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 бурякозбирального комбайна з дослідженням копача коренеплодів»

Виконав здобувач вищої освіти ІІ курсу,
групи ГМ-23М-1.2
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Скорик Олександр Сергійович
«____»_____2025 р.

Керівник роботи
доцент, канд. техн. наук
_____ Сергій МОРОЗ
«_____»_____2025 р.

Рецензент
доцент, канд. техн. наук
_____ Іван ВАСИЛЕНКО
«_____»_____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

_____Скорика Олександра Сергійовича_____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Обґрунтування модернізації бурякозбирального комбайна з дослідженням копача коренеплодів_____

_____

_____

_____

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 ___20.05.2025 р._____

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

Підвищення ефективності роботи копача бурякозбирального комбайна

_____

_____

_____

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Пояснювальна записка	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 _____ ___Скорик О.С._
(прізвище та ініціали)

Зміст

стор.

Вступ..... 6
2. Наукова частина 7
3. Інженерна частина..... 28
4. Охорона праці 42
5. Економічна частина 44
Висновки 45
Список використаної літератури 46
Додатки

ВСТУП

Головний напрямок розвитку сільського господарства є його інтенсифікація на базі комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів.

В світі задач технічного прогресу розробляються і створюються системи машин для комплексної механізації всіх галузей сільськогосподарського виробництва, підвищуються робочі швидкості мобільних машин та збільшуються їх ширини захватів, розробляються і впроваджуються автоматичні системи керування технологічними процесами, контролю за якістю їх виконання.

Створювані машини повинні мати кращі техніко-економічні показники, ніж існуючі того ж призначення.

Новим етапом в сільськогосподарському машинобудуванні являється перехід від випуску окремих машин до розробки і виробництва комплексів, які повністю механізують операції від моменту посадки до збору врожаю однієї або декількох сільськогосподарських культур.

Сільськогосподарське машинобудування базується на наукових знаннях. В дослідженнях та проектуванні технологічних процесів і конструкції машин використовуються методи математичної статистики і теорії ймовірності, планування багатофакторного моделювання із використанням статистики, а в зв'язку з широкою автоматизацією – теорії автоматичного регулювання та інформативних систем.

2. НАУКОВА ЧАСТИНА

2.1. Сучасний стан питання про машину, яка модернізується

Для обрання напрямків досліджень та удосконалення конструкції необхідно провести аналіз конструкцій подрібнювачів кормозбиральних комбайнів, що представленні на вітчизняному ринку сільськогосподарських машин різних виробників.

Копач є ключовим елементом бурякозбирального комбайна, що відповідає за делікатне викопування коренеплодів із ґрунту з мінімальними втратами та пошкодженнями. Його конструкція безпосередньо впливає на якість збирання, ступінь забруднення врожаю та ефективність подальших технологічних операцій.

Копачі відрізняються між собою за способом їх приводу під час викопування коренеплодів на приводні (активні) та неприводні (пасивні) [1–5].

Активні копачі оснащені рухомими робочими органами, які забезпечують ефективне викопування коренеплодів навіть у складних ґрунтових умовах. Наприклад, комбайн Holmer Terra Dos T4–40 використовує активні копачі з високою продуктивністю та адаптивністю до різних типів ґрунтів [6–9].

Пасивні копачі мають простішу конструкцію та меншу енергозатратність, але їх ефективність знижується на важких або вологих ґрунтах. Вони більше підходять для легких ґрунтів та рівних полів.

Копач складається з кількох ключових компонентів:

Викопувальні диски або лемеші: використовуються для підрізання ґрунту та підняття коренеплодів.

Вібраційні або обертові вилки: забезпечують відділення коренеплодів від ґрунту та їх транспортування до очисних систем.

Очисні бітери: видаляють залишки ґрунту та рослинних решток з коренеплодів [1–5].

Глибина ходу копача регулюється залежно від розміру коренеплодів та стану ґрунту. Правильне налаштування глибини є критично важливим для мінімізації пошкоджень врожаю та зниження енергозатрат [7].

Копачі розробляються з урахуванням можливості роботи на різних типах ґрунтів. Наприклад, копачі з вібраційними вилками ефективні на важких ґрунтах, тоді як дискові копачі краще працюють на легких та середніх ґрунтах.

Використання гнучких матеріалів та оптимізація конструкції робочих органів дозволяє зменшити механічні пошкодження коренеплодів під час збирання.

Копачі проектуються з урахуванням зниження енергоспоживання, що досягається через оптимізацію маси конструкції та використання енергоефективних приводів.

Таблиця 2.1

Порівняльна характеристика копачів

Параметр	Активні копачі	Пасивні копачі
Складність конструкції	Висока	Низька
Енергоспоживання	Високе	Низьке
Адаптивність до ґрунтів	Висока	Середня
Пошкодження врожаю	Низьке	Високе
Вартість	Висока	Низька

Таким чином, конструкція копача є ключовим фактором у забезпеченні ефективного та якісного збирання цукрових буряків. Вибір між активними та пасивними копачами залежить від конкретних умов господарства, типу ґрунтів та наявної техніки. Сучасні тенденції спрямовані на підвищення адаптивності, зниження пошкоджень врожаю та енергоефективність копачів.

Розглянемо застосування копачів на різних бурякозбиральних комбайнах.

HOLMER Terra Dos T4–40

Рис. 2.1. Бурякозбиральний комбайн Terra Dos T4–40, HOLMER

Копальний модуль HR може бути налаштований на 6, 8 або 9 рядів, що дозволяє адаптувати комбайн до різних умов збирання [6–9]. Це дозволяє робити система HOLMER EasyLift, яка дозволяє проводити контроль глибини в одному рядку – незалежно зі скількох рядків збираються коренеплоди: з шести, восьми, дев'яти та дванадцяти рядів.

Модульна структура HR–копачів – їх перевага, що складається з окремих рядкових одиниць. Це незалежні блоки робочих органів, що адаптуються до кожного рядка коренеплодів індивідуально.

Активний протифазний ексцентриковий рух сошникових пар – максимально дбайливе вилучення буряків і, завдяки цьому, менше пошкодження коренеплодів.

Зміщення лемішів здовж рядка дозволяє зменшити необхідну тягову силу.

Рис. 2.2. HR–копач комбайна Terra Dos T4–40, HOLMER

HOLMER Terra Dos T5–40

Рис. 2.3. Бурякозбиральний комбайн Terra Dos T5–40, HOLMER

На відміну від попередньої машини цей комбайн може збирати коренеплоди цукрових буряків з 8, 9 або 12 рядів, що дозволяє адаптувати комбайн до різних умов збирання [10]. Крім того він відрізняється більш потужним двигуном. В його копаючому модулі використовуються ті ж самі лемішні копачі коренеплодів, що здатні викопувати коренеплоди з шириною міжрядь посівів 45 см та 50 см. Для зменшення опору ґрунту при викопуванні буряків леміші здійснюють коливальні рухи здовж рядків.

Рис. 2.4. HR–копач комбайна Terra Dos T4–40, HOLMER

ROPA Tiger 6

Рис. 2.5. Бурякозбиральний комбайн Tiger 6S, ROPA

Бурякозбиральний комбайн Tiger 6S – найбільший за продуктивністю та розмірами представник машин для збирання коренеплодів цукрових буряків, що випускаються компанією ROPA [12].

Він дозволяє збирати урожай одночасно з 6, 8, чи 9 рядків з шириною міжряддя посівів культури 45см чи 50 см.

На комбайні використовується копач RR з вібраційними лемішами за принципом роботи подібний до HR–копача комбайнів Terra Dos HOLMER, але власної конструкції [7, 12].

Дві системи в конструкції копача R–Trim і R–Contour забезпечують автоматичне регулювання висоти копача та адаптація до контуру ґрунту забезпечують точне викопування коренеплодів.

Рис. 2.6. RR–копач комбайна Tiger 6, ROPA

GRIMME

Рис. 2.7. Причіпний бурякозбиральний пристрій ROOTSTER 604

ROOTSTER 604 – єдиний причіпний бурякозбиральний комбайн, що поставляється компанією GRIMME на ринки Європи та України, який агрегатується трактором з потужністю двигуна від 136 кВт [13].

На комбайні встановлено 6–й рядковий копальний агрегат з активними приводними дисками системи Oppel, що мають гідравлічний привод з обох боків рядка.

Рис. 2.8. Копальний пристрій комбайна ROOTSTER 604

Ведення за глибиною здійснюється гідравлічним підйомним циліндром, хід якого регулюється спеціальним кінцевим обмежувачем шпинделя.

Цей виробник випускає лінійку самохідних бурякозбиральних комбайнів – REXOR 6000.

Ці комбайни можуть збирати одночасно урожай коренеплодів з 6 рядків посівів цукрових буряків з їх шириною міжрядь 45 см, 48 см та 50 см.

Комбайн REXOR 6200, на відміну від свого попередника, проводить спочатку зрізання гички з голівок цукрових буряків та очищає їх від її решток [14].

Рис. 2.9. Самохідний бурякозбиральний комбайн REXOR 6200

Він має бункер об’ємом 30 м^3.

Компанія GRIMME випускає комбайн з більшим об’ємом бункеру – REXOR 6300, який складає 45 м^3 [15].

Рис. 2.10. Самохідний бурякозбиральний комбайн REXOR 6300

Як і на комбайні ROOTSTER 604 на машинах REXOR 6200 та REXOR 6300 встановлені 6–ти рядні копачі з активними дисками [16].

На копачах використовуються викопуючі диски системи Oppel. З обох боків рядку диски приводяться в дію гідросистемою комбайна.

Ще однією особливістю дискових копачів є їхня шарнірна підвіска, котра може зміщуватися здовж рядка. Забезпечують покращене ведення по рядках та зменшують ризик забивання на ущільнених ділянках.

Рис. 2.11. Дисковий копач комбайнів REXOR 6200 та REXOR 6300

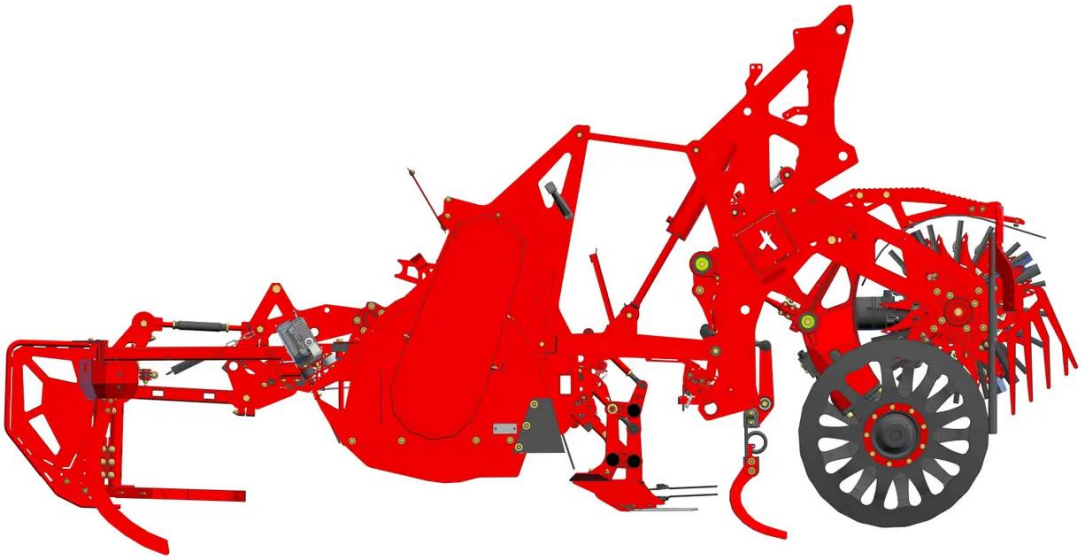

Рис. 2.12. Копач

VERVAET

Виробник сільськогосподарської техніки з Нідерландів пропонує виробникам сільськогосподарської продукції свої машини для збирання врожаю цукрових буряків – комбайни Q series та BEET EATER EVO [17–18].

Рис. 2.13. Комбайн Q616

Вони відрізняються між собою потужністю двигунів, розмірами та об’ємом бункерів для коренеплодів.

Так комбайни Q616 та Q621 відрізняються між собою не тільки двигунами різної потужності та розмірами, а ще й об’ємом бункеру для викопаних буряків, які вміщують відповідно 16 т та 21 т [17].

Комбайни BEET EATER EVO відрізняється від них не тільки розмірами, але мають в шасі 3 мости. Колеса заднього мосту максимально наближені одне до іншого та встановлені вдовж поздовжньої осі машини. Таке рішення значно покращує маневреність комбайнів та зменшує відповідно їхні радіуси повороту та ширину поворотної смуги. Їхні бункер може вмістити 25 т коренеплодів [18].

Комбайни обох серій мають одну модульну конструкцію копача. Як копачі застосовуються коливальні леміші, за принципом роботи які схожі до органів комбайнів HOLMER Terra Dos T та ROPA Tiger 6S, але відрізняються від них модульною конструкцією. кожен з лемішів має свій окремий привід тому рухається в ґрунті незалежно від іншого, з яким працює в парі. До того ж один з них рухається ще й у вертикальній площині. Це усуває шкідливий вплив на коренеплід та значно зменшує його травмування та пошкодження.

Рис. 2.14. Комбайн BEET EATER 925

Рис. 2.15. Копач комбайнів Q series та BEET EATER EVO

Але в залежності від виду культури модульна система копачів дозволяє застосувати інші робочі органи, такі як V–подібні дискові копачі (рис. 2.17).

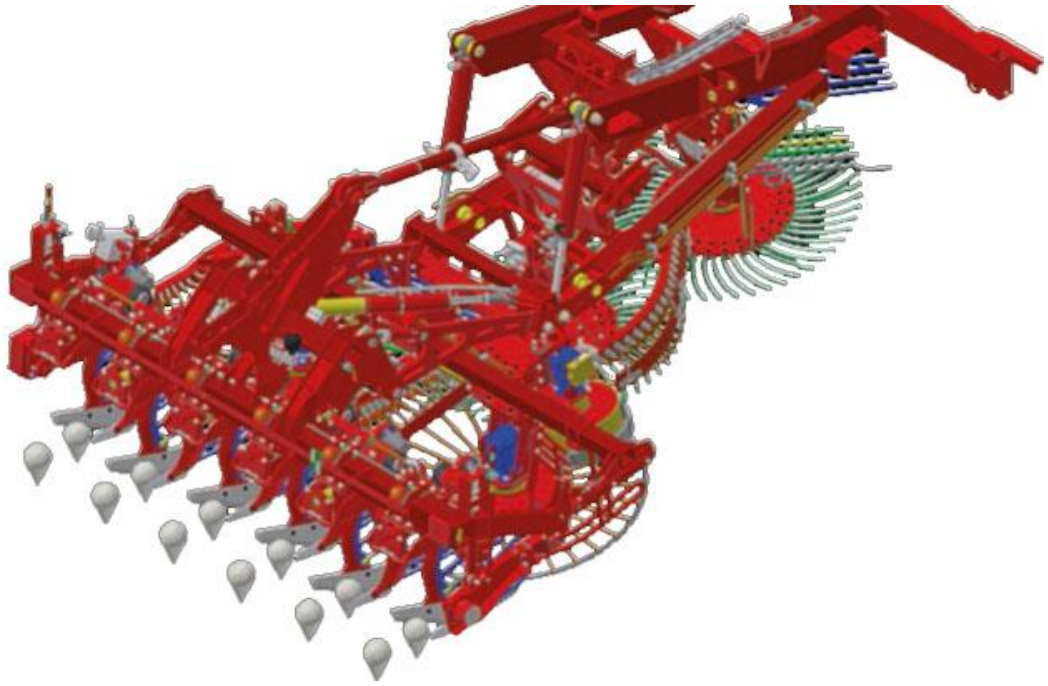

Рис. 2.16. Копач та система очистки комбайнів Q series та BEET EATER EVO

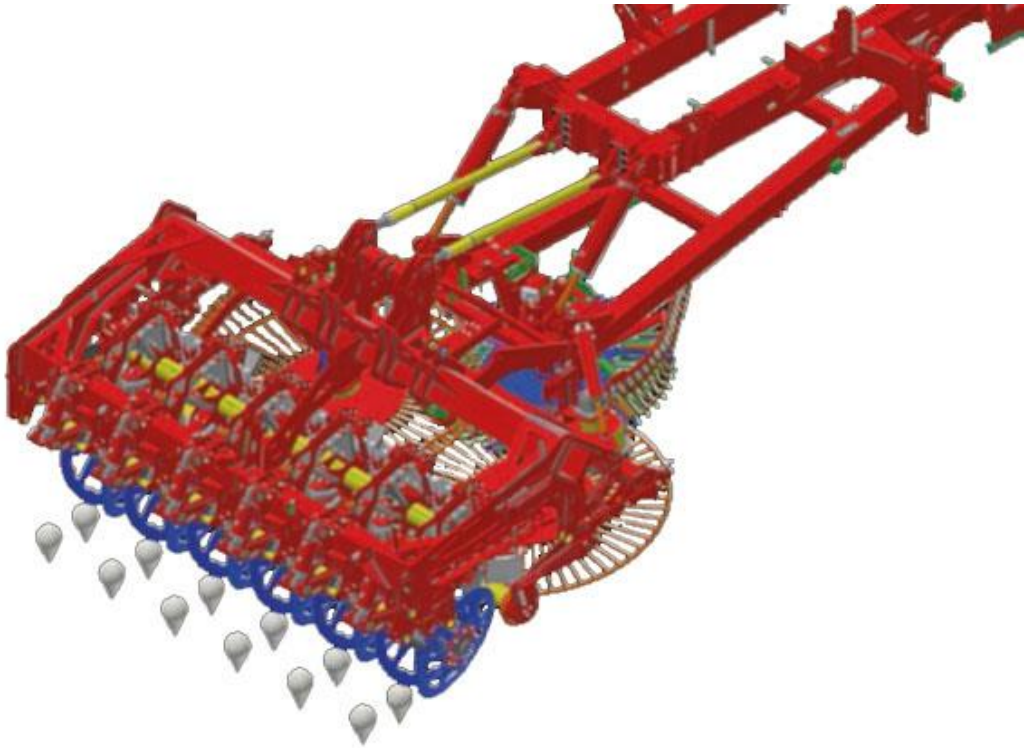

Рис. 2.17. Копач та система очистки комбайнів Q series та BEET EATER EVO для культур більш довгим корінням ніж у цукрових буряків

Глибина ходу лемішів регулюється сталевими колесами з гідравлічним приводом або зондом для визначення глибини. Ґрунт зондується окремо. Швидкість реакції для всіх коліс здійснюється окремо для лівого та правого боків рядків.

Harmak PHM DOUBLE

Турецький виробник компактної сільськогосподарської техніки HARMAK випускає причіпний дворядний бурякозбиральний комбайн PHM DOUBLE [19].

Рис. 2.17. Комбайн PHM DOUBLE

Комбайн забезпечує збирання коренеплодів цукрових буряків двох одразу з двох рядків. Робочий орган копача – вібраційні леміші. Для визначення місця розташування коренеплоду використовується автоматична система пошуку, яка забезпечує стабільну глибину копання та відстань між копачами, що дозволяє зменшити пошкодження врожаю.

SÖNMEZLER

Інший виробник з Туреччини SÖNMEZLER пропонує на місцевому ринку сільськогосподарських машин причіпний однорядний бурякозбиральний комбайн Collina–E активним лемішним копачем [20].

Рис. 2.18. Комбайн Collina–E

STACMEC

Італійський виробник техніки для буряківництва поставляє на ринок сільськогосподарської техніки начіпний бурякозбиральний агрегат SV6F [21].

Рис. 2.19. Бурякозбиральний агрегат SV6F

Агрегат збирає очищені від гички коренеплоди з 6 рядків одночасно. Очищає їх від ґрунту та залишає на поверхні поля у вигляді рядка. Для кращого копіювання поперечного профілю поля рама агрегата виконана з двох частин, що з'єднані між собою шарнірами. Для викопування цукрових буряків з ґрунту застосовуються вібраційні лемеші.

AGRIFAC

Компанія з Нідерландів AGRIFAC виготовляє самохідні бурякозбиральні комбайни LightTraxx та OptiTraxx.

Рис. 2.20. Бурякозбиральний комбайн LightTraxx

Рис. 2.21. Бурякозбиральний комбайн OptiTraxx

На обох моделях застосовується шестирядна система копання із застосуванням вібраційних лемішів.

Ці комбайни демонструють інноваційні підходи до конструкції копачів, спрямовані на підвищення ефективності збирання буряків, зменшення пошкоджень врожаю та адаптацію до різних умов роботи. Хоча наразі вони не всі представлені в Україні, їхні технологічні рішення можуть бути цікавими для вітчизняних аграріїв та виробників сільськогосподарської техніки.

2.2. Обґрунтуванням мети роботи

Аналіз досліджених літературних джерел дозволяє встановити тенденції розвитку техніки для збирання врожаю цукрових буряків.

Мета – підвищення якості збирання врожаю цукрових буряків шляхом обґрунтування параметрів копача.

Задачі досліджень:

1. Дослідити конструкції існуючих найбільш поширених моделей копачів бурякозбиральних комбайнів.

2. Дослідити закономірності впливу конструкторсько–технологічних параметрів копачів на витрати потужності бурякозбиральних комбайнів при їх роботі.

Об’єктом дослідження є процес викопування коренеплодів цукрових буряків.

Предметом досліджень є конструктивні та технологічні параметри копача.

2.3. Визначення потужності, необхідної на привід різних типів копачів коренеплодів бурякозбиральних комбайнів [1–4, 23–28]

Бурякозбиральні комбайни виконують складний агротехнічний процес, серед якого однією з ключових операцій є викопування коренеплодів.

Конструкція копача істотно впливає на енергетичну ефективність комбайна. Проведемо порівняльний теоретичний аналіз витрат потужності для основних типів копачів: брального, приводного дискового, ротаційно–вилчастого та лемішно–коливального.

Потужність на викопування коренеплоду:

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta}, \tag{2.1}$$

де F – сумарна сила опору, Н;

V – швидкість руху копача, м/с;

η – коефіцієнт корисної дії передач, η=0,85–0,95.

Для активних копачів:

$$P_{заг} = P_{тяг} + P_{прив}, \tag{2.2}$$

$$P_{прив} = T \cdot \omega, \tag{2.3}$$

де Т – обертальний момент, Н·м;

ω – кутова швидкість, $с^{-1}$.

Бральний копач

Сила тертя витягування:

$$F = \mu N = \mu\left(m \cdot g - R\right), \tag{2.4}$$

де μ – коефіцієнт тертя кореня об ґрунт;

R – сила адгезії.

Приводний дисковий копач

Потужність:

$$P = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot n}{60}, \tag{2.5}$$

$$M = F \cdot r, \tag{2.6}$$

де F – сила врізання, залежна від твердості ґрунту

n – частота обертання, $хв^{-1}$;

r – радіус диска, м.

Ротаційно–вилчастий копач

Робочі органи обертаються по круговій траєкторії:

$$P = \frac{F \cdot V_{еф}}{\eta}, \tag{2.7}$$

$$V_{еф} = R \cdot \omega, \tag{2.8}$$

де F – сила копання за круговою траєкторією.

Лемішно–коливальний копач

Потужність витрачається на поступальний рух і на коливання

$$P = \frac{F_{коп} \cdot V}{\eta} + \frac{m \cdot A^2 \cdot \varpi^3}{2}, \tag{2.9}$$

де А – амплітуда коливань;

ω – частота коливань.

На підставі проведеного аналізу будуємо графічні залежності витрат потужності на привод копачів різних типів. Для цього використаємо наступні сталі та змінні:

глибина копання h=0,25;

ширина b=0,3 м

кількість рядів: 6 A=0,45 м²

швидкість руху V=1,5 м/с

ККД η=0.9

μ=0,45,

маса коренеплоду m=2,5 кг,

амплітуда коливань А=0..0,1 м,

кутова швидкість ω=60 $с^{-1}$.

щільність ґрунту (1,1–1,9 г/см³);

частота обертання приводу (100–600 $хв^{-1}$);

частота коливань (10–20 Гц).

На підставі отриманих графічних залежностей можемо зробити наступні висновки витрат енергії різними типами копачів коренеплодів:

- **бральні копачі** забезпечують мінімальні витрати при легкому ґрунті, але втрачають ефективність у вологому;

- **приводні дискові копачі** демонструють середні енерговитрати, але стабільні при різних умовах;
- **ротаційно–вилчасті** забезпечують ефективне копання на середньозапливаючих ґрунтах;
- **лемішно–коливальні копачі** мають найвищі пікові значення енерговитрат через складність приводу, але забезпечують відмінну якість очищення.

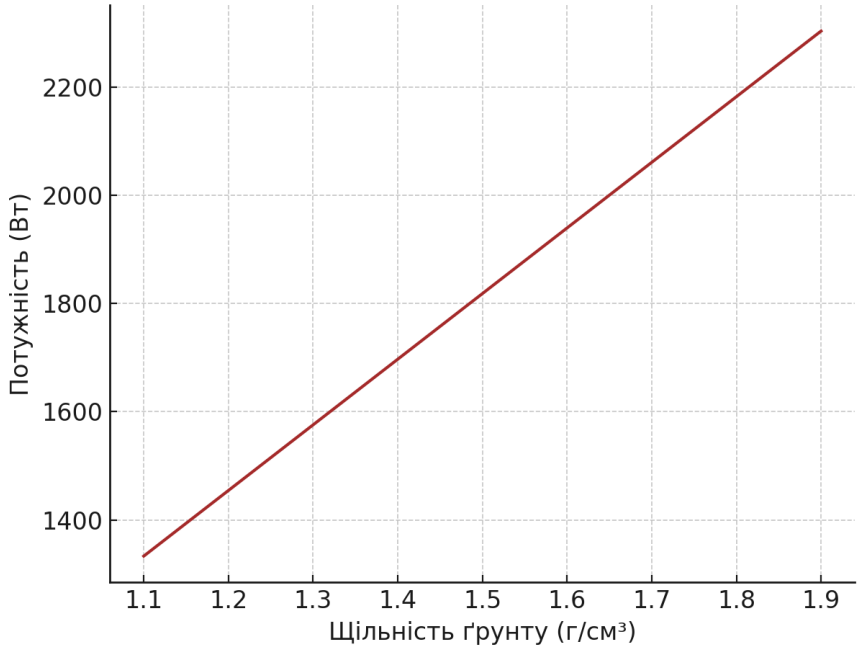

Рис. 2.22.. Витрати потужності на привід від щільності ґрунту

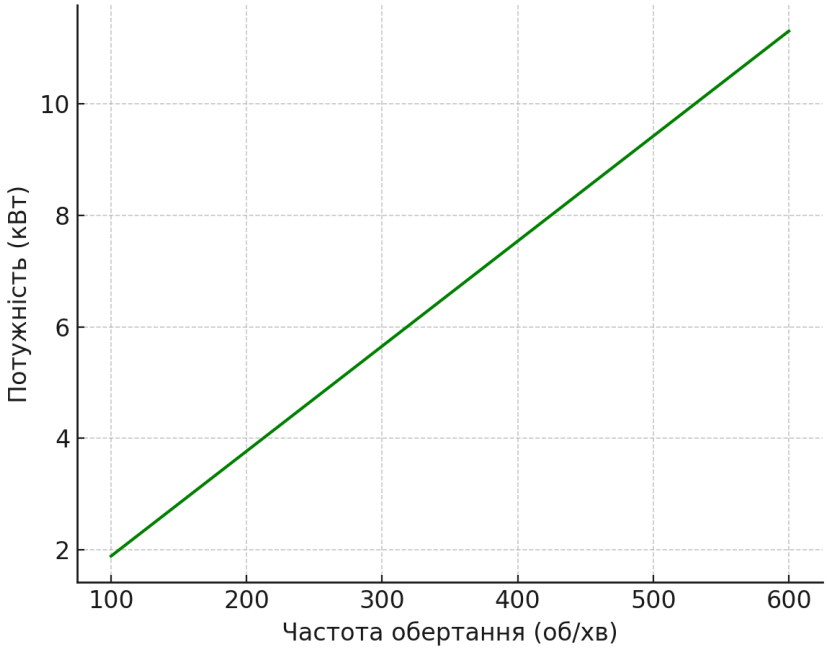

Рис. 2.23. Витрати потужності на привід від частоти обертання

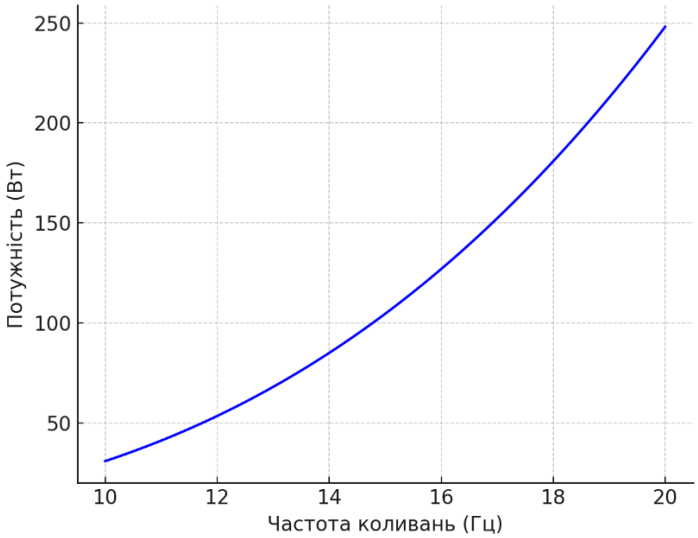

Рис. 2.24. Витрати потужності на привід від частоти коливань

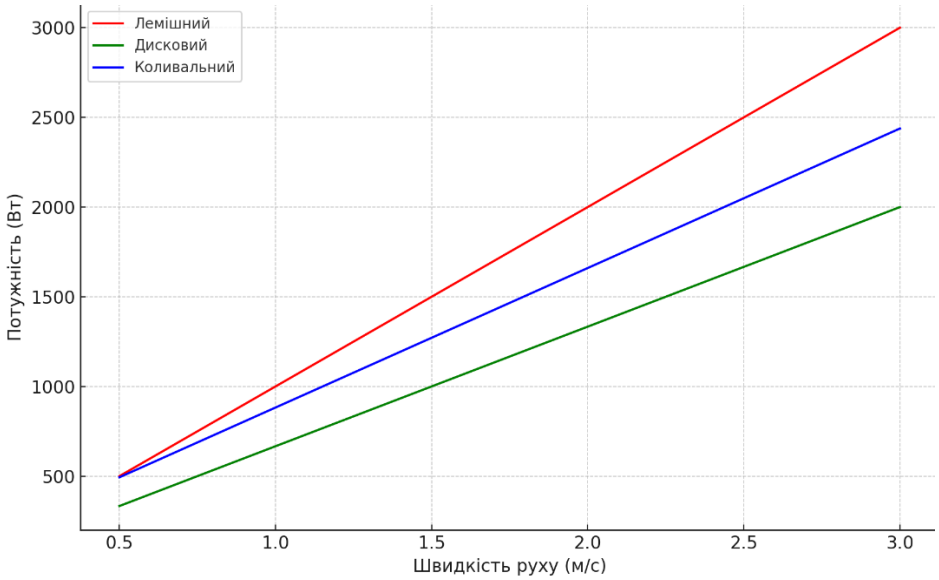

Рис. 2.25. Витрати потужності на привід від швидкості руху агрегата

Результати розрахунків свідчать, що вибір копача має базуватись на компромісі між потужністю приводу і якістю викопування. Потужність копачів у залежності від швидкості руху агрегату:

Потужність лемішного та дискового копачів зростає лінійно зі швидкістю.

У коливального копача крім лінійної частини є сталий додаток – витрати на привід коливального механізму.

Найменших витрат досягають дискові та ротаційні копачі при частоті 300–400 об/хв. Лемішно–коливальні копачі вимагають на 25–30% більше енергії, що потребує додаткової оптимізації приводу.

3. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

3.1. Технологічні розрахунки

3.1.1. Визначення параметрів дисків копачів

Для збирання цукрових буряків використовуються диски з постійною кривизною у всіх точках їх робочої поверхні, тобто сферичні.

Кут загострення леза диска знаходиться в межах i=15º–25º.

При визначені діаметра диска враховуємо слід враховувати, що при збільшення його розміру збільшується вертикальна складова сил опору ґрунту, яка намагається виштовхнути диск з ґрунту ра кут тертя φ.

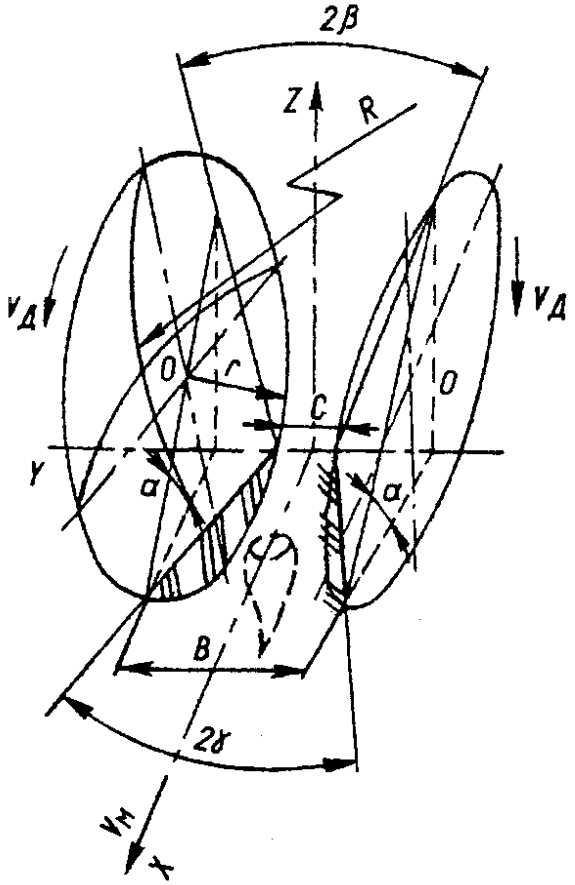

Рис. 3.1. Схема для визначення основних параметрів викопуючих дисків

Діаметр диска:

$$D = k \cdot a, \qquad (3.1)$$

де k – коефіцієнт роботоспроможності, k=7,5;

a – глибина обробки ґрунту, a=0,09 м

$$D = 0{,}09 \cdot 7{,}5 = 0{,}675 \text{ м.}$$

Приймаємо D=650 мм.

Радіус кривизни диска:

$$R = \frac{D}{2\sin\varphi}, \tag{3.2}$$

де 2φ – кут при вершині сектора.

Кут нахилу диска

$$\alpha = \omega + \varepsilon, \tag{3.3}$$

де $\omega = \varphi + i$,

де i – кут загострення;

$$\alpha = \omega_a + \varepsilon_a; \tag{3.4}$$

$$\omega_a = \alpha - \varepsilon_a, \tag{3.5}$$

де α – кут твірної;

ε_a – кут зазору, утворений з напрямком поступального руху машини.

$$\omega_a = 30 - 2 = 28°.$$

Знаходимо кут ω. При ω_a=28º та κ=7,5

$$\omega = 40º35';$$

$$\varphi = 40°35' - 17° = 23°58'.$$

Тоді:

$$R = \frac{650}{2\sin 23°58'} = 557 \text{ мм.}$$

Товщина диска

$$\delta = 0{,}008D, \tag{3.6}$$

$$\delta = 0{,}008 \cdot 650 = 5{,}2 \text{ мм.}$$

Швидкість дисків визначаємо із відношення

$$\lambda = \frac{V_д \cdot \eta}{V_м}, \qquad (3.7)$$

де $V_д$ – швидкість обертання дисків;

$V_м$ – швидкість руху машини;

η – втрати на опір грунту та пробуксовування, η=0,8

$$\lambda = \frac{2,7 \cdot 0,8}{2,02} = 1,35.$$

Швидкість диска

$$V_д = \lambda \cdot V_м; \qquad (3.8)$$

$$V_д = 1,35 \cdot 2,02 = 2,7 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість диска

$$V_д = \omega \cdot R_д, \qquad (3.9)$$

де $\omega_д$ – кутова швидкість диска;

$R_д$ – радіус диска

$$\omega_д = \frac{V_д}{R_д} = \frac{2,7}{0,325} = 8,37 \text{ с}^{-1}.$$

3.1.2. Розрахунок копача бурякозбирального комбайна

Ширина захвату копача:

$$B = (n-1)в_р + 2e, \qquad (3.10)$$

де n – кількість захоплюваних рядків, шт.;

$в_р$ – ширина міжрядь, мм;

e – ширина захисних смуг, мм

$$B = (6-1)450 + 2 \cdot 225 = 2700 \text{ мм.}$$

Продуктивність комбайна за 1 годину безперервної роботи:

$$F = 0,1 \cdot B \cdot V_k, \qquad (3.11)$$

де B – ширина захвату, м;

V_k – швидкість руху комбайна, км/год

$$F = 0{,}1 \cdot 2{,}7 \cdot 7{,}27 = 1{,}96 \text{ га/год.}$$

Швидкість кулачкового транспортера очищувача

$$V_T = 1{,}05 \cdot V_к, \tag{3.12}$$

$$V_T = 1{,}05 \cdot 2{,}02 = 2{,}12 \text{ м/с.}$$

Частота обертання кулачкового транспортера

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi}, \tag{3.13}$$

де ω – кутова швидкість, $с^{-1}$

$$\omega = \frac{V}{r}, \tag{3.14}$$

де V – швидкість обертання кулачків, м/с;

r – радіус кулачків, м

$$\omega = \frac{2{,}12}{0{,}08} = 26{,}5 \text{ } с^{-1};$$

$$n = \frac{26{,}5 \cdot 30}{3{,}14} = 250 \text{ } хв^{-1}.$$

Частота обертання лопатевого валу

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi},$$

де ω – кутова швидкість лопатевого валу, $с^{-1}$

$$\omega = \frac{2{,}832}{0{,}09} = 31{,}4 \text{ } с^{-1};$$

$$n = \frac{31{,}4 \cdot 30}{3{,}14} = 300 \text{ } хв^{-1}.$$

Швидкість бичів

$$V_б = V_к \cdot 2{,}7, \tag{3.15}$$

$$V_б = 2{,}02 \cdot 2{,}7 = 5{,}44 \text{ м/с.}$$

Частота обертання бичів

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi},\ \omega = \frac{V_б}{r},$$

де $V_б$ – швидкість бичів, м/с;

r – радіус бичів, м

$$\omega = \frac{5,44}{0,245} = 22,2\ \text{с}^{-1};$$

$$n = \frac{22,2 \cdot 30}{3,14} = 212\ \text{хв}^{-1}.$$

Швидкість дискового копача

$$V_{д.к.} = V_к \cdot 1,35, \qquad (3.16)$$

$$V_{д.к.} = 2,02 \cdot 1,35 = 2,7\ \text{м/с}.$$

Частота обертання дискового копача

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi},\ \omega = \frac{V_{д.к.}}{r},$$

де $V_{д.к.}$ – швидкість дискового копача, м/с;

r – радіус диска, м

$$\omega = \frac{2,7}{0,325} = 8,37\ \text{с}^{-1};$$

$$n = \frac{8,37 \cdot 30}{3,14} = 80\ \text{хв}^{-1}.$$

Пропускна спроможність горловини копача

$$G = 3600 \cdot h \cdot b \cdot V_T \cdot \gamma, \qquad (3.17)$$

де h – висота горловини, м;

b – ширина транспортера, м;

γ – питома вага маси коренеплодів, т/м^3

$$G = 3600 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 1,052 \cdot 2,12 \cdot 0,5 = 2408,7\ \text{т/га}.$$

Кількість коренів, що знаходяться на транспортері очищувача копача в даний момент

$$N = n \cdot \frac{V_к}{в_к}, \qquad (3.18)$$

де n – кількість захоплюваних рядків, шт;

$в_к$ – відстань між коренями, м

$$N = 6 \cdot \frac{2,02}{0,1} = 121 \text{ шт.}$$

3.2. Енергетичний розрахунок

Потрібна потужність двигуна

$$N_е = N_{тяг} + N_п + N_f + N_б + N_в + N_{тр}, \qquad (3.19)$$

де $N_{тяг}$ – частина потужності, що витрачається на подолання тягового опору

$$N_{тяг} = F_{тяг} \cdot V, \qquad (3.20)$$

де $F_{тяг}$ – тяговий опір, кН;

V – поступальна швидкість машини, м/с;

$$F_{тяг} = \rho \cdot B, \qquad (3.21)$$

де ρ – питомий опір, кН/м;

B – ширина захвату машини, B=2,7 м;

Таким чином

$$N_{тяг} = 2,7\rho \cdot V, \qquad (3.22)$$

$N_п$ – частина потужності, що витрачається на подолання підйомів, кВт;

$$N_п = G_м \cdot tg\alpha \cdot V, \qquad (3.23)$$

де α – кут підйому, α=3°;

$$N_п = 93 \cdot tg\alpha \cdot V = 93 \cdot 0,0524 \cdot V, \qquad (3.24)$$

N_f – частина потужності, що витрачається на кочення, кВт;

$$N_f = f \cdot G_м \cdot V, \qquad (3.34)$$

де f – безрозмірний коефіцієнт перекочування;

$G_м$ – вага машини, $G_м$=93 кН.

$$N_f = f \cdot 93 \cdot V, \quad (3.25)$$

$N_б$ – потужність, що витрачається на подолання буксування, кВт;

$$N_б = \delta \cdot N_{тяг}, \quad (3.26)$$

де δ – коефіцієнт буксування

$N_в$ – потужність, що витрачається на обертання робочих органів, кВт;

$$N_в = \frac{M_{кр} \cdot n_{кр}}{9740}, \quad (3.27)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу приводу, Н·м;

$n_{пр}$ – частота обертання валу приводу, об/хв.

Значення $M_{кр}$ і $n_{пр}$ для різних швидкісних режимівза наступних умов:

– глибина підкопування 8,1 см

– ширина захвату 2,7 м

– твердість ґрунту в шарах:

від 0 до 10 мм 1,47 МПа

від 10 до 20 мм 2,45 МПа

від 20 до 30 мм 2,68 МПа

– вологість ґрунту в шарах:

від 0 до 10 мм 29,94%

від 10 до 20 мм 27,81%

від 20 до 30 мм 27,75 %.

$N_{тр}$ – потужність, що витрачається на подолання механічних втрат в трансмісії, кВт.

Значення складових потужності підраховуємо за формулами: 3.19–3.27 і заносимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.1

Початкові дані

Найменування показників	Швидкість руху машини V=2,02 м/с
Питомий опір, ρ, кН/м	2,48
Коефіцієнт перекочування, f	0,18
Коефіцієнт буксування, δ	0,22
Крутний момент, на валу приводу, $M_{кр}$, Н·м	379
Частота обертання приводу, $n_{пр}$, об/хв	1040,5

Таблиця 3.2

Потужніть, яка витрачається, кВт	Швидкість руху машини V=2,02 м/с
на тяговий опір, $N_{тяг}$	13,53
на кочення машини, N_f	33,81
на подолання підйомів, N_n	9,84
на буксування, $N_б$	3,1
на обертання робочих органів, $N_в$	40,48
на втрати в трансмісії, $N_{тр}$	10,1
Ефективна потужність двигуна, $N_е$	110,86

3.3. Розрахунок на міцність валу бичів

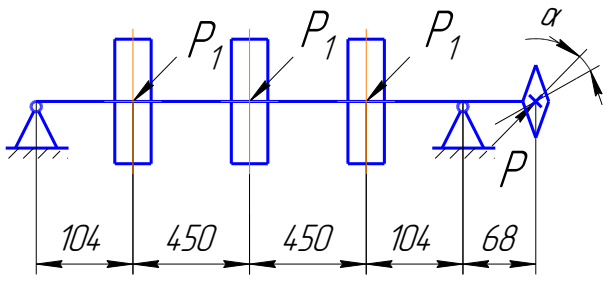

Рис. 3.2. Схема навантаження на вал бичів

Початкові дані:

Зірочка z=32; t=25,4 мм – крок ланцюга;

D_e=259,14 мм – ділильний діаметр зірочки;

n=212 об/хв – частота обертання;

N=4,6 л.с.; $D_{бич}$=490 мм; d=40 мм – діаметр валу.

Крутний момент, що передається зірочкою

$$M_{кр} = 7162\frac{N}{n}, \tag{3.28}$$

$$M_{кр} = 7162\frac{4,6}{212} = 155,4 \text{ Н·м}.$$

Колове зусилля на зірочці

$$P = \frac{2M_{кр}}{D_e}, \tag{3.29}$$

$$P = \frac{2 \cdot 155,4}{0,25914} = 1199,4 \text{ Н}.$$

Зусилля, що передається на вал від зірочки

$$Q = kP, \tag{3.30}$$

$$Q = 1,15 \cdot 1199,4 = 1379,3 \text{ Н}.$$

Зусилля, що передається на вал від зірочки:

– у горизонтальній площині

$$Q_x = Q\cos\alpha,$$

$$Q_x = 1379,3\cos 30° = 1194,5 \text{ Н};$$

– у вертикальній площині

$$Q_y = Q\sin\alpha,$$

$$Q_y = 963,7\sin 30° = 689,65 \text{ Н}.$$

Колове зусилля на бичах

$$P_1 = \frac{2M_{кр}}{D_б}, \tag{3.31}$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot 155,4}{0,49} = 634,3 \text{ Н}.$$

Колове зусилля на одному бичі

$$P_1' = \frac{P_1}{3}, \qquad (3.32)$$

$$P_1' = \frac{634,3}{3} = 211,4 \text{ Н}.$$

Момент опору валу d=40 мм вигину:

$$W_{зг} = \frac{\pi d^3}{32}, \qquad (3.33)$$

$$W_{зг} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6283,2 \text{ мм}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16}, \qquad (3.34)$$

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12566,37 \text{ мм}^3.$$

Знаходимо значення реакцій в опорах валу у вертикальній площині

$$\sum M(A) = P_1' \cdot 104 + P_1' \cdot 554 + P_1' \cdot 1004 + R_{Bx} \cdot 1008 - Q_x \cdot 1176 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{Q_x \cdot 1176 - P_1' \cdot 104 - P_1' \cdot 554 - P_1' \cdot 1004}{1108};$$

$$R_{Bx} = \frac{1194,5 \cdot 1176 - 211,4 \cdot 104 - 211,4 \cdot 554 - 211,4 \cdot 1004}{1108} = 950,8 \text{ Н};$$

$$\sum M(B) = -P_1' \cdot 1004 - P_1' \cdot 554 - P_1' \cdot 104 + R_{Ax} \cdot 1108 - Q_x \cdot 68 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{Q_x \cdot 68 + P_1' \cdot 104 + P_1' \cdot 554 + P_1' \cdot 1004}{1108};$$

$$R_{AX} = \frac{211,4 \cdot 1004 + 211,4 \cdot 554 + 211,4 \cdot 104 + 1194,5 \cdot 68}{1108} = 390,4 \text{ Н}.$$

Будуємо епюри згинальних моментів в горизонтальній площині.

Знаходимо значення згинальних моментів

$$M_{зг}^{I} = R_{AX} \cdot 0{,}104;$$

$$M_{зг}^{I} = 390{,}4 \cdot 0{,}104 = 40{,}6 \text{ Н·м};$$

$$M_{зг}^{II} = R_{AX} \cdot 0{,}554 - P_1 \cdot 0{,}45;$$

$$M_{зг}^{II} = 390{,}4 \cdot 0{,}554 - 211{,}4 \cdot 0{,}45 = 121{,}2 \text{ Н·м};$$

$$M_{зг}^{III} = R_{AX} \cdot 1{,}004 - P_1^{'}(0{,}45 + 0{,}45);$$

$$M_{зг}^{III} = 390{,}4 \cdot 1{,}004 - 211{,}4(0{,}45 + 0{,}45) = 201{,}7 \text{ Н·м};$$

$$M_{зг}^{VI} = R_{AX} \cdot 1{,}108 - P_1^{'}(0{,}45 + 0{,}45 + 0{,}104);$$

$$M_{зг}^{VI} = 390{,}4 \cdot 1{,}108 - 211{,}4(0{,}45 + 0{,}45 + 0{,}104) = 220{,}3 \text{ Н·м}.$$

Розрахунок реакцій в опорах у вертикальній площині

$$\sum M(A) = R_{BУ} \cdot 1108 - Q_У \cdot 1176 = 0;$$

$$R_{BУ} = \frac{Q_У \cdot 1176}{1108} = \frac{689{,}65 \cdot 1176}{1108} = 731{,}9 \text{ Н};$$

$$\sum M(B) = R_{AУ} \cdot 1108 - Q_У \cdot 68 = 0;$$

$$R_{AУ} = \frac{Q_У \cdot 68}{1108} = \frac{689{,}65 \cdot 68}{1108} = 42{,}3 \text{ Н}.$$

Будуємо епюру згинального моменту у вертикальній площині

Розраховуємо згинальні моменти що діють на вал у вертикальній площині.

$$M_{зг}^{I} = R_A \cdot 1{,}108 = 42{,}3 \cdot 1{,}108 = 46{,}9 \text{ Н·м}.$$

Розрахунковий що сумарний момент на вигин

$$M_{зг.max} = \sqrt{220{,}3^2 + 46{,}9^2} = 225 \text{ Н·м}.$$

Визначаємо напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг.max}}{W_{зг}}, \qquad (3.35)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{225 \cdot 10^3}{6283{,}2} = 35{,}8 \text{ МПа}.$$

Дотичні напруження

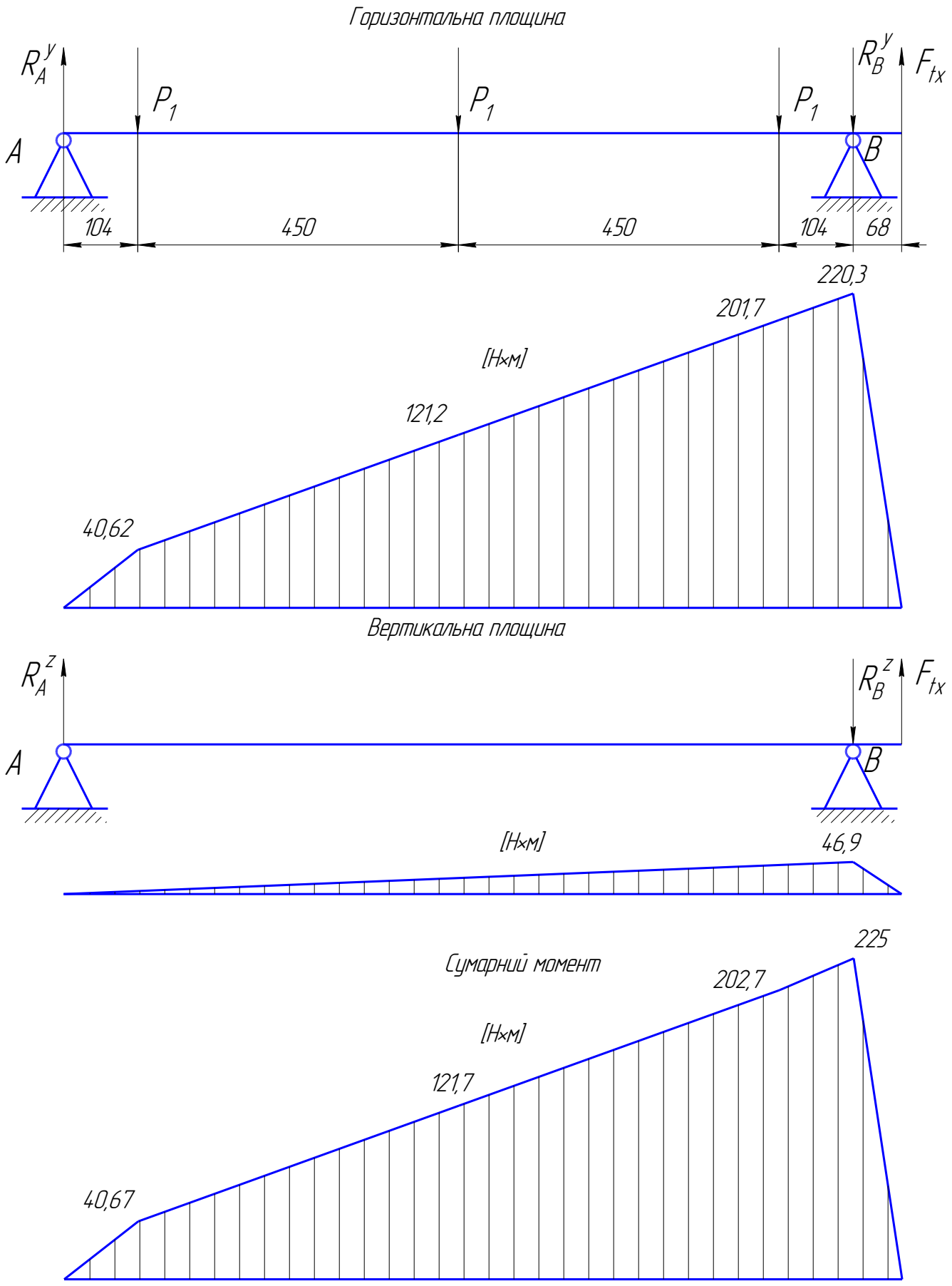

Рис. 3.3. Епюри згинальних моментів

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \qquad (3.36)$$

$$\tau_{зг} = \frac{155{,}4 \cdot 10^3}{12566{,}37} = 12{,}4 \text{ МПа}.$$

За теорією найбільших дотичних напружень

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau^2} \le [\sigma], \qquad (3.37)$$

$$\sigma = \sqrt{35{,}8^2 + 4 \cdot 12{,}4^2} = 37{,}9 \text{ МПа}$$

для сталі 40Х [5]=100 МПа

$$37{,}9 < 100.$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок валу на опір втомі виконуємо для перетину IV, у якому $M_{зг\ max}$.

Межа витривалості при симетричному циклі напружень

$$\sigma_{-1} = 0{,}45 \cdot \sigma_B = 0{,}45 \cdot 1000 = 450 \text{ МПа}.$$

Межа витривалості при симетричному циклі кручення

$$\tau_{-1} = 0{,}25 \cdot \sigma_B = 0{,}25 \cdot 1000 = 250 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності валу в перетині IV по вигину

$$S_\sigma = \sigma_{-1} \cdot K_d / (K_\sigma \cdot \sigma_a). \qquad (3.38)$$

де K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перетину, K_d=0,73 [5];

K_σ– загальний ефективний коефіцієнт концентрації, K_σ=3,6 [5];

σ_a – амплітуда циклу, σ_a=$\sigma_{зг}$=24,54 МПа

$$S_\sigma = \frac{450 \cdot 0{,}73}{3{,}6 \cdot 24{,}54} = 3{,}7.$$

Коефіцієнт запасу міцності валу в перетині IV по крученню

$$S_\tau = \tau_{-1} \cdot K_d / (K_\tau \cdot \tau_a), \qquad (3.39)$$

$$S_\tau = 2\frac{450 \cdot 0{,}73}{2{,}5 \cdot 4{,}17} = 17{,}5,$$

де K_d=0,73; K_τ=2,5;

τ_a – амплітуда циклу при крученні

$$\tau_a = 0{,}5 \cdot \tau = 0{,}5 \cdot 8{,}34 = 4{,}17 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}},$$

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{3{,}7}\right)^2 + \left(\frac{1}{17{,}5}\right)^2}} = 3{,}6;$$

$$S > [S];$$

$$3{,}6 > 1{,}5.$$

Отже, діаметр валу D=40 мм, що перевіряється, при розрахунку валу на статичну міцність також забезпечується його опір втомі.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Інструкція з охорони праці при роботі на бурякозбиральному комбайні [29–31]

Ця інструкція встановлює вимоги до безпечної експлуатації бурякозбирального комбайна та є обов’язковою для всіх працівників, що залучені до його обслуговування і керування. До роботи допускаються особи, які мають відповідну професійну підготовку, посвідчення тракториста-машиніста та пройшли інструктаж з охорони праці.

Перед запуском комбайна необхідно провести зовнішній огляд техніки: перевірити цілісність корпусу, захисних елементів, стан приводів і робочих органів.

Обов’язково переконатися у наявності всіх захисних кожухів на пасових, ланцюгових і карданних передачах.

Провести перевірку рівня мастила, охолоджувальної рідини та палива. Перевірити справність освітлювальної та сигнальної апаратури.

Забороняється запуск двигуна при наявності сторонніх осіб поблизу робочих органів машини.

Рух комбайна дозволяється лише за умови, що всі люди знаходяться поза зоною дії механізмів, а робочі органи — правильно налаштовані та зафіксовані.

Заборонено очищати, ремонтувати або регулювати робочі механізми при ввімкненому двигуні. Будь-які технічні втручання слід виконувати лише після повної зупинки двигуна та фіксації рухомих частин.

Необхідно дотримуватись оптимального режиму руху — уникати різких поворотів, особливо на схилах, де допустимий кут нахилу не повинен перевищувати 10°.

Під час пересування по дорогах загального користування необхідно встановити робочі органи в транспортне положення та ввімкнути сигнальні вогні.

Після закінчення зміни необхідно очистити комбайн від залишків ґрунту та рослинних решток, провести візуальний контроль на предмет пошкоджень або зношення деталей.

При зупинці техніки на тривалий час — двигун слід заглушити, включити стоянкове гальмо і знеструмити електрообладнання.

Всі несправності, що виникли під час роботи, необхідно внести до журналу технічного обліку та повідомити відповідального за технічний стан комбайна.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

За результатами проведених досліджень та інженерних розрахунків було обґрунтовано можливість збільшення робочої швидкості руху комбайна з 6,7 км/год до 7,2 км/год. Це дозволяє збільшити продуктивність його роботи з 1,16 га/год до 1,29 га/год та зменшити витрати палива з 8,21 кг/га до 7,5 кг/га.

Визначимо економію коштів за рахунок зменшення витрат палива бурякозбиральним комбайном, з урахуванням найменшої ціни на ДП у нашому регіоні

$$\frac{8,21-7,5}{0,84}50,99=43,62 \text{ грн/га.}$$

У перерахунку на площу поля 100 га, це становитиме для нашого регіону мінімум 4362 грн.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній магістерській роботі проведено аналіз конструкцій копачів бурякозбиральних комбайнів.

Встановлено вплив особливостей конструкцій копачів 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 копачів на витрати потужності для їх роботи.

Запропоновані зміни в конструкції копача дозволять одержати економію палива в межах 4362 грн з поля площею 100 га.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. Top 3 sugar beet harvesters powering modern farming [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://roboticsbiz.com/top–3–sugar–beet–harvesters–powering–modern–farming/?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 14.04.2025). – Назва з екрана.
6. Збираємо цукрові буряки [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://agro–business.com.ua/agro/mekhanizatsiia–apk/item/11816–zbyraiemo–tsukrovi–buriaky.html?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 14.04.2025). – Назва з екрана.
7. Трудомісткий процес збирання цукрових буряків: яку техніку обрати? [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://agroelita.info/trudomistkyy–protses–zbyrannia–tsukrovykh–buriakiv–iaku–tekhniku–obraty/?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.
8. Terra Dos T4 ЗБИРАННЯ БУРЯКА В НОВОМУ ВИМІРІ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.holmer–

maschinenbau.eu/uk/produkcija/tekhnika–dlja–kopannja/terra–dos–t4/t4–30–t4–40.html (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

9. Бурякозбиральний комбайн Terra Dos T4–40 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://utp–ltd.com.ua/sveklouborochnyij–kombajn–terra–dos–t4–40.html?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

10. HOLMER TERRA DOS T4–40 – потужний та ефективний [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://agro–business.com.ua/agro/mekhanizatsiia–apk/item/9338–holmer–terra–dos–t440–potuzhnyi–ta–efektyvnyi.html?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

11. TERRA DOS 5 THE BEET HARVESTER [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.holmer–maschinenbau.eu/uk/produkcija/tekhnika–dlja–kopannja/terra–dos–5/terra–dos–5.html (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

12. ROPA Tiger 6 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://ropa.in.ua/product/ropa-tiger-6/?srsltid=AfmBOoqfIGjwph10DsJtYKMC1jMme5GKicgySFT_OxgmfYFMh8dKPKIY (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

13. ROOTSTER 604 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://products.grimme.com/de/p/rootster-604 (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

14. REXOR 6200 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://products.grimme.com/de/p/rexor-6200 (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

15. The new REXOR 6300 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://products.grimme.com/en/p/der–neue–rexor–6300 (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

16. Self–propelled harvesting technology [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://products.grimme.com/en/o/ruebentechnik/selbstfahrende–erntetechnik–ruebe (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

17. Vervaet Q series [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.vervaet.nl/en/products/beet–harvesting/q–series/ (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

18. BEET EATER [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.vervaet.nl/nl/producten/bietenoogst/beet-eater/ (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

19. PHM DOUBLE Double Row Sugar Beet Harvester [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.harmak.com.tr/en/products/sugar-beet-harvester/6/double-row-sugar-beet-harvester/29 (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

20. Sugar Beet Harvester Full Automatic [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://sonmezler.com/index.php/en/our-products/sugar-beet-harvester/sugar-beet-harvester-full-automatic/ (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

21. SUGAR BEET DIGGER SV6F [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.stacmec.com/En/Product/SV6F (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

22. OptiTraxx. Найкраще збереження ґрунту, краща структура ґрунту [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.agrifac.com/ua/beet-harvesters/optitraxx/ (дата звернення: 10.04.2025). – Назва з екрана.

23. Білецький В.С. "Основи теорії та розрахунку сільськогосподарських машин", Харків: НТУ "ХПІ", 2010.

24. Ковальчук М.Ф. "Сільськогосподарські машини. Підручник", К.: Урожай, 2005.

25. Гусєв В.І. "Теорія, розрахунок і конструювання машин для збирання коренеплодів", К.: Агропромвидав, 1989.

26. ГОСТ 20915–75. Машини сільськогосподарські. Методи визначення тягового опору.
27. Кириленко О.В. "Енергетика приводів сільськогосподарських машин", НУБіП, 2012.
28. Smith H. and Watts C. "Mechanics of Soil–Tool Interaction", ASABE, 2014.
29. 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.
30. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002.– 320 с.
31. Войналович О. Охорона праці у сільському господарстві. Навчальний посібник / Войналович О., Білько Т., Марчиниша Є. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 691 с.