

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

“ ____ ” _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

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

«Обґрунтування модернізації кукурудзбиральної приставки з
дослідженням подрібнюючого апарата»

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-23М-1.2

ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Хачатрян Роман Жирайрович

« ____ » _____ 2025 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

_____ Сергій МОРОЗ

« ____ » _____ 2025 р.

Рецензент

доцент, канд. техн. наук

_____ Кирил ЩЕРБИНА

« ____ » _____ 2025 р.

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Олексій Васильковський

«___» _____ 2025 року

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

_____ Хачатряна Романа Жирайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Обґрунтування модернізації кукуруддозбиральної приставки з дослідженням
подрібнюючого апарата

2. Керівник роботи (проекту)

_____ Мороз Сергій Миколайович, канд. техн. наук, доцент

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

3. Строк подання роботи до захисту 26.05.2025 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту) _____

Підвищення ефективності роботи подрібнюючого апарата кукуруддозбиральної
приставки

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Пояснювальна записка	26.05.2025 р.	
2	Графічна частина	26.05.2025 р.	
3	Захист роботи	27.05.2025 р.	

Дата видачі завдання

« 03 » лютого 2025 р.

Підпис керівника

_____ Мороз С.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

« 03 » лютого 2025 р.

Підпис здобувача _____

Хачатрян Р.Ж.
(прізвище та ініціали)

ВСТУП

Сільське господарство України відіграє ключову роль у забезпеченні продовольчої безпеки як усередині країни, так і на міжнародному рівні. У структурі сільськогосподарського виробництва особливе місце займає вирощування зернових культур, зокрема кукурудзи, яка є не лише важливою продовольчою та кормовою культурою, а й сировиною для промисловості. Збирання врожаю кукурудзи потребує високоефективної техніки, яка забезпечує мінімальні втрати врожаю та належний стан пожнивних решток, придатних для подальшого обробітку ґрунту.

Сучасні кукурудзозбиральні приставки до зернозбиральних комбайнів оснащуються різноманітними типами подрібнювачів стебел. Серед них найбільш поширеними є роторні та дискові подрібнювачі. Проте аналіз практичного застосування такої техніки виявляє низку недоліків: неповне подрібнення стебел, залишення довгих незруйнованих частин, підвищене навантаження на приводні механізми, ускладнення в обслуговуванні, а також зниження ефективності подальшої агротехнічної обробки полів.

Одним із перспективних напрямів удосконалення кукурудзозбиральних машин є модернізація конструкції подрібнювача стебел з урахуванням сучасних вимог до якості подрібнення, енергоефективності та технологічної простоти. Зокрема, актуальним є впровадження дискових різальних апаратів, які мають менші витрати потужності ніж барабанні подрібнювачі.

Таким чином, дослідження та обґрунтування конструкції подрібнювача стебел кукурудзозбиральної приставки є важливим для підвищення ефективності механізованого збирання кукурудзи.

					<i>ПКЗ 00. 000 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Хачатрян</i>				<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Мороз</i>					6	46
<i>Н. контр.</i>	<i>Мачок</i>				<i>ЦНТУ, гр. ГМ-23М-1.2</i>		
<i>Затв.</i>	<i>Васильковський</i>						
<i>Пояснювальна записка</i>							

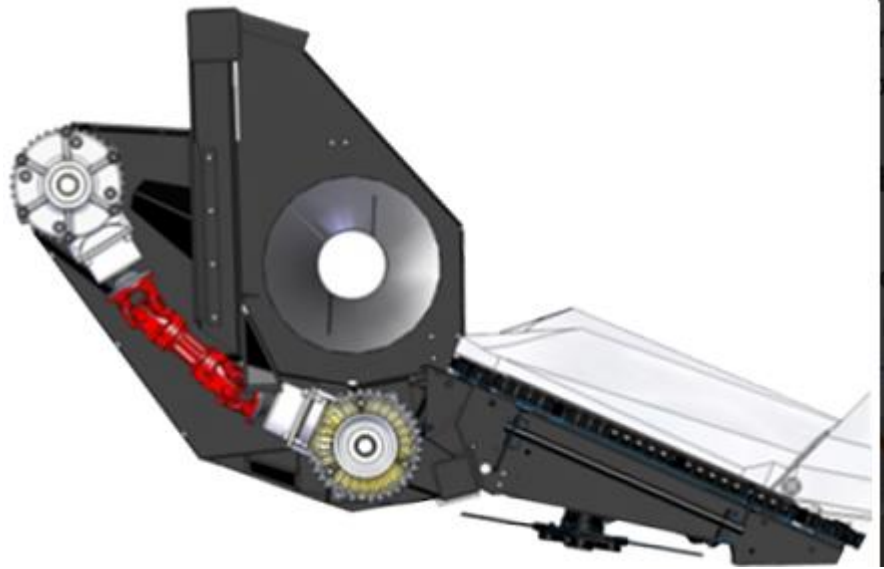


Рис. 2.4. Модель механізму приводу русел жатки OROS

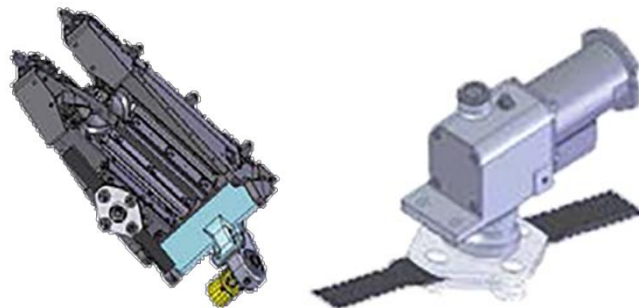
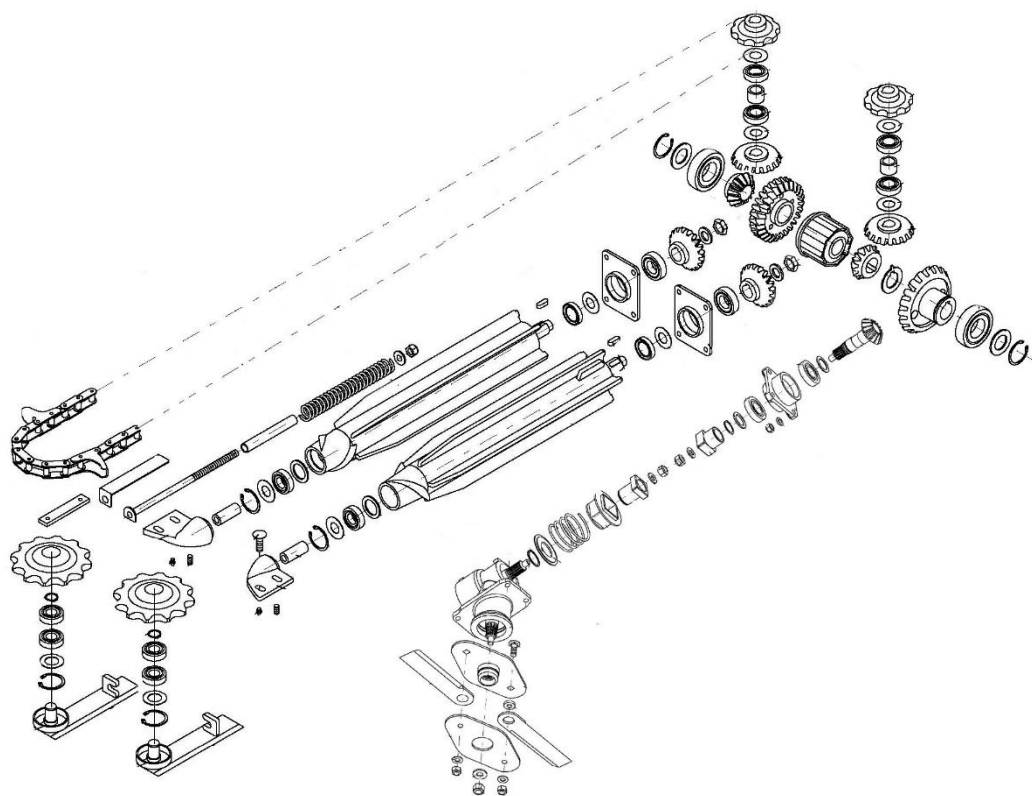


Рис. 2.5. Моделі русла та подрібнювача стебел

Заміна ланцюгового приводу русел на карданну передачу у поєднанні з використанням зубчастих редукторів, корпуси яких виготовляються з алюмінію, а зубчасті колеса — з високою точністю, дозволила значно підвищити надійність передавання крутного моменту [3].

Жатки DOMINONI (Італія)

Італійська компанія DOMINONI має понад 50 років досвіду у виробництві жаток, призначених для збирання кукурудзи та соняшнику [4].



а



б

Рис. 2.8. Русло жаток DOMINONI

а – блок схема; б – вид знизу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПКЗ 00. 000 ПЗ

Арк.

12

Для досягнення ще вищої ефективності подрібнення у жатці Horizon Star II додатково використовується горизонтальний ніж, який забезпечує додаткове розсічення стебел [6].

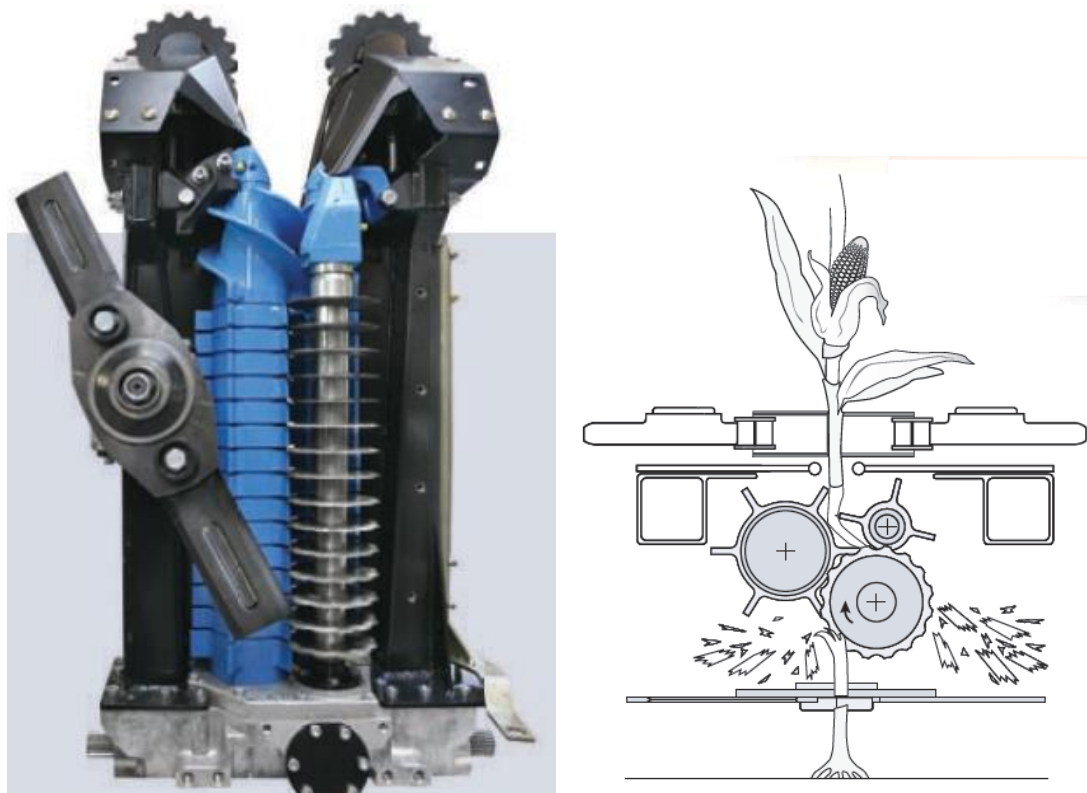


Рис. 2.14. Русло і схема роботи вальців жатки Horizon Star II

Жатка Olimac Drago2 (Італія)

За інформацією виробника, хоча конструкція русел у цій жатці є традиційною, модель має низку важливих переваг. Зокрема, протягувальні вальці мають збільшену довжину порівняно з аналогами інших виробників, що сприяє кращому захопленню та подачі стебел. Крім того, відривні пластини автоматично регулюють зазор між собою відповідно до діаметра стебла, що дозволяє зменшити втрати качанів і забезпечити стабільну якість збирання [7].

Крім того, виробник застосовує протягувальні вальці, довжина яких на 25% перевищує аналогічні елементи в жатках інших компаній, що забезпечує краще захоплення та стабільну подачу стебел під час збирання [7].



Рис. 2.15. Схема розташування русла жатки Drago2

Жатка Olimac DragoGT (Італія)

Ще одна модель жатки від цього виробника має вдосконалену конструкцію русла, що вирізняється від попередньої версії. У даній моделі встановлено відривні пластини, які не лише автоматично регулюють зазор залежно від діаметра стебла, а й додатково оснащені пружинним механізмом. Під час відриву качана від стебла пластини прогинаються донизу, що, за заявою виробника, пом'якшує процес відриву та зменшує пошкодження як качана, так і рослини в цілому [7].



Рис. 2.16. Схема роботи відривних пластин жатки DragoGT

Жатки CLAAS CORIO та CORIO CONSPEED (Німеччина)

На своїх жатках виробник застосовує конусоподібні протягувальні вальці [8], що, на його думку, забезпечує більш м'який режим відриву качанів від стебел і знижує ризик пошкодження рослин.

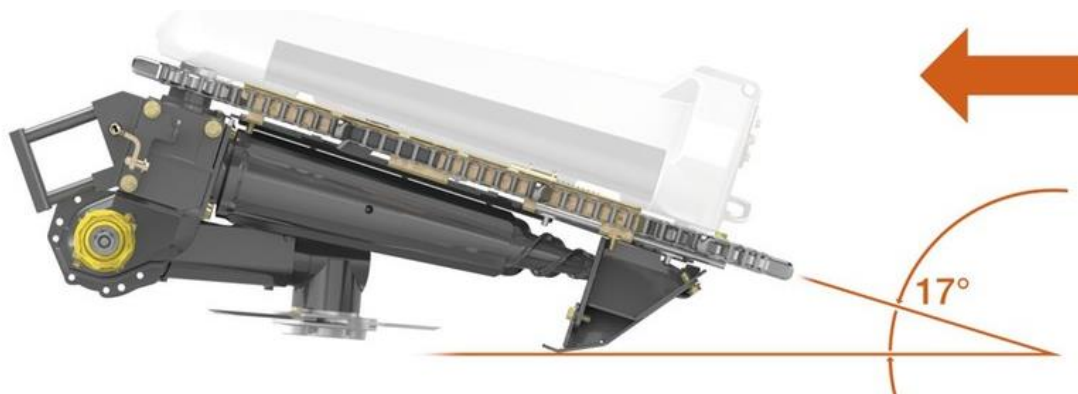


Рис. 2.17. Схема розташування русла жатки Drago2

Крім того, у порівнянні з попередніми двома моделями, кут нахилу русел було зменшено, що позитивно вплинуло на загальну продуктивність жатки.

Жатки ТОВ НВП "Херсонський машинобудівний завод" КМС

Жатки для збирання кукурудзи на зерно серії КМС виробляються та реалізуються на українському ринку ТОВ НВП «Херсонський машинобудівний завод» [9].

Моделі з подрібнювачами стебел випускаються у 6- та 8-рядному виконанні з міжряддям 70 см. Жатки сумісні з усіма імпортованими зернозбиральними комбайнами. Втрати врожаю після проходження жатки становлять лише 0,22%, що свідчить про високу ефективність збирання. Однак серед недоліків відзначено недостатню якість подрібнення стебел після обробки вальцями та подрібнювачем: частка стеблової маси у фракції 0–150 мм становить лише 32,4%, що значно нижче нормативного показника в 75% [2].

Ще однією машиною для збирання кукурудзи на зерно зернозбиральним комбайном є приставка КМД–6. На відміну від всіх розглянутих вище у неї для подрібнення зрізаних стебел кукурудзи використовується барабанний подрібнювач.



Рис. 2.18. Приставка КМД–6

За результатами аналізу конструкцій кукурудзозбиральних жаток можна зробити такі висновки:

Робоча швидкість машини визначається кутом нахилу русел до горизонту, довжиною протягувальних вальців та частотою їх обертання. Зі збільшенням довжини вальців зростає кут нахилу русел і зменшується швидкість обертання.

Частота обертання вальців має обернену залежність до їх діаметра: чим більший діаметр — тим нижча оптимальна частота обертання.

Кут нахилу русел прямо пропорційно впливає на втрати врожаю під час збирання.

На основі досліджень встановлено, що оптимальна довжина протягувальних вальців має становити 750–850 мм, а рекомендований кут нахилу русел — від 8° до 18°.

Окремі технічні особливості жаток різних виробників:

Жатки Geringhoff демонструють високу енергоємність, оскільки потребують більше енергії для приводу вальців порівняно з моделями, обладнаними лише двома ножами.

У моделі Rota Disc відсутній горизонтальний подрібнювач, що негативно впливає на якість подрібнення стебел та, відповідно, на ефективність загортання рослинних решток при основному обробітку ґрунту.

Кут θ , що утворюється між передньою гранню ножа та площиною різання (рис. 5.6), не розглядається як самостійна величина, оскільки залежить від поєднання значень кутів φ , β , γ .

$$\theta = \varphi + \beta = 90^\circ - \gamma, \quad (3.14)$$

де γ – кут установки леза

$$\theta = 90^\circ - 0^\circ = 90^\circ.$$

Кут установки γ впливає на величину заднього кута φ тобто відхилення задньої площини ножа відносно перпендикуляра до напрямку руху ножа:

$$\varphi = 90^\circ - \beta - \gamma, \quad (3.15)$$

де β – кут заточки леза ножа;

γ – кут встановлення леза;

$$\varphi = 90^\circ - 25^\circ - 0 = 65^\circ.$$

Результати досліджень різання листостеблової маси кукурудзи свідчать про суттєве зростання сили та енергії різання при зменшенні кута φ , що підтверджує необхідність дотримання його оптимального значення.

Аналіз геометрії протирижучої пластини показав, що її кут заточування β_1 значно впливає на енерговитрати. Гостріший профіль сприяє зменшенню тертя та втрат енергії. Водночас надмірно малий кут знижує міцність пластини. З огляду на це доцільно встановити $\beta_1=70^\circ$, як у серійних зразках.

Діаметр барабана подрібнювача обрано $D_\delta=600$ мм, відповідно до розмірів базової машини, що дозволяє зберегти уніфікацію конструктивних елементів.

Скорочення на одну секцію призводить до зменшення довжини подрібнювача на 360 мм. Відповідно довжина агрегату модернізованої моделі становить $L_\delta=650$ мм.

Для збереження передавального співвідношення та ефективності подрібнення приймається частота обертання $n=1300 \text{ хв}^{-1}$, що відповідає як базовим вітчизняним, так і іноземним аналогам.

Товщина ножа b (рис. 5.7). безпосередньо впливає на зусилля різання. При збільшенні b до 5 мм витрати енергії зростають суттєво, далі темп зростання сповільнюється. З огляду на це обирається $b=6$ мм як компроміс між міцністю та енергоефективністю.

Зазор δ між ріжучою кромкою та протиріжучою фаскою повинен бути мінімальним. Водночас він має враховувати виробничі допуски, биття та можливий вигин ножів. Для багатосекційних барабанів припустиме збільшення зазору до 3...4 мм.

Прогин ножа оцінюється за схемою балки з одним защемленням під дією рівномірного навантаження, зумовленого відцентровими силами:

$$f = 0,0054 \frac{qe^4}{EI}, \quad (3.17)$$

де q – рівномірно розподілене навантаження, Н/м.

Представляємо його як навантаження від дії відцентрової сили

$$q = k \cdot a \cdot b \cdot R_a \cdot h^2,$$

де k – розмірний коефіцієнт, $k=87 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}^4$:

a – товщина ножа, м;

b – ширина ножа, м;

R_a – радіус барабана, м;

n – частота обертання барабана, хв^{-1}

$$q = 10^3 \cdot 87 \cdot 10^{-9} \cdot 0,006 \cdot 0,1 \cdot 0,3 \cdot 130026470 = 26,47 \text{ Н/м};$$

l – відстань між дисками, м;

E – модуль пружності ножа, приймаємо $E=2 \text{ МПа}$;

I – момент інерції перерізу

$$I = \frac{ba^3}{12} = \frac{0,006 \cdot 0,1^3}{12} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Тоді

$$f = 0,0054 \cdot \frac{26,47 \cdot 30^4}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-6}} = 0,12 \text{ мм.}$$

Результати обчислень показують, що значення f не критичне для стабільності зазору, приймаємо зазор δ рівний 3...4 мм.

Пропускна здатність живильного вальця

$$Q_g = b \cdot h \cdot V_{cl} \cdot \gamma, \quad (3.18)$$

де b – ширина робочої поверхні вальців, м;

h – висота спресованого шару, м;

V_{cl} – швидкість подачі шару рослинної маси, м/с;

γ – об'ємна вага рослинної маси, кг/м³

$$V_{cl} = \frac{\pi \cdot D_g \cdot n_g \cdot \eta}{60}, \quad (3.19)$$

де D_g – діаметр живильного вальця, м;

n_g – частота обертання живильного вальця, хв⁻¹;

η – коефіцієнт пробуксовування маси [7, стор. 122].

Пропускна спроможність подрібнювального механізму

$$Q_u = h_{max} \cdot b \cdot l_{розр} \cdot \gamma \cdot z \cdot n, \quad (3.20)$$

де h_{max} – висота шару листостеблової маси,

$$h_{max} = 0,25D_a = 0,25 \cdot 600 = 150 \text{ мм} = 0,15 \text{ м};$$

b – ширина горловини, м;

$l_{розр}$ – розрахункова довжина різання

$$l_{розр} = \frac{V_{cl} \cdot 60000}{n \cdot z} = \frac{3,8 \cdot 60000}{1300 \cdot 8} = 22 \text{ мм} = 0,022 \text{ м};$$

де $M_{кр}$ – крутний момент, Н·м;

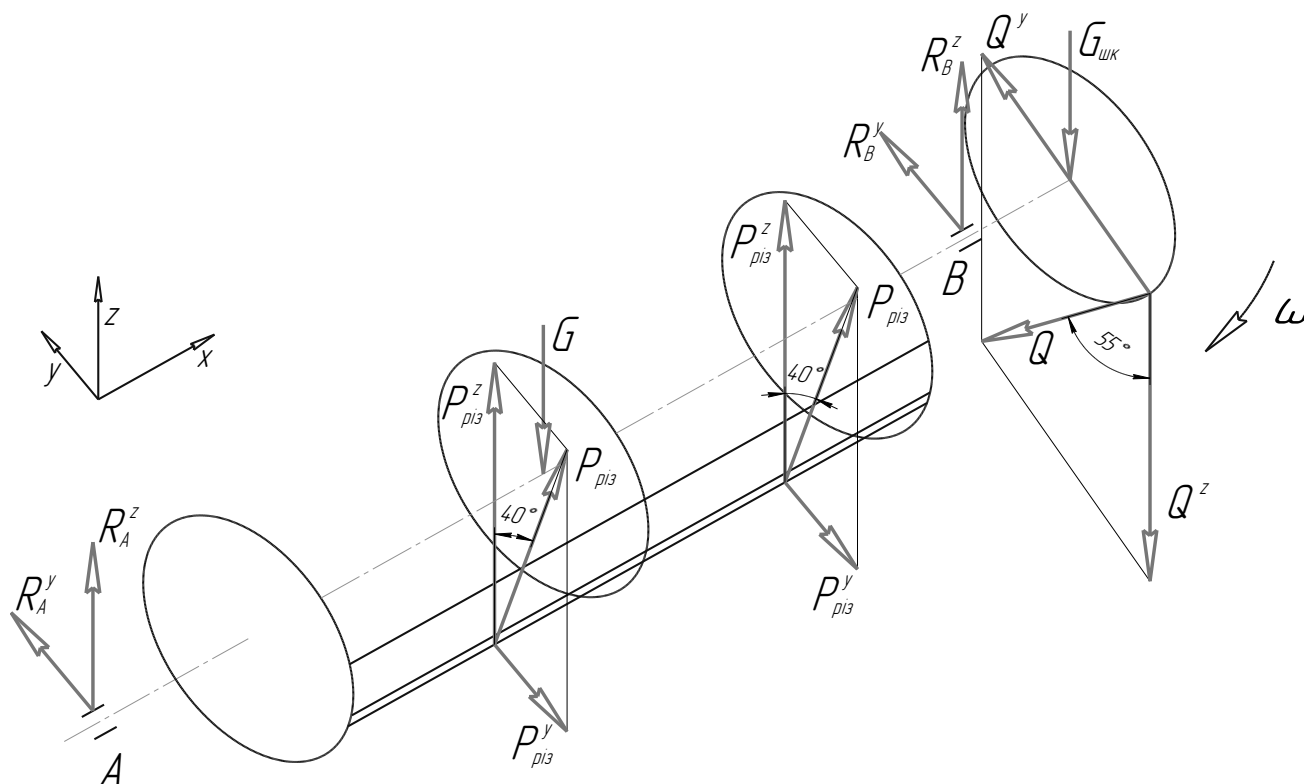


Рис. 3.4. Схема сил, що діють на барабан подрібнювача

$$M_{кр} = 9550 \frac{N_{подр}}{n}; \quad (3.58)$$

$$M_{кр} = 9550 \frac{64,09}{1300} = 470,8 \text{ Н·м,}$$

$M_{x.x.}$ – крутний момент холостого ходу

$$M_{x.x.} = 9550 \frac{N_{x.x.}}{n}; \quad (3.59)$$

$$M_{x.x.} = 9550 \frac{6,13}{1300} = 45,03 \text{ P}_{piz} = \frac{2(470,8 - 45,03)}{0,6} = 1,42 \text{ Н·м;}$$

D_{δ} – діаметр барабана подрібнювача, м

$$P_{piz} = \frac{2(470,8 - 45,03)}{0,6} = 1,42 \text{ кН.}$$

Складові сили P_{piz} в координатних площинах: площина YOX :

$$P''_{piz} = P_{piz} \cdot \sin 40^\circ = 1,423 \cdot 0,6428 = 0,913 \text{ кН.}$$

$$R_y^B = \frac{Q_y \cdot 960 - (560 + 260) P_{pi3}^y}{820};$$

$$R_{\hat{o}}^A = \frac{4,62 \cdot 960 - 0,699(560 + 260)}{820} = 4,71 \text{ кН.}$$

$\sum M_B = 0:$

$$140Q_y + P_{ps3}^y - (260 + 560) - R_y^A \cdot 820 = 0;$$

$$R_y^A = \frac{Q_y \cdot 140 + (260 + 560) P_{ps3}^y}{820};$$

$$R_y^A = \frac{4,62 \cdot 140 + 0,699(560 + 260)}{820} = 1,49 \text{ кН.}$$

Площина ZOX :

Визначаємо реакцію

$\sum M_A = 0:$

$$-(Q_z + G_{uu})960 + 820R_z^B + P_{pi3}^z(560 + 260) - G410 = 0;$$

$$R_z^B = \frac{(Q_z + G_{uu})960 - (560 + 260)P_{pi3}^z + 410G}{820};$$

$$R_z^B = \frac{(3,23 + 0,197)960 - 0,913(560 + 260) + 2,1 \cdot 410}{820} = 4,15 \text{ кН.}$$

Визначаємо реакцію

$\sum M_B = 0:$

$$-(Q_z + G_{uu}) \cdot 140 + R_z^A \cdot 820 - P_{pi3}^z(560 + 260) + G410 = 0;$$

$$R_z^A = \frac{(Q_z + G_{uu})140 + (560 + 260)P_{pi3}^z - 410G}{820};$$

$$R_z^A = \frac{(3,23 + 0,197)140 + (560 + 260)0,913 - 410 \cdot 2,1}{820} = 0,45 \text{ кН.}$$

Визначаємо сумарні реакції

$$R^A = \sqrt{(R_y^A)^2 + (R_z^A)^2} = \sqrt{1,49^2 + 0,45^2} = 1,56 \text{ кН;}$$

$$R^B = \sqrt{(R_Y^B)^2 + (R_Z^B)^2} = \sqrt{4,71^2 + 4,15^2} = 6,28 \text{ кН.}$$

Будуємо епюри згинаючих моментів на розтягнутих волокнах (рис. 3.5).

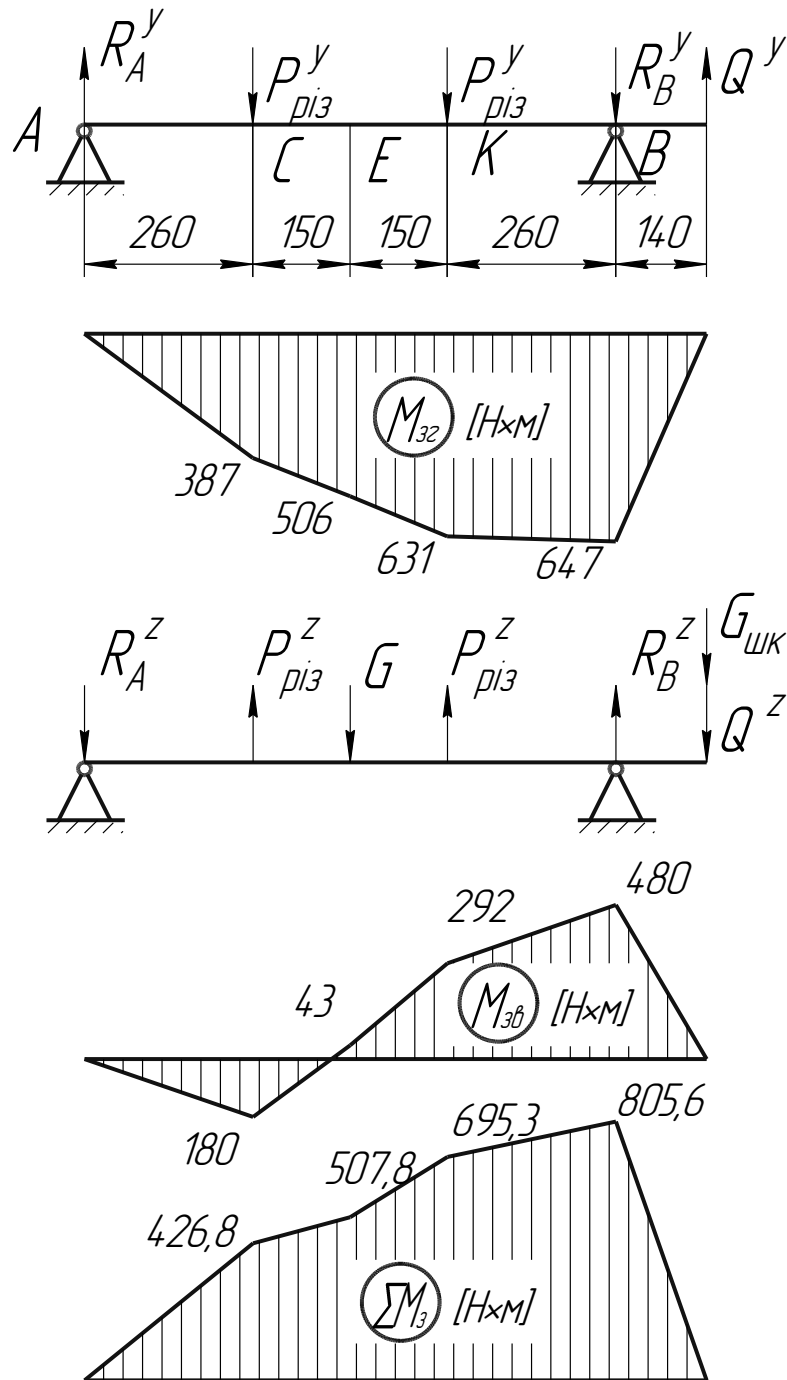


Рис. 3.5. Епюри згинаючих моментів при розрахунку валу подрібнювача на витривалість

Площина YOX.

Визначаємо згинаючий момент для небезпечного перетину.

$$M_{Sne\bar{o}}^Y = -Q_Y \cdot 0,24 + R_Y^B \cdot 0,1 = -4,62 \cdot 0,24 + 4,71 \cdot 0,1 = -0,638 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{Sne\bar{o}}^Z = (Q_Z + G_{ш}) \cdot 0,24 - R_Z^B \cdot 0,1 = (3,23 + 0,197) \cdot 0,24 - 4,14 \cdot 0,1 = 0,407 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{Sne\bar{o}} = \sqrt{(M_{Sne\bar{o}}^Y)^2 + (M_{Sne\bar{o}}^Z)^2} = \sqrt{638^2 + 407^2} = 756,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

В небезпечному перетині гарячекатана труба 168×9×650 ГОСТ 8732–70 має внутрішнє розточування Ø153 мм і паз для шпонки.

Визначаємо момент опору труби в небезпечному перетині

$$W_{Hne\bar{o}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}; \quad (3.62)$$

$$W_{Hne\bar{o}} = \frac{3,14(0,168^4 - 0,153^4)}{16 \cdot 0,168} = 290,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де D – зовнішній діаметр труби, см;

d – внутрішній діаметр труби, см.

Визначаємо момент опору при крученні (для розрізаючого кільцевого перетину) небезпечного перетину:

$$W_{Kne\bar{o}} = \frac{1}{3} \pi d t^2; \quad (3.63)$$

$$W_{Kne\bar{o}} = \frac{1}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,009^2 = 12,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де t – товщина стінки труби, см.

Приймаємо матеріал труби – сталь 35 ГОСТ 1050–74.

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\mu\sigma} \cdot \varepsilon_n} \cdot \sigma_a},$$

де σ_{-1} – межа утомленості, $\sigma_{-1}=220$ МПа;

k_σ – коефіцієнт концентрації напружень, $k_\sigma=3$;

$\varepsilon_{\mu\sigma}$ – максимальний коефіцієнт, $\varepsilon_{\mu\sigma}=0,65$;

						ПКЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			35

$$n = \frac{1,74 \cdot 3,4}{\sqrt{1,74^2 + 3,4^2}} = 1,55.$$

Значення допустимого запасу міцності для труби $[n]=1,5$. Для даного випадку міцність труби в небезпечному перетині забезпечується.

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності цапф ротора.

Небезпечний перетин цапфи знаходиться в точці *B*.

Згинаючий момент в цьому перетині $M_{3z}=805,6$ Н·м, діаметр цапфи $\varnothing 55$ мм.

Визначаємо момент опору валу цапфи.

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 5,5^3}{32} = 16,33 \text{ см}^3,$$

де d – діаметр валу цапфи, см.

Визначаємо момент опору валу при крученні

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 5,5^3}{16} = 32,7 \text{ см}^3.$$

Приймаємо матеріал цапфи – сталь 45 ГОСТ 1050–74.

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\mu\sigma} \cdot \varepsilon_n} \cdot \sigma},$$

де σ_{-1} – межа утомленості, $\sigma_{-1}=250$ МПа;

k_σ – коефіцієнт концентрації напружень, $k_\sigma=2,63$;

$\varepsilon_{\mu\sigma}$ – масштабний коефіцієнт, $\varepsilon_{\mu\sigma}=1$;

ε_n – коефіцієнт, що враховує чинник поверхні, $\varepsilon_n=1$;

σ – нормальна напруження при вигині

$$\sigma = \frac{M_u}{W_n} = \frac{805,6}{16,35} = 49,3 \text{ МПа.}$$

$$n_{\sigma} = \frac{250}{\frac{2,63}{0,79 \cdot 1} \cdot 49,3} = 1,52.$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях

$$n_{\tau} = \frac{\tau_B}{\zeta \cdot \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\mu\tau} \cdot \varepsilon_n} \cdot \tau_a + \tau_m},$$

де τ_B – межі міцності по дотичних напруженнях, $\tau_B=350$ МПа;

ζ – чутливість матеріалу до асиметрії циклу, $\zeta=1,9$;

k_{τ} – коефіцієнт концентрації дотичних напружень, $k_{\tau}=1,91$;

$\varepsilon_{\mu\tau}$ – масштабний коефіцієнт, $\varepsilon_{\mu\tau}=0,75$;

τ_m – постійні напруження циклу

$$\tau_m = \frac{M_{кр}}{W_{Kon}} = \frac{470,8}{32,7} = 14,4 \text{ МПа},$$

τ_a – змінні напруження циклу

$$\tau_a = 0,5\tau_m = 0,5 \cdot 14,4 = 7,2 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$n_{\tau} = \frac{350}{1,9 \cdot \frac{1,91}{0,75 \cdot 1} \cdot 7,2 + 14,4} = 7,11.$$

Визначення сумарного коефіцієнта запасу міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}};$$

$$n = \frac{1,52 \cdot 7,11}{\sqrt{1,52^2 + 7,11^2}} = 1,49.$$

Значення міцності, що допускається $[n]=1,4$. За даними розрахунку міцність цапфи забезпечується.

3.3.2. Розрахунок шпонкового з'єднання вала подрібнювача та шківів

З'єднання шпонки розраховуємо на зминання. Розраховуємо шпонку 22×15×40, яка фіксує диск на валу подрібнення

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\kappa}}{d \cdot l \cdot h_1}, \quad (3.64)$$

де M_{κ} – крутний момент Н·м;

d – діаметр труби подрібнювача, м;

l – довжина шпонки, м;

h_1 – висота шпонки в диску, м

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 470,8}{16,84 \cdot 4 \cdot 0,5} = 27,96 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо шпонки 2–14×9×45 ГОСТ 13360–78, які фіксують маточину обгінної муфти на валу подрібнювача.

$$\sigma_{зм2} = \frac{1}{n} \cdot \frac{4M_{\kappa}}{d \cdot l \cdot h}, \quad (3.65)$$

де n – кількість шпонок, $n=2$;

h – висота шпонки, см

$$\sigma_{зм2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{4 \cdot 470,8}{4,5 \cdot 4,5 \cdot 0,9} = 51,7 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження на зминання $[\sigma_{зм}] = 100$ МПа. Міцність шпонкового з'єднання забезпечується.

3.3.3. Визначення довговічності підшипників вала подрібнювача

Визначимо довговічність підшипника 11311 ГОСТ 8545–75

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

де L – довговічність підшипника

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^3 = \left(\frac{45800}{9420} \right)^3 = 114,9 \text{ млн.об.}$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, $C=45800$ Н [1, т.2, стор. 127],

Q – приведене навантаження

$$Q = R \cdot K_{\sigma} = 6280 \cdot 1,5 = 9420 \text{ Н,}$$

де R – радіальне навантаження на підшипники, $R=6280$ Н;

K_{σ} – коефіцієнт безпеки, $K_{\sigma}=1,5$;

n – частота обертання валу, $n=1300$ хв⁻¹;

$$L_h = \frac{114,9 \cdot 10^6}{60 \cdot 1300} = 1473 \text{ год.}$$

Така довговічність підшипника забезпечує працездатність валу в перебігу терміну служби машини.

Висновки по розділу

Основні технологічні і конструктивні параметри подрібнюючого апарату вибрані з урахуванням поліпшення технологічного процесу і забезпечення надійності.

Довговічність підшипників 205 ГОСТ 8338–75 та 11311 ГОСТ 8545–75 за $L_h=27852$ годин та $L_h=1473$ годин відповідно, достатня для роботи комбайна протягом всього терміну служби.

керування, гальм, коробки передач (особливо механізму перемикачів діапазонів), а також світлової сигналізації.

Перед пуском двигуна необхідно впевнитися, що в зоні роботи агрегату немає сторонніх осіб, і муфта приводу робочих органів переведена у вимкнений стан. Сигнальним підтвердженням цього є загоряння зеленого індикатора «Муфта вимкнена» на приладовій панелі.

Категорично забороняється запуск дизельного двигуна при включеній муфті. Перед зупинкою двигуна обов'язково слід знеструмити привід робочих органів.

Під час зливу гарячої рідини з систем охолодження або мастила потрібно дотримуватись обережності, щоб уникнути опіків. Технічні перевірки приводних механізмів при знятих захисних кожухах слід виконувати з максимальною увагою, дотримуючись безпечної відстані до обертових елементів.

Під час поворотів або маневрування на полі швидкість агрегату обов'язково знижують до 3–4 км/год, щоб забезпечити стабільність і безпечно проходження траєкторії.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній магістерській роботі проведено аналіз конструкцій подрібнювачів кукурудзозбиральних приставок.

Встановлено вплив особливостей їхньої конструкцій на забезпечення якісних показників збирання врожаю.

Це дало змогу обґрунтувати мету, сформулювати задачі, встановити об'єкт та предмет досліджень.

В результаті проведених теоретичних досліджень було встановлено залежність впливу конструкторсько–технологічних параметрів подрібнювачів на витрати потужності для їх роботи.

Запропоновані зміни в конструкції подрібнювача дозволять одержати економію палива в межах 852 грн з поля площею 100 га.

					<i>ПКЗ 00. 000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		44

9. Як вибрати жатку для збирання кукурудзи [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://propozitsiya.com/ua/yak-vybraty-zhatku-dlya-zbyrannya-kukurudzy> (дата звернення: 14.04.2025). – Назва з екрана.
10. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студент. вищ. навч. зал. із спец. „Машини та обладн. с.–г. вир–ва”/ За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва/ П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2002. – 364 с.: іл.
11. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
12. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.
13. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
14. Білецький В.С. "Основи теорії та розрахунку сільськогосподарських машин", Харків: НТУ "ХПІ", 2010.
15. Ковальчук М.Ф. "Сільськогосподарські машини. Підручник", К.: Урожай, 2005.
16. Гандзюк М.П., Желібо Є.П., Халімовський М.О. Основи охорони праці: Підручник для студентів вищих навчальних закладів. За редакцією М.П. Гандзюка. – К.: Каравела, 2003.– 408 с.
17. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002.– 320 с.
18. Войналович О. Охорона праці у сільському господарстві. Навчальний посібник / Войналович О., Білько Т., Марчиниша Є. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 691 с.