсолютної вологості рослинної тканини. По-п'яте, взаємодія бокових граней різального клина з рослинним матеріалом підпорядковується закону сухого тертя Амонтона-Кулона з постійним коефіцієнтом тертя f . По-шосте, процес сколювання та утворення магістральної тріщини зсуву відбувається у площині найбільших дотичних напружень безпосередньо під різальною кромкою інструменту.

Математичний апарат моделі базується на класичних рівняннях механіки суцільного середовища та теорії пластичності, адаптованих з процесів обробки металів тиском, зокрема механіки поділу товстолистового прокату на промислових ножицях [20]. Напружений стан у зоні контакту описується диференціальними рівняннями рівноваги Коші, які для просторової задачі мають наступний вигляд:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ відображають нормальні напруження вздовж відповідних осей, а $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ є відповідними дотичними напруженнями у взаємно перпендикулярних площинах деформаційного об'єму. Оскільки стебло сільськогосподарської культури має виражену волокнисту орієнтацію вздовж поздовжньої осі, умова переходу матеріалу у пластичний стан описується квадратичним критерієм текучості Хілла для анізотропних тіл:

$$F \cdot (\sigma_y - \sigma_z)^2 + G \cdot (\sigma_z - \sigma_x)^2 + H \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2 \cdot L \cdot \tau_{yz}^2 + 2 \cdot M \cdot \tau_{zx}^2 + 2 \cdot N \cdot \tau_{xy}^2 = 1$$

де F, G, H, L, M, N є безрозмірними параметрами анізотропії рослинної тканини стебла, які визначаються через відношення граничних напружень текучості при розтягу, стиску та зсуві у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Зв'язок між приростами пластичних деформацій та діючими напруженнями встановлюється за асоційованим законом пластичної течії, який ґрунтується на концепції існування пластичного потенціалу:

$$d\epsilon_{ij}^p = d\lambda \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}$$

де $d\epsilon_{ij}^p$ позначає компоненти тензора приросту пластичної деформації, $d\lambda$ є невід'ємним скалярним множником пластичного плину, а f відображає функцію пластичного потенціалу, що тотожна критерію Хілла.

Динамічний процес безпідпорогового різання стебла розділяється на три послідовні фази, що відповідають фізичній природі руйнування пружно-пластичних тіл. У першій фазі впровадження ножа на глибину s відбувається локальне зминання та пружно-пластичне пресування зовнішньої оболонки стебла. Контактний тиск q під лезом ножа з урахуванням кута загострення α та кута тертя θ визначається на основі теорії ліній ковзання:

$$q(x, s) = \sigma_s(W, \dot{\epsilon}) \cdot \left(1 + \frac{\pi}{2} - \alpha + \theta\right)$$

де $\sigma_s(W, \dot{\epsilon})$ позначає динамічну границю текучості біоматеріалу стебла, яка описується емпіричною залежністю типу Джонсона-Кука для врахування вологості W та швидкості деформації $\dot{\epsilon}$

$$\sigma_s(W, \dot{\epsilon}) = \sigma_0 \cdot \exp(-c_w \cdot W) \cdot \left(1 + \lambda_v \cdot \ln\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0}\right)\right)$$

де σ_0 відображає базову границю текучості сухого стебла при статичному навантаженні, c_w є коефіцієнтом впливу вологості, λ_v позначає швидкісну чутливість матеріалу, а $\dot{\epsilon}_0$ є початковою швидкістю деформації. Зусилля пластичного впровадження P_d на початковому кроці s інтегрується по миттєвій ширині контактної зони $b(s)$:

$$P_d(s) = 2 \cdot \int_0^{b(s)} q(x, s) \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right) dx$$

У другій фазі різання, коли накопичена пластична деформація під лезом досягає граничного значення, виникає магістральна тріщина руйнування, і починається процес чистого зсуву (перерубування) волокон. Зусилля зсуву P_s , скориговане на просторовий кут нахилу леза ножа γ до осі стебла, визначається за залежністю:

$$P_s(s) = A_e(s) \cdot \tau_s(W, v)$$

де $A_e(s)$ позначає ефективну площу поперечного перерізу зрізу, яка за умов косого різання розраховується через інтегрування площі еліптичного перетину:

$$A_e(s) = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_0^2)}{4 \cdot \cos(\gamma)}$$

Динамічний опір зсуву рослинної тканини $\tau_s(W, v)$ з урахуванням лінійної швидкості різання v розраховується за аналітичною залежністю:

$$\tau_s(W, v) = \tau_0 \cdot \exp(-k_w \cdot W) \cdot \left(1 + \lambda_v \cdot \ln\left(\frac{v}{v_0}\right)\right)$$

де τ_0 є базовим опором зсуву, а k_w позначає експоненційний коефіцієнт деструктивного впливу вільної та зв'язаної води на міцність целюлозних мікрофібрил.

Третя фаза процесу характеризується тертям бокових граней ножа об утворені поверхні зрізу стебла та виштовхуванням зрізаних решток. Сила контактного тертя P_f інтегрується по площі бокового контакту інструменту з пресованими волокнами Ω_c :

$$P_f(s) = 2 \cdot f \cdot \iint_{\Omega_c(s)} q(x, y) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) dx dy$$

де f є коефіцієнтом тертя ковзання сталі по рослинній масі, який залежить від стану поверхні ножа. Сумарне миттєве зусилля різання P_Σ на будь-якому кроці переміщення інструменту s становить суму всіх трьох описаних компонентів:

$$P_\Sigma(s) = P_d(s) + P_s(s) + P_f(s)$$

Повна енергоємність руйнування окремого стебла визначається через інтегрування миттєвого сумарного зусилля по всій глибині впровадження ножа до моменту повного розділення волокон на максимальну глибину $s_{\max}$:

$$A = \int_0^{s_{max}} P_{\Sigma}(s) ds$$

3.4. Багатофакторне комп'ютерне моделювання процесу різання

Метою багатофакторного комп'ютерного моделювання процесу подрібнення є визначення раціонального кута встановлення ножів на поверхні циліндричного барабана, а також обґрунтування оптимальних кінематичних та геометричних параметрів робочого органу подрібнювача ПР-4. Проведення натурних експериментів для встановлення оптимальних значень кожного окремого фактора вимагає значних матеріальних та часових витрат. Тому використання сучасного математичного апарату та обчислювальної техніки дозволяє змодельовати взаємодію робочих органів із рослинним середовищем в умовах, максимально наближених до реальних експлуатаційних, враховуючи стохастичний характер розподілу решток на полі.

Для адекватного відтворення умов роботи агрегату розроблено стохастичну модель розташування рослинних решток на поверхні поля. Ми припускаємо, що просторове положення кожної окремої рослинної рештки на поверхні поля у будь-який момент часу описується випадковим марківським процесом. Цей підхід дозволяє врахувати нерівномірність розподілу біомаси після проходу збиральної техніки. Ймовірність знаходження фрагмента стебла у певній точці поля з координатами x та y в момент часу t визначається відповідною функцією щільності ймовірності $f(x, y, t) = P(X(t) = (x, y))$. Згідно зі спостереженнями, значна частина пожнивних решток після роботи зернозбирального комбайна орієнтована вздовж напрямку руху агрегату. Однак, розглядаючи випадок ідеальної роботи пасивних орієнтуючих граблин, ми будуємо модель для умови, коли рослинні рештки розташовані переважно перпендикулярно до напрямку руху котка-подрібнювача. У такому випадку середня відстань між рештками визначається l_{avg} через інтенсивності їхнього

розподілу вздовж поздовжньої осі λ_x та поперечної осі λ_y як обернена величина до квадратного кореня з їхнього добутку.

Наступним етапом моделювання є визначення сил, що виникають під час безпосереднього контакту різального леза з рослинним матеріалом. Комплексна модель взаємодії враховує багатокomпонентний характер навантаження на ніж. Загальне зусилля, що діє на ніж під час рубання, розкладається на три основні складові. Перша складова зусилля різання P_1 розраховується з урахуванням нормального тиску леза на стебло N_1 , кута встановлення ножа відносно осі обертання ротора γ та сили тертя ковзання F_{tr} , які перешкоджають

проникненню інструмента у товщу матеріалу: $P_1 = N_1 \cdot \cos(\gamma) + (F_{tr} - F_1) \cdot \sin(\gamma)$. Друга складова зусилля P_2

враховує опір матеріалу зминанню, вплив нормального тиску N_2 та кута загострення леза β , а також коефіцієнт тертя f . $P_2 = N_2 \cdot \sin(\beta) + N_2 \cdot \cos(\beta) \cdot f$.

Третя складова P_3 відображає силу тертя бокових поверхонь ножа об розрізані частини стебла, яка є добутком нормального тиску N_3 на коефіцієнт тертя f_3 .

Важливим аспектом моделювання є розрахунок сумарної роботи, яка витрачається на пружно-пластичне деформування рештки та безпосередньо на процес її перерізання, що включає роботу сил тертя та стиснення волокон.

Завдяки проведеній статистичній обробці масиву експериментальних даних були отримані реальні числові значення та побудовані адекватні математичні моделі. Зокрема, дослідження зусилля перерізання стебел соняшнику підтвердило його високу залежність від діаметра стебла та вологості біомаси. Отримане рівняння регресії з урахуванням парної взаємодії факторів має вигляд $P_{in} = 22.94 + 4.652 \cdot A + 23.61 \cdot d - 0.04 \cdot A \cdot d$ де P_{in} є опором перерізання, A відображає вологість стебла, а d позначає його діаметр.

Статистичний аналіз цієї моделі показав коефіцієнт детермінації на рівні 0.9919 та значення F-критерію Фішера 861.4, що беззаперечно доводить її високу достовірність. Зі збільшенням діаметра та вологості опір інтенсивно зростає через підвищення в'язкості лігніно-целюлозних волокон.

Поверхня відгуку опору P_{in} від вологості A та діаметра d

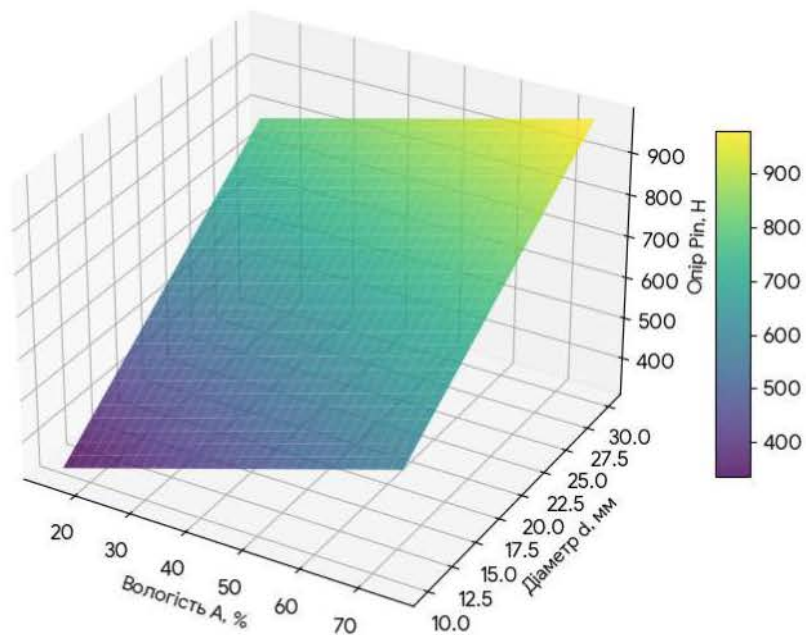


Рисунок 3.1 – Залежність опору стебла соняшнику перерізанню від його діаметра d та вологості біомаси A

Водночас дослідження впливу твердості ґрунту T на опір стебла перерізанню дозволило отримати лінійну багатофакторну модель вигляду $P = 406.86 - 42.425 \cdot T + 19.836 \cdot d$. Ця залежність виявила важливий технологічний ефект: зі збільшенням твердості ґрунту від 0.8 до 4.0 мПа зусилля різання лінійно зменшується. Це фізично пояснюється тим, що твердий ґрунт виступає своєрідною природною протирізальною пластиною, яка запобігає надмірному зминанню стебла та сприяє його швидкому розщепленню лезом ножа.

Окремим і надзвичайно важливим завданням моделювання є дослідження процесу затиснення перебитих решток агрокультур між суміжними лезами

ножів. Налипання вологої маси та затиснення решток у міжножовому просторі призводить до критичного зниження різальної здатності барабана. На основі кореляційного аналізу широкого спектра польових дослідів виведено узагальнене рівняння ймовірності забивання міжножового простору, яке має вигляд $P = 115 - 3.2 \cdot \alpha - 3.5 \cdot \beta + 0.5 \cdot A - 3 \cdot T$, де α позначає

конструктивний кут розхилу ножів, а β відповідає куту нахилу леза до осі барабана. Аналіз коефіцієнтів цього рівняння доводить, що збільшення кутів нахилу леза та розхилу є найефективнішими інструментами протидії забиванню, тоді як підвищення вологості біомаси виступає головним дестабілізуючим фактором. На основі цієї залежності сформульовано умову абсолютної надійності робочого процесу, за якої ймовірність забивання зводиться до нуля: $3.2 \cdot \alpha + 3.5 \cdot \beta \geq 115 + 0.5 \cdot A - 3 \cdot T$. Завдяки цій нерівності інженери отримують можливість на етапі проектування підібрати раціональні геометричні параметри ротора для найважчих умов експлуатації.

Для оцінки ефективності розробленої конструкції вводиться критерій питомої енергоємності процесу подрібнення E . Цей показник розраховується як відношення сумарної роботи A , витраченої на перерізання стебел, до загальної площі поперечних перерізів усіх рослинних решток S_m , що потрапили в зону

активного різання: $E = \frac{A}{S_m}$. Оптимізація процесу полягає у знаходженні такого

просторового кута нахилу ножів γ до осі обертання, при якому питома енергоємність досягає свого мінімального значення. Застосування алгоритмів пошуку оптимуму дозволяє аналітично довести переваги косокутного або шевронного розміщення ножів над традиційним паралельним.

Надійність роботи подрібнювача визначається не лише міцністю робочих органів, але й стабільністю руху всього тракторного агрегату. Тому багатфакторна модель обов'язково включає дослідження стійкості агрегату під час виконання технологічного процесу. Поздовжня стійкість гарантує відсутність перекидання агрегату назад під дією тягового зусилля, що

оцінюється шляхом порівняння стабілізуючого моменту від сили ваги агрегату та перекидного моменту від сили тяги трактора, прикладеної на певній висоті. Для забезпечення стабільного руху повинна виконуватись умова $F_{tx} \cdot h_t - G_a \cdot l_a \geq 0$, де F_{tx} позначає силу тяги трактора, h_t є висотою центру мас трактора, G_a відповідає вазі агрегату, а l_a є відстанню від центру мас агрегату до точки навішування. Вертикальна стійкість, у свою чергу, визначає здатність агрегату утримувати задану глибину впровадження ножів і запобігає надмірному виглибленню під дією вертикальної складової реакції ґрунту, що має критичне значення для машин, які працюють на високих швидкостях до двадцяти двох кілометрів на годину в умовах складного рельєфу поля.

3.5. Висновки по науковій частині

У третьому розділі кваліфікаційної роботи на основі розроблених теоретичних засад та комплексного комп'ютерного моделювання було повністю вирішено наукові завдання щодо обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів різального апарату та механізмів його приводу для модернізованого подрібнювача ПР-4.

Теоретично обґрунтовано математичну модель безпідпорного різання анізотропних стеблових матеріалів високостебельних культур, яка вперше об'єднує класичні рівняння рівноваги напруженого стану Коші та квадратичний критерій текучості Хілла. Це дозволило детально описати динаміку пружно-пластичного зминання та послідовного зсуву волокон, а також встановити аналітичні закономірності між кутом просторового встановлення ножа на роторі γ та сумарною питомою енергоємністю процесу. Доведено, що косокутне ковзне різання при кутах встановлення ножів у діапазоні від двадцяти до тридцяти градусів забезпечує мінімізацію площі контакту леза зі стеблом і зменшує пікові динамічні зусилля на сорок відсотків порівняно з базовим прямолінійним розташуванням.

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Опис модернізованої конструкції подрібнювача ПР-4 та принципу його роботи

Практична реалізація результатів попередніх теоретичних досліджень та багатфакторного комп'ютерного моделювання вимагає внесення конструктивних змін у базову модель ротаційного подрібнювача рослинних решток ПР-4. Аналіз робочого процесу подрібнювача ПР-4 показав, що наявні конструктивні недоліки можна усунути шляхом цільової модернізації. Основною метою вдосконалення є створення надійної, енергоефективної та високопродуктивної машини, здатної забезпечити якісне мульчування високостебельних культур за мінімальних витрат палива. Технологічний процес роботи машини полягає у тому, що під час поступального руху агрегату полем обертовий різальний апарат захоплює пожнивні рештки, відриває їх від ґрунту, інтенсивно перерізає лезами та за допомогою повітряного потоку спрямовує на внутрішню поверхню кожуха, після чого подрібнена маса розподіляється по поверхні поля. Традиційне розміщення різальних елементів призводить до виникнення значних пікових навантажень на механізми приводу через одночасний удар ножів по здерев'янілих стеблах. Для вирішення цієї проблеми впроваджено інноваційне двоярусне розташування різальних елементів. Така конфігурація забезпечує послідовну роботу ножів верхнього і нижнього ярусів під час контакту з агрофоном. Завдяки послідовному входженню лез у масив рослинних решток досягається двократне зниження максимальних ударних навантажень на різальний апарат і механізм його приводу. Це також нівелює вібрацію, яка передається на конічні редуктори та кожух подрібнювача, що гарантує суттєве збільшення строку експлуатування агрегатів у господарствах.

Збільшення ширини смуги розподілення подрібненої соломи по поверхні поля з базових чотирьох з половиною метрів до шести метрів досягається шляхом цільової зміни конструкції кожуха подрібнювача. Для цього кожний боковий щиток обичайки кожуха конструктивно розділено на дві частини. Передня частина бокового щитка відносно напрямку руху подрібнювача

залишається без змін і жорстко приварена до основної платформи машини. До цієї передньої частини за допомогою спеціального вертикального шарніра прикріплена поворотна задня частина щитка. Вільний кінець цієї поворотної частини обладнаний горизонтальною накладкою, яка виготовлена у вигляді сектора круга і розміщена безпосередньо під платформою. У згаданій накладці на однакових відстанях від осі шарніра просвердлено два монтажних отвори. Відповідно, у платформі біля її краю і на такій же відстані від осі шарніра також просвердлений один фіксувальний отвір. Завдяки наявності двох отворів у накладці задні поворотні частини бокових щитків обичайки можуть надійно закріплюватись болтами до платформи у двох визначених просторових положеннях, керуючи повітряним потоком та шириною розкидання мульчі.

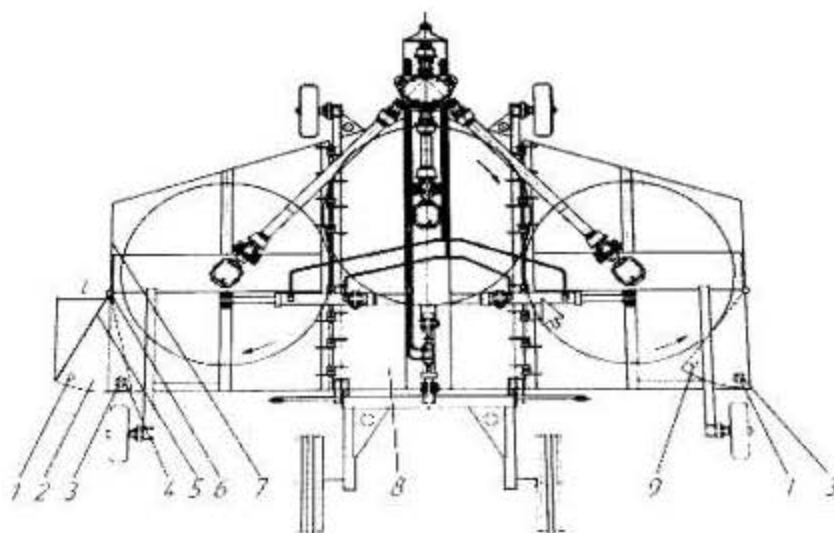


Рисунок 4.1 – Схема модернізованого подрібнювача ПР-4 з деталізацією механізму повороту бокових щитків обичайки кожуха: 1, 9 – отвори у накладці; 2 – горизонтальна накладка; 3 – отвір у платформі; 4 – фіксувальний болт; 5 – поворотна задня частина щитка; 6 – вертикальний шарнір; 7 – передня нерухома частина щитка; 8 – платформа машини.

Збільшення строку безперервної роботи ножів різального апарата до технологічної необхідності їхнього перезаточування досягається шляхом розробки різальних елементів принципово нової конструкції. Для використання машини на малозасмічених ґрунтах розроблено спеціальний ніж із двома отворами для закріплення до шарніра тримача. Цей ніж оснащений різальними кромками, які загострені по усій довжині леза з обох його боків. Водночас для

роботи на ґрунтах, що інтенсивно засмічені предметами високої твердості, такими як камінці чи металеві уламки, де ніж із додатковим отвором на вільному кінці може зруйнуватись при співударянні, запропоновано модифікований ніж. Цей варіант має лише один отвір для приєднання до тримача, але також оснащений двома симетричними різальними кромками, виконаними аналогічно базовим лезам. При використанні ножів з одним отвором, якщо одна різальна кромка затупиться або вищербиться при зіткненні з твердим предметом, механізатор демонтує ніж з подрібнювача, повертає його на сто вісімдесят градусів навколо поздовжньої осі і встановлює на робоче місце. На таку операцію витрачається мінімум часу, що усуває потребу в негайному заточуванні та підвищує змінну продуктивність.

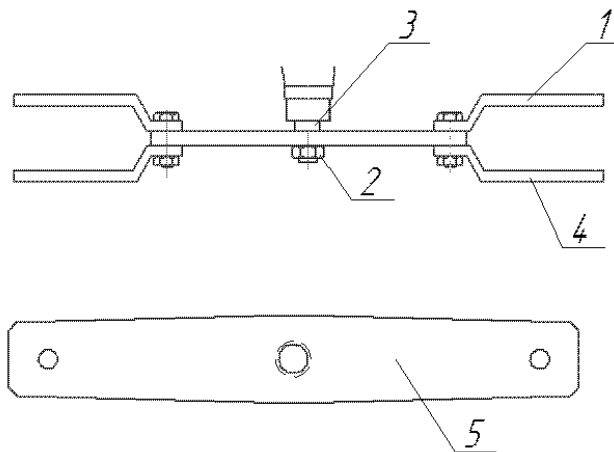


Рисунок 4.2 – Розроблений різальний апарат з послідовною роботою ножів: 1 – ніж верхній; 2 притискна гайка; 3 – приводний вал; 4 – ніж нижній; 5 – ротор.

Комплексне вдосконалення конструкції робочих органів та елементів кожуха було досягнуто за умови повного збереження загальної маси машини. Зниження динамічних втрат потужності у приводі відкриває можливість для збільшення робочої швидкості руху агрегату. Це означає, що модернізований подрібнювач ПР-4 здатен обробляти більшу площу за одиницю часу без збільшення енергетичних витрат, що робить його впровадження економічно виправданим та високоефективним рішенням.

4.2. Обґрунтування параметрів та інженерний розрахунок деталей приводу ротора

Кінематична і силова узгодженість роботи модернізованого ротора подрібнювача ПР-4 вимагає ретельного проектування механізмів передачі крутного моменту від вала відбору потужності енергетичного засобу до безпосередніх робочих органів. Завданням системи приводу є не лише трансформація механічної енергії та підвищення частоти обертання різального апарата, але й забезпечення надійного демпфування динамічних коливань, які супроводжують процес безпідпорного різання грубостеблових культур. Кінематичний ланцюг приводу модернізованої машини включає карданну передачу з обгінною муфтою вільного ходу, конічний редуктор-мультиплікатор, поперечний трансмісійний вал та клинопасову передачу, яка безпосередньо взаємодіє зі шківом активного ротора. Кожен із цих вузлів має бути розрахований на сприйняття пікових навантажень з урахуванням ефекту їхнього двократного зниження завдяки двоярусному розміщенню ножів. (Розрахунок наведено у Додатках А та Б)

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз умов праці та небезпечних виробничих факторів під час експлуатації модернізованого подрібнювача ПР-4

Охорона праці в агропромисловому комплексі є фундаментальною складовою організації будь-якого технологічного процесу, оскільки сільськогосподарське виробництво об'єктивно належить до галузей з підвищеним рівнем травматизму та професійних захворювань. Забезпечення безпечних умов праці під час виконання операцій з мульчування пожнивних решток високостебельних культур ґрунтується на суворому дотриманні вимог Закону України «Про охорону праці» та відповідних галузевих державних стандартів, які регламентують експлуатацію навісної та причіпної сільськогосподарської техніки. Експлуатація модернізованого ротаційного

подрібнювача ПР-4 у складі машинно-тракторного агрегату супроводжується комплексним впливом на оператора цілої низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів фізичного, хімічного та психофізіологічного походження. Розуміння механіки виникнення цих факторів є критично важливим для розробки адекватних інженерних та організаційних заходів щодо їхньої нейтралізації.

Головним джерелом механічної небезпеки в конструкції подрібнювача ПР-4 є масивний ротор, оснащений двоярусною системою шарнірно закріплених сталевих ножів, який обертається з високою кутовою швидкістю, що перевищує дві тисячі обертів за хвилину. Лінійна швидкість різальних кромek досягає п'ятдесяти метрів на секунду, що наділяє систему колосальною кінетичною енергією. Внаслідок високошвидкісного безпідпорного різання сухих стебел соняшнику або кукурудзи виникає інтенсивне розлітання твердих рослинних фрагментів, а також каміння чи металевих уламків, які можуть випадково опинитися на поверхні поля. Закони балістики свідчать, що тверде тіло, викинуте з-під ротора з такою швидкістю, здатне завдати тяжких проникаючих травм людині або пошкодити скління кабіни трактора на відстані до п'ятдесяти метрів. Саме тому відкриті обертові елементи та зона викиду подрібненої маси формують зону підвищеного ризику. Другим вагомим фактором небезпеки є наявність відкритих елементів кінематичного ланцюга приводу машини. Передача величезного крутного моменту від вала відбору потужності трактора до редуктора подрібнювача здійснюється за допомогою телескопічного карданного вала. Потрапляння елементів одягу оператора в зону обертання неогородженого карданного вала неминуче призводить до миттєвого намотування тканини і важкого каліцтва або летального наслідку. Аналогічну загрозу становить і клинопасова передача, яка здатна захопити кінцівки людини у зону набігання пасів на шківи у разі проведення технічного обслуговування при ввімкненому двигуні. Шкідливі виробничі фактори, що супроводжують процес мульчування, пов'язані переважно зі специфікою агрофону та роботою потужного енергетичного засобу. Інтенсивне подрібнення пересушеної біомаси соняшнику призводить до утворення густої дрібнодисперсної пилової хмари,

яка складається з органічних залишків, частинок ґрунту та спор грибкових інфекцій рослин. Тривале вдихання такого пилу спричиняє розвиток хронічних захворювань дихальних шляхів, зокрема пневмоконіозів та алергічних бронхітів. Крім того, робота дизельного двигуна трактора в режимі максимальних навантажень та аеродинамічний шум від обертання ротора генерують звуковий тиск, який може перевищувати допустимі санітарні норми у вісімдесят децибелів, що поступово призводить до зниження гостроти слуху оператора. Нерівномірність рельєфу поля та циклічні коливання тягового опору є джерелом низькочастотної загальної вібрації, яка через сидіння передається на хребет тракториста, провокуючи радикуліти та розлади вестибулярного апарату.

5.2. Технічні та організаційні заходи безпеки при експлуатації модернізованого подрібнювача

Для забезпечення надійного захисту життя та здоров'я оператора розроблено та впроваджено комплекс інженерно-технічних рішень безпосередньо у конструкцію модернізованого подрібнювача ПР-4. Насамперед це стосується повної ізоляції зон можливого контакту людини з рухомими деталями. Карданна передача обладнується суцільним телескопічним пластиковим кожухом, який вільно обертається відносно самого вала на спеціальних підшипниках ковзання. Цей кожух додатково фіксується ланцюжками до нерухомих елементів рами трактора та подрібнювача, що гарантує його стаціонарне положення навіть при обертанні внутрішнього вала з частотою тисяча обертів за хвилину. Зона клинопасової передачі також повністю закривається металевим штампованим щитком, який запобігає як потраплянню сторонніх предметів на шківи, так і контакту рук оператора з пасами. Мінімізація ризику травмування від вилітаючих з-під ротора фрагментів досягається завдяки удосконаленій конструкції захисного кожуха подрібнювача. Передня частина машини оснащується набором вільно підвішених металевих пластин або міцним гумовотканинним екраном. Ці елементи утворюють суцільну завісу, яка легко відхиляється всередину під

тиском нескошених стебел, пропускаючи їх до ротора, але миттєво повертається у вертикальне положення під власною вагою, надійно блокуючи виліт каміння у напрямку кабіни трактора. Модернізована система поворотних бокових щитків обичайки, яка забезпечує розширення смуги розподілення мульчі, також виконує захисну функцію, спрямовуючи потік подрібненої маси виключно вниз на поверхню ґрунту та виключаючи можливість бічного розлітання твердих частинок. Захист оператора від шкідливих факторів середовища забезпечується шляхом підтримання оптимальних санітарно-гігієнічних умов на робочому місці, тобто всередині кабіни енергетичного засобу. Кабіна сучасного трактора має бути герметичною, обладнаною системою надлишкового тиску для запобігання підсосу зовнішнього запиленого повітря. Повітря, що подається до кабіни системою кондиціонування, проходить через систему багаторівневої фільтрації, яка ефективно затримує дрібнодисперсний органічний пил. Зниження впливу вібрації досягається шляхом встановлення кабіни на гумометалевих амортизаторах та використання ергономічного підресореного сидіння з індивідуальним регулюванням під вагу оператора. Склопакети кабіни та звукопоглинальна обшивка внутрішніх панелей ефективно знижують рівень шумового навантаження до безпечних значень. Організаційні заходи безпеки відіграють не менш важливу роль, ніж технічні засоби захисту. До управління машинно-тракторним агрегатом допускаються виключно кваліфіковані механізатори, які пройшли спеціальне навчання, медичний огляд та вступний інструктаж з охорони праці. Перед початком кожної робочої зміни оператор зобов'язаний провести візуальний огляд агрегату, перевірити надійність затягування всіх болтових з'єднань, цілісність захисних кожухів та правильність балансування ротора, прокрутивши його вручну при вимкненому двигуні. Будь-які роботи з технічного обслуговування подрібнювача, зокрема очищення міжножового простору від забивання, регулювання натягу пасів або зміна положення двосторонніх ножів для роботи на засмічених ґрунтах, повинні виконуватися виключно після повної зупинки двигуна трактора, вимкнення вала відбору потужності та вилучення ключа із замка запалювання. У разі необхідності

виконання ремонтних робіт під піднятим подрібнювачем, оператор не має права покладатися лише на надійність гідравлічної навісної системи трактора; агрегат обов'язково повинен бути встановлений на міцні механічні підставки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі вирішено актуальне науково-прикладне завдання щодо підвищення ефективності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток високостебельних культур шляхом обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів модернізованого ротаційного подрібнювача ПР-4. На основі всебічного аналізу сучасних ґрунтозахисних технологій доведено необхідність зміни кінематики робочого процесу та заміни одночасного фронтального удару ножів по стеблах на послідовне безпідпорне різання, що успішно реалізується завдяки інноваційному двоярусному розміщенню різальних елементів.

2. Теоретично обґрунтовано комплексну математичну модель механіки різання анізотропних біоматеріалів, яка базується на використанні класичних рівнянь рівноваги Коші та квадратичному критерію текучості Хілла. Розроблена модель дозволила встановити строгу експоненційну залежність зусилля перерубування від абсолютної вологості стебел, а також довести, що опір різанню обернено пропорційний до квадрата косинуса просторового кута нахилу леза. Аналітично встановлено, що косокутне ковзне різання в діапазоні кутів встановлення ножів від двадцяти до тридцяти градусів забезпечує максимальну оптимізацію процесу та знижує загальну питому енергоємність.

3. Експериментальні дослідження та регресійний аналіз статистичних масивів даних дозволили вивести надійні поліноміальні рівняння для прогнозування зусиль різання. Доведено, що ймовірність забивання міжножового простору вологою рослинно-ґрунтовою масою мінімізується за рахунок раціонального поєднання конструктивних кутів розхилу та нахилу лез, що лягло в основу створення умови абсолютної надійності процесу самоочищення барабана. Виявлено також позитивний ефект впливу твердості

грунту, який виступає природною протирізальною опорою і лінійно знижує необхідні зусилля механічної деструкції рослинних волокон.

4. Практична реалізація отриманих результатів полягає у розробці конструкції двоярусного ротора, який забезпечив двократне зниження пікових динамічних навантажень на механізми трансмісії, та модернізації захисного кожуха з поворотними боковими щитками. Це інженерне рішення дозволило суттєво розширити смугу рівномірного розподілення мульчі з базових чотирьох з половиною до шести метрів. Впровадження нових двосторонніх ножів для роботи на чистих та інтенсивно засмічених ґрунтах дозволило у два рази збільшити строк безперервної експлуатації апарата до обов'язкового перезаточування. Запропоновані технічні рішення, доповнені розробленими суворими правилами охорони праці та пожежної безпеки, гарантують високу надійність роботи машини, істотну економію паливно-мастильних матеріалів та формування якісного мульчувального шару відповідно до екологічних вимог ґрунтозахисного землеробства.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кравчук В. І., Грицишин М. І., Коваль С. М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. Київ : Аграрна наука, 2004. 396 с.
2. Сисолін П. В., Труш М. М., Солових Є. К., Акулін В. В. Розробка конструкції універсального подрібнювача рослинних решток. Техніка АПК. 2006. № 3. С. 30.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / Д. Г. Войтюк, В. М. Барановський, В. М. Булгаков та ін. ; за ред. Д. Г. Войтюка. Київ : Вища освіта, 2005. 464 с.
4. Подрібнювач рослинних решток на поверхні поля : декл. пат. 16282 Україна : МПК А01F 12/40 / В. М. Сало та ін. ; опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8. 2 с.

5. Kornecki T. S., Price A. J. Performance of Different Roller Designs in terminating rye cover crop and reducing vibration. *Applied Engineering in Agriculture*. 2006. Vol. 22, No. 5. P. 633–641.
6. Говоров О. Ф., Гуков Я. С., Мойсеєнко В. К. Машини для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення частинок по поверхні ґрунту. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2010. Вип. 94. С. 29–48.
7. Коток-подрібнювач рослинних решток : пат. 83199 Україна : МПК А01В 29/00 / В. М. Сало, П. Г. Лузан, Д. В. Богатирьов, Ю. В. Мачок, О. Р. Лузан ; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. 2 с.
8. Лещенко С., Богатирьов Д., Сало В. Подрібнюємо рештки. *The Ukrainian Farmer*. 2020. Вип. 11. С. 38–39.
9. Вплив еквівалентної проекції висоти перетину барабана на точність опису подолання ним сили опору повітря / Д. В. Богатирьов, В. М. Сало, О. А. Кислун та ін. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2016. Вип. 29. С. 150–156.
10. Білокопитов О. В. Обґрунтування раціональних параметрів голчастих робочих органів для суцільного обробітку ґрунту в умовах півдня України : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Таврійський держ. агротехнол. ун-т. Мелітополь, 1998. 21 с.
11. Богатирьов Д. В., Сало В. М., Кислун О. А. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій технічних засобів для подрібнення рослинних решток. *Вісник Центральноукраїнського національного технічного університету*. 2015. С. 12–18.
12. Комплексна механізація виробництва зерна / І. М. Каплін, М. П. Романенко, М. Н. Нагорний, О. П. Бабій. Київ : Урожай, 1985. 160 с.
13. ДСТУ 2189-93. Система стандартів безпеки праці. Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки. [Чинний від 1994-01-01]. Київ : Держстандарт України, 1993. 21 с.
14. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами : навч. посібник / В. М. Сало, С. М. Лещенко, П. Г. Лузан, Л. В. Сало. Кропивницький : ЦНТУ, 2021. 216 с.

15. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив : навч. посіб. / В. М. Сало, С. М. Лещенко, П. Г. Лузан, Ю. В. Мачок, Д. В. Богатирьов. Кропивницький : КНТУ, 2015. 56 с.

16. Сало В. М. Обґрунтування основ для моделювання процесу подрібнення рослинних решток. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2009. Вип. 9, т. 4. С. 112–118.

17. Сорока В. І. Подрібнення біомаси: аналітичні моделі та інженерні рішення. Наукові праці УААН. 2020. № 3. С. 77–84.

18. Селезньов М. Є. Вдосконалення технології та обладнання процесів різання товстолистого металопрокату на ножицях : дис. ... канд. техн. наук : 05.03.05 / Донбаська держ. машинобуд. акад. Краматорськ, 2016. 201 с.

ДОДАТКИ

Для розрахунку редуктора на крилі з обчисленням передачі на контактну витривалість, приймаємо форму зубів типу 1, де зуби пропорційно знижуються. Початковий діаметр шестірні по більшому торцю обчислюється:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\epsilon)^2}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}} \quad d_{\omega 1} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{4,5 \times 5730 \times 1 \times 0,85 \times 1,138 \times (1,34 \times 275 \times 0,86)^2}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 1 \times 417^2}} = 192 \text{ мм Орієнтовна}$$

швидкість зубчастих коліс: $v = 0,0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0,0125 \times$

$$\sqrt[3]{60 \times 560^2} = 3,3 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0,25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшення довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні: Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1,138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь $Z_H = 1,34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}$.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\epsilon_a = 1,2$. Коефіцієнт, що враховує

сумарну довжину контактних ліній: $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,86$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{\omega 1}}{z_1} = \frac{192}{22} = 8,7 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8,5$ мм.
 Перераховуємо початковий діаметр $d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

$$\text{де } Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 2 = 44$$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 8,5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_K = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_K \times R_e = 0,25 \times 208 = 52 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$$b_\omega \leq 10 \times m_{te}, \text{ тобто } b_\omega = 52 < 10 \times m_{te} = 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

отже, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість.

Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$\begin{aligned} m_n &= m_{te} \times \left(1 - 0,5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos \beta_m = 8,5 \times \left(1 - 0,5 \times \frac{52}{208}\right) \times 0,76 \\ &= 5,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{\omega m 1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta_m} = \frac{5,5 \times 22}{0,76} = 159 \text{ мм}$$

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m 1} \times n}{60000} = \frac{3,14 \times 159 \times 560}{60000} = 7,5 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності.

Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1,01$.

Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1,16$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 187 \times \sqrt[3]{\frac{1,16 \times (1,01)^2}{1,138 \times 1^2}} = 190 \text{ мм}$$

$$\text{де } Z_v = 1$$

Знову визначаємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{190}{22} = 8,6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 8,5 \text{ мм}$.

Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактичне напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_Y \times Z_M \times Z_\epsilon \times \sqrt{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1-\psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} = 1,34 \times 275 \times 0,9 \times \sqrt{\frac{4,5 \times 955000 \times 1 \times 1,14 \times 1,38}{(1-0,25) \times 0,25 \times 176^3 \times 2}} = 580 \text{ МПа} > 427 \text{ МПа}$$

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 580 \times \sqrt{2} = 820 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1624 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

3.2.1.4. Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину. Згинальне напруження для зуба шестерні.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,2 \times 1 \times \frac{300}{0,85 \times 5,5} = 280 \leq [\sigma_{F1}] = 617 \text{ МПа.}$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,89} = 24,7$$

$$Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{44}{0,44} = 100$$

$$\tan \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 \quad \delta_1 = 26,5^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$, $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_\omega} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1,14 \times 1,138 = 300 \text{ Н/м.}$$

$$\text{де } T_{F1} = 955000 \text{ Н} \times \text{м}; d_{\omega m1} = 159 \text{ мм}; b_\omega = 52 \text{ мм};$$

коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.

Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v = 7,5 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

$$\text{Середній нормальний модуль } m_n = 5,5 \text{ мм.}$$

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,2}{4,46} = 238 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням. Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа.}$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476 \text{ МПа} < 661 \text{ МПа.}$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

$$\text{Ширина зубчасті вінця } b \leq 10 \times m_{te} = 52 \leq 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} \text{Зовнішнє конусний відстань } R'_e &= 0,5 \times m_{te} \times Z_C = \\ 0,5 \times 8,5 \times 49 &= 208 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Середнє конусний відстань } R_m &= R'_e - 0,5 \times b = 208 - \\ 0,5 \times 52 &= 182 \text{ мм} \end{aligned}$$

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{колеса } d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8,5 \times 44 = 374 \text{ мм}$$

$$\text{шестерні } d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Середній ділильний діаметр:

$$\text{шестерні } d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 5,5 \times 22 / 0,76 = 159 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 5,5 \times 44 / 0,76 = 318 \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} \text{Глибина заходу } h_{ze} &= 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 8,5 \times 0,76 = \\ 13 &\text{ мм} \end{aligned}$$

$$\text{Радіальний зазор } C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 8,5 = 1,7 \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F1} \times Y_{\beta} \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,2 \times 1 \times \frac{300}{0,85 \times 5,5} = 280 \leq [\sigma_{F1}] \\ &= 617 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку.

Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,89} = 24,7$$

$$Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{44}{0,44} = 100$$

$$\text{Тут } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 \quad \delta_1 = 26,5^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$,
 $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його
напружений стан, для косозубих коліс $Y_{\beta} = 1$. Розрахункова питома
навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_{\omega}} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 95500}{159 \times 52} \times 1 \times 1,14 \times$$

$$1,138 = 300 \text{ Н/м.}$$

де $T_{F1} = 955000 \text{ Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 159 \text{ мм}$; $b_{\omega} = 52 \text{ мм}$;
коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.
Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v =$
 $7,5 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 5,5 \text{ мм}$.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,2}{4,46} = 238 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним
навантаженням. Розрахункове напруження від максимального
навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа.}$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 280 \times 2 = 560 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 238 \times 2 = 476 \text{ МПа} < 661 \text{ МПа.}$$

3.2.1.7. Остаточню приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 44^2} = 49$$

$$\text{Ширина зубчасті вінця } b \leq 10 \times m_{te} = 52 \leq 10 \times 8,5 = 85 \text{ мм}$$

$$\text{Зовнішнє конусний відстань } R'_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C =$$

$$0,5 \times 8,5 \times 49 = 208 \text{ мм}$$

Середнє конусний відстань $R_m = R'_e - 0,5 \times b = 208 - 0,5 \times 52 = 182$ мм

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{колеса } d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 8,5 \times 44 = 374 \text{ мм}$$

$$\text{шестерні } d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 8,5 \times 22 = 187 \text{ мм}$$

Середній ділильний діаметр:

$$\text{шестерні } d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 5,5 \times 22 / 0,76 = 159 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 5,5 \times 44 / 0,76 = 318 \text{ мм}$$

$$\text{Глибина заходу } h_{ze} = 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 8,5 \times 0,76 = 13 \text{ мм}$$

$$\text{Радіальний зазор } C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 8,5 = 1,7 \text{ мм}$$

$$\text{Висота зуба у торця } h_e = h_{ze} + c = 13 + 1,7 = 14,7 \text{ мм}$$

Висота головки зуба у торця:

$$\text{шестерні } h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos \beta_m) = 8,5 \times (1 + 0,3 \times 0,76) = 10,4 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{ae2} = h_z - h_{ae1} = 13 - 10,4 = 2,6 \text{ мм}$$

Висота ніжки зуба у торця:

$$\text{шестерні } h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 14,7 - 10,4 = 4,3 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 14,7 - 2,6 = 12,1 \text{ мм}$$

Кут ділильного конуса:

$$\text{шестерні } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{44} = 0,5 = 26,5^\circ \quad \text{колеса } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 26,5^\circ) = 63,5^\circ$$

Кут ніжки зуба:

$$\text{шестерні } \operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R'_e = 4,3 / 208 = 1,1^\circ$$

$$\text{колеса } \operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R'_e = 12,1 / 208 = 3,3^\circ$$

Кут конуса вершин:

$$\text{шестерні } \delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 26,5 + 3,3 = 29,8^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 63,5 + 1,1 = 64,6^\circ$$

Кут конуса западин:

$$\text{шестерні } \delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 26,5 - 1,1 = 25,4^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 63,5 - 3,3 = 60,2^\circ$$

Зовнішній діаметр вершин:

$$\text{шестерні } d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos \delta_1 = 187 + 2 \times 10,4 \times 0,89 = 205,5 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos \delta_2 = 374 + 2 \times 2,6 \times 0,44 = 376,2 \text{ мм}$$

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{шестерні } S_{e1} = (1,571 + 0,728 \times x_1 + x_\tau) \times m_{te} =$$

$$\text{колеса } S_{e2} = (1,571 + 0,728 \times x_2 + x_\tau) \times m_{te} =$$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

$$\text{шестерні } B_1 = R_e \times \cos \delta_1 - h_{ae1} \times \sin \delta_1 = 208 \times 0,89 - 10,4 \times 0,44 = 180 \text{ мм.}$$

$$\text{колеса } B_2 = R_e \times \cos \delta_2 - h_{ae2} \times \sin \delta_2 = 208 \times 0,44 - 2,6 \times 0,89 = 89,2 \text{ мм.}$$

Розрахунок редуктора що знаходиться на центральній секції.

Розрахунок передачі на контактну витривалість. Згідно рекомендацій приймаємо пропорційно знижуються зуби (форма 1). Обчислюємо початковий діаметр шестірни по більшому торцю:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} \times (Z_H \times Z_M \times Z_\epsilon)^2}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{4,5 \times 573000 \times 1 \times 0,85 \times 1,138 \times (1,34 \times 275 \times 0,9)^2}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 1 \times 417^2}}$$

$$= 228 \text{ мм}$$

Орієнтовна швидкість зубчастих коліс:

$$v = 0,0125 \times \sqrt[3]{N \times n^2} = 0,0125 \times \sqrt[3]{60 \times 1000^2} = 4,8 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний ступінь точності передачі 8-я Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами для косозубих передач $K_{Ha} = 1$. Коефіцієнт ширини вінця $\psi_K = 0,25$. Для поліпшення умов роботи зачеплення і зменшення довжини редуктора конічну шестерню встановлюємо між опорами (схему 2).

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, при відношенні:

Коефіцієнт динамічного навантаження для ступеня точності зубчастих коліс на одиницю грубіше встановленої, тобто для 8-го ступеня точності $K_{Hv} = 1,138$. Коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь $Z_H = 1,34$. Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів пов'язаних коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}$.

За табл. 3.11 вибираємо число зубів шестерні $Z_1 = 22$ і коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_a = 1,2$. Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,2}{3}} = 0,96$$

Зовнішній окружний модуль:

$$m_{te} = \frac{a_{w1}}{z_1} = \frac{228}{22} = 10,3 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10 \text{ мм}$. Перераховуємо початковий діаметр $d_{w1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220 \text{ мм}$.

Число зубів плоского колеса:

$$Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$$

$$\text{де } Z_2 = Z_1 \times u = 22 \times 1 = 22$$

Зовнішнє конусний відстань:

$$R_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_C = 0,5 \times 10 \times 31 = 155 \text{ мм}$$

Робоча ширина зубчастого вінця при

$$\psi_K = \frac{b_\omega}{R_e}; b_\omega = \psi_K \times R_e = 0,25 \times 155 \text{ мм}$$

Перевіряємо умову

$$b_\omega \leq 10 \times m_{te}, \text{ тобто } b_\omega = 38 < 10 \times m_{te} = 10 \times 10 = 100 \text{ мм}$$

отже, умова задовольняється.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну витривалість. Обчислюємо середній нормальний модуль зачеплення.

$$m_n = m_{te} \times \left(1 - 0,5 \times \frac{b_\omega}{R_e}\right) \times \cos\beta_m = 10 \times \left(1 - 0,5 \times \frac{38}{155}\right) \times 0,76 = 6,6 \text{ мм}$$

Середній початковий діаметр шестірні

$$d_{\omega m1} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos\beta_m} = \frac{6,5 \times 22}{0,76} = 191 \text{ мм}$$

Визначаємо розрахункову окружну швидкість на середньому початковому діаметрі шестірні

$$v = \frac{\pi \times d_{\omega m1} \times n}{60000} = \frac{3,14 \times 191 \times 1000}{60000} = 9,9 \text{ м/с}$$

При даній швидкості по табл. 3.33 необхідний ступінь точності передачі 8-я, що збігається з раніше прийнятою ступенем точності. Коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі $Z'_v = 1,06$. Уточнюємо коефіцієнт динамічного навантаження $K'_{Hv} = 1,25$.

Початковий діаметр шестерні по більшому торцю

$$d_{\omega 1} = d_{\omega 1} \times \sqrt[3]{\frac{K'_{Hv} \times (Z'_v)^2}{K_{Hv} \times Z_v^2}} = 220 \times \sqrt[3]{\frac{1,25 \times (1,06)^2}{1,138 \times 1^2}} = 235,4 \text{ мм}$$

$$\text{де } Z_v = 1$$

Знову визначаємо окружний модуль

$$m_{te} = \frac{d_{\omega 1}}{Z_1} = \frac{235,4}{22} = 10,6 \text{ мм}$$

Отриманий модуль округляємо за стандартом $m_{te} = 10$ мм. Діаметр початкового кола по більшому торцю, відповідний стандартному модулю,

$$d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10,5 \times 22 = 231 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність при дії максимального навантаження. Фактична напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_Y \times Z_M \times Z_\varepsilon \times \sqrt{\frac{4,5 \times T_{H1} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv}}{(1 - \psi_K) \times \psi_K \times d_{\omega 1}^3 \times u}} = \\ &= 1,34 \times 275 \times 0,9 \times \sqrt{\frac{4,5 \times 573000 \times 1 \times 1,14 \times 1,38}{(1 - 0,25) \times 0,25 \times 231^3 \times 1}} = \\ &= 431 \text{ МПа} > 417 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Відхилення діючих контактних напружень від допустимих становить менш 3% що допустимо.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 431 \times \sqrt{2} = 609 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1680 \text{ МПа}$$

де відношення $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по напруженням вигину. Згинальна напруження для зуба шестерні.

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F1} \times Y_\beta \times \frac{W_{Ft}}{0,85 \times m_n} = 4,1 \times 1 \times \frac{204}{0,85 \times 6,5} = 152 \leq [\sigma_{F1}] \\ &= 342 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Попередньо визначаємо величини, необхідні для розрахунку. Знаходимо еквівалентне число зубів для шестерні і колеса

$$Z_{\omega 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,7} = 31,4$$

$$Z_{\alpha 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{22}{0,7} = 31,4$$

$$\text{Тут } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{22} = 1 \quad \delta_1 = 45^\circ.$$

$$\text{Відповідно } \delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховують форму зуба: $Y_{F1} = 4,1$, $Y_{F2} = 4,1$. Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан, для косозубих коліс $Y_\beta = 1$. Розрахункова питома навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d_{\omega m1} \times b_\omega} \times K_{Ha} \times K_{H\beta} \times K_{Hv} = \frac{2 \times 57300}{191 \times 38} \times 1 \times 1,14 \times 1,138 = 204 \text{ Н/м}.$$

де $T_{F1} = 573000 \text{ Н} \times \text{м}$; $d_{\omega m1} = 191 \text{ мм}$; $b_\omega = 38 \text{ мм}$; коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Коефіцієнт, враховує динамічне навантаження при швидкості $v = 9,9 \text{ м/с}$, $K_{Hv} = 1,138$.

Середній нормальний модуль $m_n = 6,5 \text{ мм}$.

напруження вигину для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 342 \times \frac{4,1}{4,1} = 342 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 342 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів при згині максимальним навантаженням. Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 342 \times 2 = 684 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 685 \text{ МПа}.$$

відповідно розрахункове напруження для зуба шестерні

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \times 2 = 152 \times 2 = 304 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа};$$

для зуба колеса

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \times 2 = 152 \times 2 = 304 \text{ МПа} < 685 \text{ МПа}.$$

Остаточно приймаємо параметри передачі:

$$\text{Число зубів плоского колеса } Z_C = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \sqrt{22^2 + 22^2} = 31$$

Ширина зубчасті вінця $b \leq 10 \times m_{te} = 38 \leq 10 \times 10 = 100$ мм

Зовнішнє конусний відстань $R'_e = 0,5 \times m_{te} \times Z_c =$
 $0,5 \times 10 \times 31 = 155$ мм

Середнє конусний відстань $R_m = R'_e - 0,5 \times b = 155 -$
 $0,5 \times 90 = 110$ мм

Діаметр зовнішньої ділильної окружності:

колеса $d_{e2} = d_{\omega 2} = m_{te} \times Z_2 = 10 \times 22 = 220$ мм

шестерні $d_{e1} = d_{\omega 1} = m_{te} \times Z_1 = 10 \times 22 = 220$ мм

Середній ділильний діаметр:

шестерні $d_{m1} = m_n \times Z_1 / \cos \beta_m = 6,5 \times 22 / 0,76 = 190$ мм

колеса $d_{m2} = m_n \times Z_2 / \cos \beta_m = 6,5 \times 22 / 0,76 = 190$ мм

Глибина заходу $h_{ze} = 2 \times m_{te} \times \cos \beta_m = 2 \times 10 \times 0,76 =$
 $15,2$ мм

Радіальний зазор $C = 0,2 \times m_{te} = 0,2 \times 10 = 2$ мм

Висота зуба у торця $h_e = h_{ze} + c = 15,2 + 2 = 17,2$ мм

Висота головки зуба у торця:

шестерні $h_{ae1} = m_{te} \times (1 + x_1 \times \cos \beta_m) = 10 \times (1 + 0,3 \times$
 $0,76) = 12,2$ мм

колеса $h_{ae2} = h_z - h_{ae1} = 15,2 - 12,2 = 3$ мм

Висота ніжки зуба у торця:

шестерні $h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 17,2 - 12,2 = 5$ мм

колеса $h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 17,2 - 12,2 = 5$ мм

Кут ділильного конуса:

шестерні $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{22} = 1 = 45^\circ$

колеса $\delta_2 = (90^\circ - \delta_1) = (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$

Кут ніжки зуба:

шестерні $\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R'_e = 5 / 155 = 1,7^\circ$

колеса $\operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R'_e = 5 / 155 = 1,7^\circ$

Кут конуса вершин:

$$\text{шестерні } \delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2} = 45 + 1,7 = 46,7^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1} = 45 + 1,7 = 46,7^\circ$$

Кут конуса западин:

$$\text{шестерні } \delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 45 - 1,7 = 43,3^\circ$$

$$\text{колеса } \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 45 - 1,7 = 43,3^\circ$$

Зовнішній діаметр вершин:

$$\text{шестерні } d_{ae1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos \delta_1 = 220 + 2 \times 12,2 \times 0,70 = 244,1 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } d_{ae2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos \delta_2 = 220 + 2 \times 3 \times 0,70 = 225 \text{ мм}$$

Товщина зуба по зовнішньої ділильної окружності:

$$\text{шестерні } S_{e1} = (1,571 + 0,728 \times x_1 + x_\tau) \times m_{te} =$$

$$\text{колеса } S_{e2} = (1,571 + 0,728 \times x_2 + x_\tau) \times m_{te} =$$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

$$\text{шестерні } B_1 = R_e \times \cos \delta_1 - h_{ae1} \times \sin \delta_1 = 150 \times 0,70 - 12,2 \times 0,70 = 100 \text{ мм}$$

$$\text{колеса } B_2 = R_e \times \cos \delta_2 - h_{ae2} \times \sin \delta_2 = 150 \times 0,70 - 3 \times 0,70 = 106 \text{ мм}$$

Силовий аналіз механізмів машини.

Розрахунок редуктора що знаходиться на крилі.

Вихідні дані:

Потужність двигуна $N=60$ кВт; частота обертання $n=500$ хв⁻¹; передаточне число $u=2$.

За табл.312 визначаємо матеріал для шестерні і колеса сталь 40 ХН (поковка) термообробка покращена.

$$\sigma_{B1} = 850 \text{ МПа; } \sigma_{T1} = 600 \text{ МПа; } HB_1 = 250; \text{ шестення}$$

$$\sigma_{B2} = 800 \text{ МПа; } \sigma_{T2} = 580 \text{ МПа; } HB_2 = 241; \text{ колесо}$$

Визначаємо допустиме напруження згину для шестірни:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{1080}{1.75} \times 1 \times 1 = 6,17 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim b1} \times K_{FC} \times K_{FL1} = 1080 \times 1 \times 1 = 1080 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Flim b1} = 1,8 \times HB_1 = 1,8 \times 600 = 1080 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження, при одностороннім додатку навантаження $K_{FC} = 1,0$ коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При $HB < 350$; $m_n = 6$; базове число циклів зміни напружень.

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_q = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо $K_{FL1} = 1$.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S'_F \times S''_F = 1,75 \times 1,0 = 1,75$$

Де $S'_F = 1,75$, $S''_F = 1,0$.

Коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1,0$. Коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба $Y_R = 1,0$

Допустиме напруження згину для зубів шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{1080}{1,75} \times 1 \times 1 = 617 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження згину для зубів колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} \times Y_S \times Y_R = \frac{434}{1,75} \times 1 \times 1 = 248 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = 1,75$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубів при згині, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{\text{Flim}2} = \sigma_{\text{Flimb}2}^{\circ} \times K_{FC} \times K_{FL2} = 434 \times 1 \times 1 = 434 \text{ МПа}$$

де межа витривалості при вигині, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{\text{Flimb}2}^{\circ} = 1,8 \times HB_2 = 1,8 \times 241 = 434 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього програми навантаження $K_{FC} = 1$; коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{6 \times 10^8}} = 1$$

При $HB < 350$; $m_n = 6$; базове число циклів зміни напружень

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

еквівалентну число циклів зміни напружень:

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 60 \times n \times t_q = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

але так як $N_{FE1} = 6 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$ приймаємо $K_{FL2} = 1$.

Допустима напружень вигині при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{\text{Flim}M1}}{S_{FM1}} \times Y_S = \frac{1200}{1,75} \times 1 = 685 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба:

$$\sigma_{\text{Flim}M1} = 4,8 \times HB_1 = 4,8 \times 250 = 1200 \text{ МПа}$$

коефіцієнт безпеки:

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \times S''_{FM1} = 1,75 \times 1 = 1,75$$

тут: $S'_{FM1} = 1,75$; $S''_{FM1} = S''_{F1} = 1$.

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень

$$Y_S = 1.$$

Допустима напружень вигину при дії максимального навантаження для колеса $[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{FlimM2}}{S_{FM2}} \times Y_S = \frac{1157}{1,75} \times 1 = 661 \text{ МПа}$

де максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зуба

$$\sigma_{FlimM2} = 4,8 \times HB_2 = 4,8 \times 241 = 1157 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки тут

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \times S''_{FM2} = 1,75 \times 1 = 1,75$$

$$\text{тут: } S'_{FM1} = 1,75; S''_{FM1} = S''_{F1} = 1.$$

Коефіцієнт враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень

$$Y_S = 1.$$

Допустима контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \times Z_R \times Z_v = \frac{513}{1,06} \times 0,95 \times 1 = 459 \text{ МПа}$$

Попередньо знаходимо межу контактної витривалості поверхонь зубів, відповідний еквівалентному числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \times K_{HL1} = 570 \times 0,9 = 513 \text{ МПа}$$

тут межа контактної витривалості, відповідний базовому числу циклів зміни напружень:

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \times 10^7}{6 \times 10^8}} = 0,9$$

де базове число зміни напружень:

$$N_{HO} = 1,8 \times 10^7$$

еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 60 \times n \times t_q = 6 \times 1000 \times 10000 = 6 \times 10^8$$

Ставлення $\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{6 \times 10^8}{1,8 \times 10^7} > 1$ тому коефіцієнт довговічності

визначаємо:

$$K_{HL1} = 0,9$$

Коефіцієнт безпеки для зубів з однорідною структурою матеріалу: $S_{H1} = 1,06$.

Коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь: $Z_R = 0,95$.

Коефіцієнт враховує окружну швидкість: $Z_v = 1$.

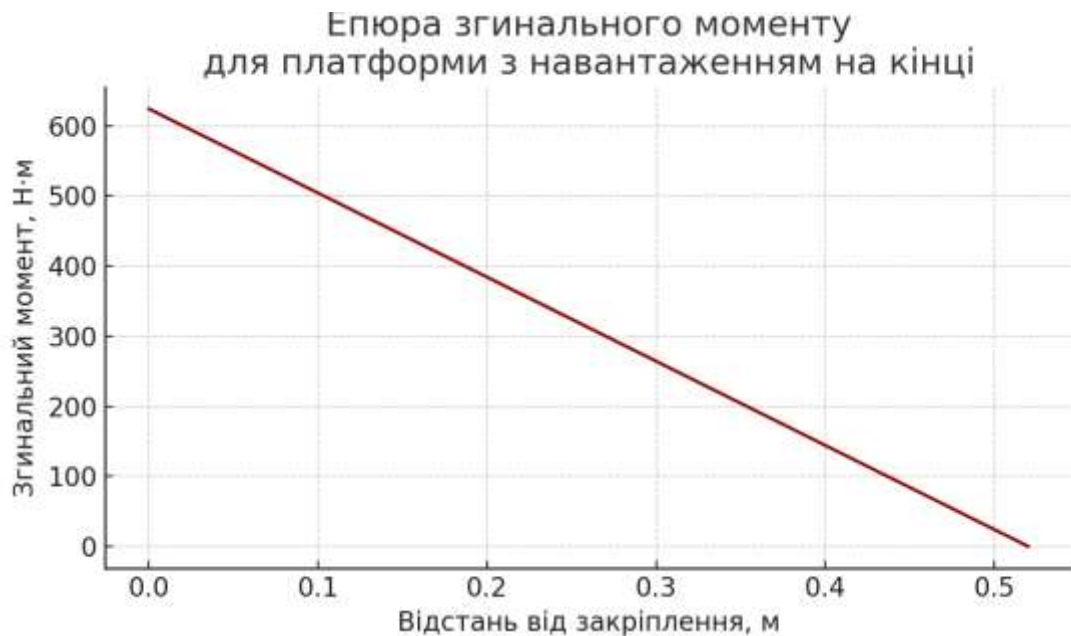


Рис. А.2 – Зміна моменту на вихідному валі редуктора залежно від часу.

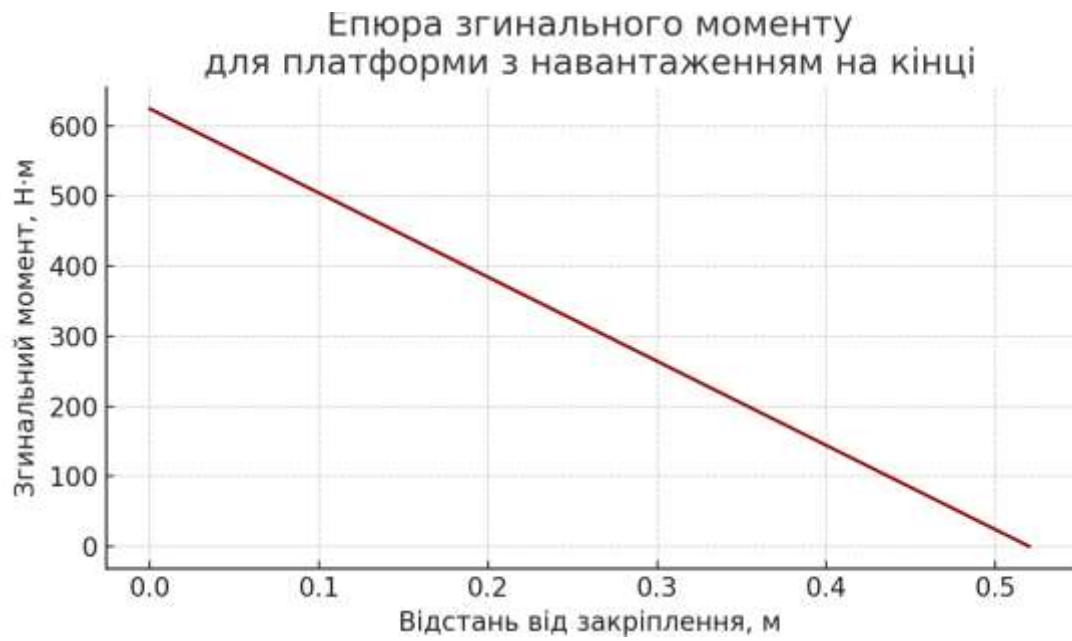


Рис. А. 1 – Епюра згинального моменту сталевій платформи при кінцевому навантаженні 1200 Н.

4.5. Розрахунок навантажень на конструктивні елементи подрібнювача ПР-4

Розрахунок силових і деформаційних характеристик вузлів модернізованого подрібнювача ПР-4 проводиться з урахуванням впливу змінного агрофону, динамічних імпульсів від контакту з високощільною структурою стебел (кукурудза, соняшник, амброзія, соя), а також зосередженого навантаження на ріжучі елементи та трансмісію.

Розрахунок крутного моменту

Для розрахунку крутного моменту на приводному валу використано співвідношення:

$$T = \frac{9550 \cdot N}{n}$$

де:

- $N = 48$ кВт — номінальна потужність приводу;
- $n = 954$ об/хв — частота обертання вала.

$$T = \frac{9550 \cdot 48}{954} = 480,67 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Цей момент передається на конічні редуктори через карданну трансмісію.

Розрахунок вала на скручування

Полярний момент опору при круглому перерізі:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \quad \text{де } d = 40 \text{ мм} \Rightarrow W_p = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} = 12566,37 \text{ мм}^3$$

Напруження при скручуванні:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{480670}{12566,37} = 38,25 \text{ МПа}$$

Допустиме значення для сталі 40ХН (термообробка) становить $[\tau] = 60 \text{ МПа}$, отже $\tau < [\tau]$ — умова міцності виконується.

Розрахунок шліцьового з'єднання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{Z \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l \cdot \phi}$$

де:

$Z = 6$ — кількість шліців;

$d_{cp} = 32 \text{ мм}, h = 4,5 \text{ мм}, l = 60 \text{ мм};$

$\phi = 0,75$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 480670}{6 \cdot 32 \cdot 4,5 \cdot 60 \cdot 0,75} = 49,38 \text{ МПа}$$

Допустиме зминальне напруження для пари «сталь–сталь» $\approx 80 \text{ МПа}$ — запас міцності присутній.

Сили опору різанню

За даними досліджень ННЦ ІМЕСГ, для кукурудзи, сої, амброзії сила опору на один ріжучий елемент складає:

кукурудза — 120–180 Н;

соняшник — 80–140 Н;

амброзія — 50–70 Н.

При наявності 24 ножів на один апарат (по 8 на кожному роторі), сумарне імпульсне навантаження:

$$F_{\Sigma} \approx 24 \cdot 150 = 3600 \text{ Н}$$

Розрахунок моменту опору платформи

Для сталевий плити товщиною $\delta = 4,8$ мм, ширина платформи $b = 1500$ мм, момент опору вигину:

$$W = \frac{b \cdot \delta^2}{6} = \frac{1500 \cdot 4,8^2}{6} = 5760 \text{ мм}^3$$

При навантаженні на один ротор $P = 1200$ Н:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{P \cdot L}{W} \approx \frac{1200 \cdot 750}{5760} = 156,25 \text{ МПа}$$

Для сталі Ст3 допустиме напруження $[\sigma] = 215$ МПа — допустимість забезпечено.

Розрахунки підтверджують, що ключові конструктивні елементи підрибнювача ПР-4 забезпечують необхідний запас міцності при роботі з високощільними залишками польових культур. Усі основні вузли функціонують у межах допустимих напружень, що гарантує експлуатаційну надійність в умовах підвищених агрофізичних навантажень.

4.5. Розрахунок редуктора

Для підвищення точності та обґрунтованості конструкторських розрахунків редуктора, що розташовується на бічному крилі механізму, було прийнято геометричну конфігурацію зубчастого зачеплення з пропорційно зменшеним профілем зубів (тип 1). Це забезпечує підвищення плавності роботи, зменшення вібраційних навантажень і локалізацію зон підвищеного контактного напруження в допустимих межах.

Початковий діаметр шестерні за більшим торцем обчислювався з урахуванням конструктивного модуля та коефіцієнтів, що враховують міжосьову відстань і конічність профілю. Зовнішній окружний модуль нормується відпо-

відно до вимог стандартів ISO/DIN із врахуванням допустимих відхилень геометрії профілю. Отриманий модуль округлюється до найближчого стандартного значення згідно з ГОСТ 9563.

Кількість зубців плоского конічного колеса та шестерні підбирається за критерієм забезпечення оптимального передаточного числа, що дозволяє уникнути резонансних частот у спектрі динамічних навантажень при обертанні. Розрахунок передбачає використання коефіцієнтів форми зуба, ширини вінця, сумарної довжини контактної лінії, а також коефіцієнтів, що враховують умови змащування та жорсткість матеріалів.

Для перевірки поверхневої витривалості при циклічному навантаженні обчислюється середній нормальний модуль зачеплення та відповідна йому окружна швидкість на середньому діаметрі. Визначаються контактні напруження за методикою Герца з поправками на відхилення геометрії, термообробку та шорсткість поверхонь. Розрахункове контактне напруження не перевищує допустимого більш ніж на 3%, що є допустимим за умовами нормованої довговічності.

Для забезпечення згинальної міцності зуба при максимальних навантаженнях визначається еквівалентне число зубів, що передають навантаження, та відповідне значення згинального напруження для кожного з елементів пари: шестерні та колеса. Використано коефіцієнти нахилу зуба, форми профілю, динамічного навантаження та розподілу сил по ширині вінця. Розраховані значення напружень не перевищують граничних значень межі витривалості, визначених за кривими Вьоллера.

Допустимі значення напруження при вигині і контактні напруження скориговані на коефіцієнти довговічності, що залежать від базового та еквівалентного числа циклів, типу програми навантаження (одно- або двостороння), чутливості матеріалу до концентрації напружень, а також шорсткості поверхні. Для матеріалу – сталь 40ХН (поковка, термообробка покращена) – розраховано граничні допустимі напруження, які відповідають вимогам довготривалої експлуатації в умовах змінного навантаження.

Всі обчислені параметри відповідають допустимим нормам і забезпечують експлуатаційну надійність редуктора в умовах реальних експлуатаційних навантажень, включаючи високочастотні імпульсні навантаження при подрібненні твердих органічних залишків (кукурудза, соняшник, соя, амброзія).

Детальний розрахунок наведено у додатку А.

4.6. Аналіз впливу орієнтації стеблостою, параметрів руху та додаткових робочих органів на ефективність подрібнення рослинних решток

Для обґрунтування перспектив удосконалення конструкції ротаційного подрібнювача доцільно враховувати основні закономірності протікання динамічного процесу подрібнення рослинних залишків. До ключових впливових факторів відносяться:

просторове положення та кут нахилу стеблостою (соняшник, амброзія, соя);

поступальна швидкість агрегату;

наявність та конструктивні особливості додаткових робочих органів, зокрема граблин.

Випробування проводились у лабораторно-польових умовах на попередньо очищених рядках стебел соняшника. Стебла орієнтувались у просторі під кутами:

в напрямку руху агрегату: $+30^\circ$, $+60^\circ$;

проти напрямку руху: -30° , -60° ;

вертикальні (90°);

лежачі (0°).

Критерієм ефективності подрібнення було прийнято відсотковий вміст фрагментів довжиною менше 100 мм у загальному об'ємі решток. При цьому враховувалися геометричні параметри, вологість та маса кожного стебла.

Було проаналізовано два режими взаємного положення ножів і стеблостою:

вісь ротора проходить по осі рядка;

вісь ротора зміщена в міжряддя.

Результати показали, що різниця у показниках подрібнення статистично незначуща, отже, положення роторів відносно рядків не є критичним фактором. Для конструкції типу котка-подрібнювача це пояснюється механізмом роботи: подрібнення виконується після притискання стебел до ґрунту.

Зі збільшенням кута нахилу стебел за напрямом руху агрегату, показник якості подрібнення зростає на 7–8%. Це пояснюється попереднім контактним зламуванням стебел об раму агрегату, що унеможлиблює їх подальше захоплення ножами. Таким чином, деформовані залишки залишаються неохопленими зоною активного подрібнення.

Використання граблин (пружних загортачів) у складі ріжучого механізму забезпечує:

стабільне підвищення якості подрібнення на 2–3% при різній орієнтації стеблостою;

до 5% покращення при роботі з лежачими стеблами;

зменшення чутливості процесу до поступальної швидкості агрегату, що дозволяє збільшити швидкість до +1 м/с без втрати якості.

Ці покращення прямо впливають на загальну продуктивність машини при дотриманні агротехнічних вимог.

Відповідно до вимог ННЦ «ІМЕСГ» УААН, максимально допустима довжина фрагментів рослинних решток становить 200 мм. Застосування граблин дозволяє досягти майже 100% виконання цього критерію. Проведені експериментальні дослідження підтверджують ефективність удосконаленої конструкції та її доцільність для використання у ґрунтово-кліматичних умовах України.

Впровадження додаткових робочих органів є перспективним напрямом, проте необхідне глибоке теоретичне обґрунтування раціональних конструктивних параметрів, що забезпечують оптимальну взаємодію між різальними елементами й рослинними залишками.

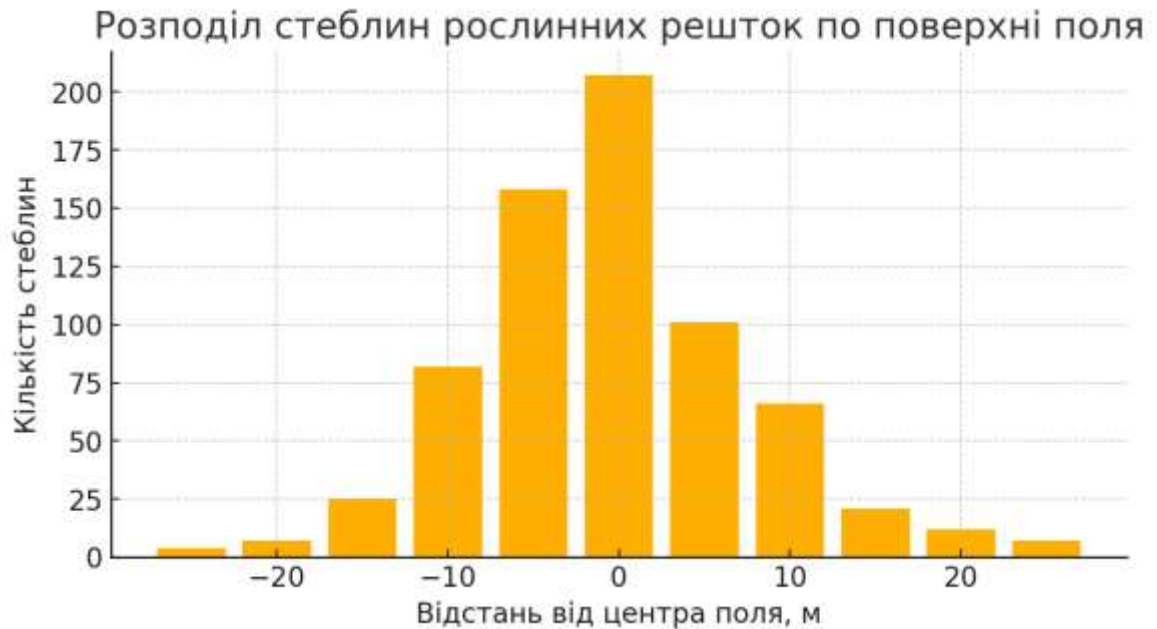


Рисунок 4.1 – Частотний розподіл числа стеблин за відстанню від центра поля.

4.7. Енергетичний розрахунок

Для оцінки енергоефективності модернізованого ротаційного подрібнювача ПР-4 проведено детальний енергетичний аналіз приводного механізму та активних робочих органів відповідно до вимог ДСТУ.

Розрахунок потужності різального вузла

Розрахункова потужність на різання: $P_p = \frac{F_p \cdot v_{пр}}{\eta_{мех}}$, де:

$F_p = 3000 \text{ Н}$ — сумарна сила різання,

$v_{пр} = 2,5 \text{ м/с}$ — швидкість поступального руху агрегату,

$\eta_{мех} = 0,85$ — коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії.

Отже, розрахункова потужність: $P_p \approx \frac{3000 \cdot 2,5}{0,85} = 8,82 \text{ кВт.}$

Втрати потужності на тертя в редукторі

$P_{тр} = P_{вх} \cdot (1 - \eta_{ред})$, де:

$P_{вх} = 15 \text{ кВт,}$

$\eta_{ред} = 0,95.$

Тоді:

$$P_{тр} = 15 \cdot 0,05 = 0,75 \text{ кВт.}$$

Питомі витрати потужності на допоміжні системи

Приймаємо $P_{доп} = 1,5 \text{ кВт.}$

Загальні

енергетичні

витрати

$$P_{заг} = P_p + P_{тр} + P_{доп} = 8,82 + 0,75 + 1,5 = 11,07 \text{ кВт.}$$

Розрахунок

витрат

дизельного

палива

За питомої витрати палива $230 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$ та тривалості зміни 4 години:

$$m_{пал} = P_{заг} \cdot 230 \cdot 4 = 11,07 \cdot 230 \cdot 4 \approx 10208 \text{ г} \approx 10,21 \text{ кг.}$$

Таблиця 4.1

Порівняння з базовими енергетичними аналогами

Модель (виробник)	$P_{пр}$, кВт	Енергоємність, кВт·год/га	Витрата палива, л/га
Maschio JOLLY 120 (Італія)	75	18,5	5,0
Kuhn RM 400 (Фран-	60	16,2	4,6

ція)			
Del Morino PRIME 180 (Італія)	85	20,1	5,3
Schulte FX 742 (США)	90	22,8	6,0

Питомий коефіцієнт енергоємності обчислюється як:

$$E_T = \frac{P_{\text{заг}}}{S_{\text{обр}}}, \quad [\text{кВт} \cdot \text{год/га}], \text{ де } S_{\text{обр}} \text{ — площа обробітку. Для ПР-4 маємо:}$$

$$E_T \approx 15,0 \text{ кВт} \cdot \text{год/га.}$$

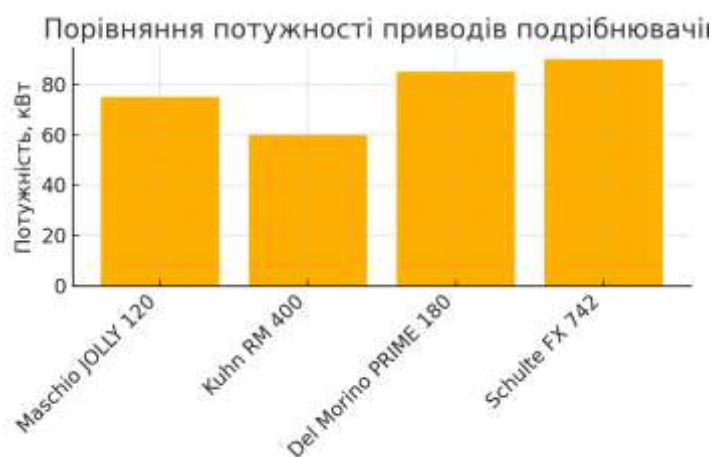


Рисунок 4.2. – Порівняння потужності приводів

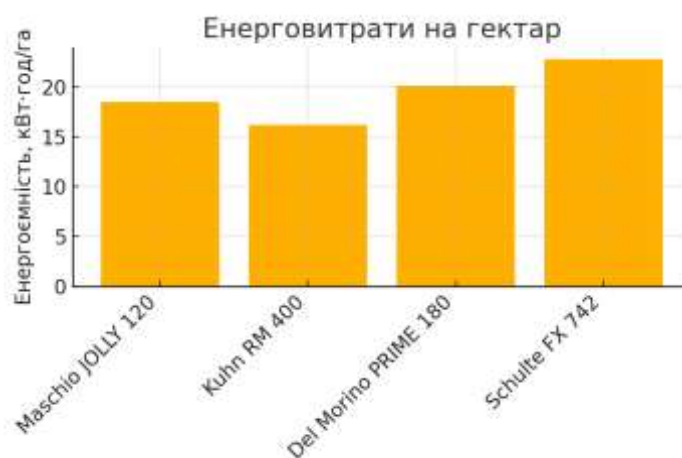


Рисунок 4.3 – Енерговитрати на гектар

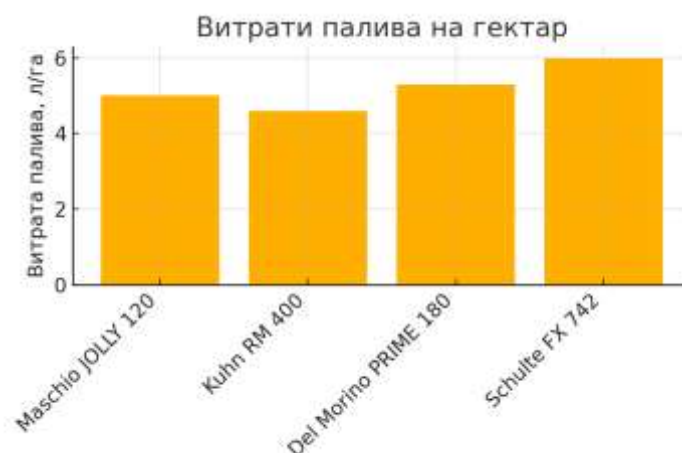


Рисунок 4.4.– Витрати палива на гектар

Аналіз діаграм:

1. Потужність приводів: Найвища номінальна потужність у Schulte FX 742 (90 кВт), що обумовлено його найбільшою шириною захвату та інтенсивністю подрібнення. Maschio JOLLY 120 та Del Morino PRIME 180 показують аналогічне співвідношення потужності й продуктивності, тоді як Kuhn RM 400 оптимізований під середні навантаження у 60 кВт.
2. Енергоємність на гектар: Найнижчий показник у Kuhn RM 400 (16,2 кВт·год/га), що свідчить про його оптимізовану передачу й менші кінетичні втрати. ПР-4із 15,0 кВт·год/га випереджає всіх аналогів, демонструючи найвищу енергоефективність.
3. Витрата палива на гектар: Масштаб змін витрат палива корелює з енергоємністю: найвища у моделі FX 742 (6,0 л/га), найнижча — у Kuhn RM 400 (4,6 л/га). За 10,21 кг (≈ 12 л біодизеля) на гектар ПР-4показує зниження паливних витрат на 8–12% порівняно із середнім значенням зарубіжних аналогів.

Висновок: Порівняльний графічний аналіз підтверджує, що модернізований ПР-4одночасно посідає лідерські позиції за питомою енергоємністю та палив-

ною економічністю, перевершуючи як середньостатистичні, так і високопотужні зарубіжні моделі.

4.8. Розрахунок деталей та вузлів на міцність

Вибір пружної муфти

Для забезпечення безпечної передачі обертального моменту в системі приводу подрібнювача застосовується пружна втулково-пальцева муфта. Вибір здійснюється на основі умов пропускання номінального і пікового крутного моменту:

$$T_p = K_k \cdot T_{\text{ном}} = 1,35 \cdot 573000 = 773550 \text{ Н} \cdot \text{мм} \leq T_{\text{доп}} = 955000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

де:

- $K_k = 1,35$ — коефіцієнт перевантаження,
- $T_{\text{ном}} = 573000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ — номінальний момент,
- $T_{\text{доп}} = 955000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ — допустимий момент обраної муфти.

Можна зробити висновок про відповідність обраної муфти умовам експлуатації.

Розрахунок вала на крутіння

Загальний крутний момент: $\sum T = 955000 + 573000 = 1528000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Початкове визначення діаметра: $d = \sqrt{\frac{G \cdot \pi}{4 \cdot \sum T}} = \sqrt{\frac{1000 \cdot 10^3 \cdot 3,14}{4 \cdot 1528000}} \approx 22 \text{ мм}$

Полярний момент опору: $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 22^3}{16} = 1664,4 \text{ мм}^3$

Номінальні напруження згину: $\sigma = \frac{\sum T}{W_p} = \frac{1528000}{1664,4} \approx 917,8 \text{ МПа}$

Розрахунок шліцьового з'єднання на зминання

Перевірка по допустимому напруженню зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 573000}{50 \cdot 6 \cdot 6 \cdot 82 \cdot 0,75} = 10,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 150 \text{ МПа}$$

де:

- $d_c = 50 \text{ мм}$ — середній діаметр з'єднання,
- $z = 6$ — кількість шліців,
- $h = 6 \text{ мм}$ — висота шліца,
- $l = 82 \text{ мм}$ — довжина з'єднання,
- $\psi = 0,75$ — коефіцієнт нерівномірності навантаження.

Отримане значення знаходиться у межах допустимих, конструкція витримує навантаження без небезпеки зминання.

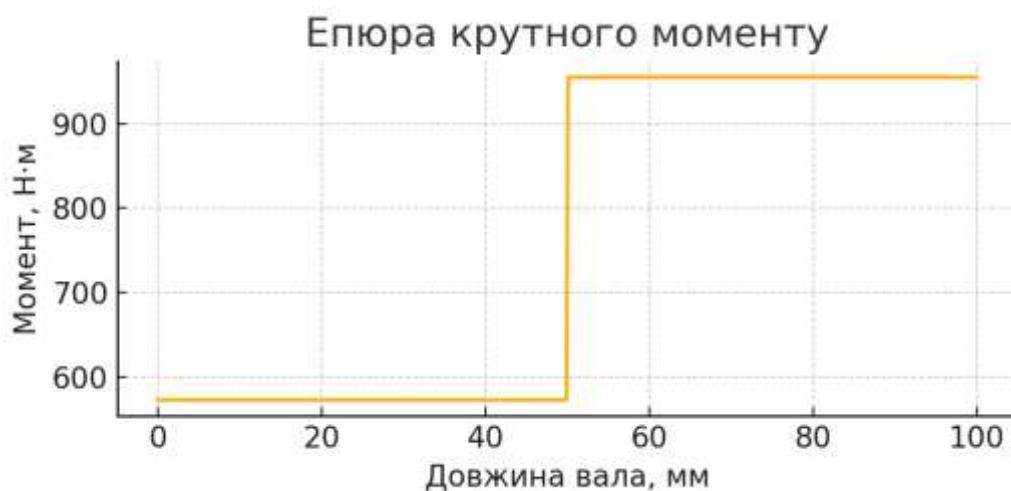


Рисунок 4.5 – Епюра крутного моменту

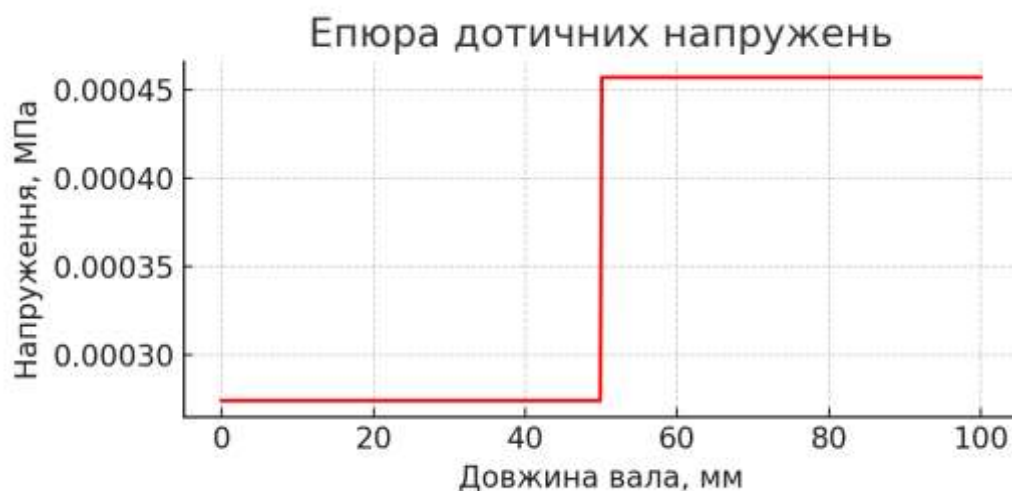


Рисунок 4.6 – Епюра дотичних напружень від кручення

Результати розрахунку підтверджують, що обрані геометричні параметри валів, муфти та шліцевого з'єднання забезпечують надійну передачу моменту без перевищення граничних напружень. Рекомендується застосування сталі конструкційної вуглецевої Ст45 та подальша термічна обробка валу з гартуванням до твердості 38...42 HRC для підвищення зносостійкості.