

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
 “___” _____ 2024 р.
 Зав. кафедри _____ к.т.н., доцент _____
 (науковий ступінь, вчене звання) _____
 _____ А.В. Войтік _____
 (підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

Тема роботи: Обґрунтування параметрів вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна.

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208

«Агроінженерія»

Голонок Андрій Володимирович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма: _____ магістр
Спеціальність: _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ А.В. Войтік
“ ____ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

Студенту: _____ Голенку Андрію Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Обґрунтування параметрів вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна.»

керівник роботи _____ д.т.н., професор Дідур В.В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “14” листопада 2024 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи _____ 25.11.2024 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: ширина захвату машини 0,9 м; робоча швидкість 1,5...2,0 м/с; кількість рядків, що викопується, – 2 шт; ширина міжрядь – 450 мм; продуктивність за годину основного часу – до 0,55 га; викопуючий пристрій – ротаційно-вильчатий; границі регулювання глибини ходу копачів – це 50...120 мм

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

– 0

5. Перелік презентаційних матеріалів: презентація (не більше 20 слайдів).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., професор		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2024 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2024 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2024 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2024 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2024 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2024 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2024 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2024 р.	

Студент

(підпис)

Голенок А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Дідур В.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Голенок А.В. "Обґрунтування параметрів вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна" (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 74 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 14 рисунків, 24 таблиці, 31 джерел літератури).

Ця робота присвячена вдосконаленню конструкції викопуючих пристроїв для коренеплодів, зокрема вильчатих копачів дворядного комбайна. Мета дослідження – обґрунтування параметрів коренезабірників для підвищення ефективності збирання буряків.

У першому розділі розглянуто особливості технічного процесу викопування коренеплодів. У другому – обґрунтовано зміни в конструкції викопуючого пристрою, включаючи геометричні параметри роторних копачів. Третій розділ присвячено дослідженню впливу цих змін на ефективність очищення коренеплодів, визначено кінематичні параметри барабанно-шнекового очисника, представлено розрахунки вала пруткового барабану, підшипників цього валу, шпонкового з'єднання. У четвертому розділі висвітлено охорону праці а саме, загальні положення про охорону праці, аналіз потенційних загроз, заходи по покращенню умов праці та протипожежна профілактика. У п'ятому розділі наведено техніко-економічне обґрунтування.

Ключові слова: коренеплоди, викопуючий пристрій, технічне обслуговування, агроінженерія, бурякозбиральна техніка.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ЗМІСТ	5
ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Обґрунтування теми магістерської дипломної роботи	8
1.2 Способи збирання цукрових буряків, їх фізико-механічні властивості під час збирання та агротехнічні вимоги до коренезбиральних машин.....	13
1.3 Обґрунтування змін внесених у конструкцію дворядного коренезбирального комбайна.....	16
2 ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА	17
2.1 Умови викопування коренеплодів без пошкодження	17
2.2 Дослідження геометричних параметрів роторних викопувальних робочих органів	19
2.3 Обґрунтування вибору та розрахунок основних параметрів очисників вороху коренеплодів	21
3 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	29
3.1 Розробка організаційно-аналітичних рішень	29
3.1.1 Аналіз конструктивних схем коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин	29
3.1.2. Визначення кінематичних параметрів барабанно-шнекового очисника	35
3.2 Розробка конструкторських рішень	36
3.2.1 Розрахунок приводних ланцюгових передач приводулопатєвого вала, барабана пруткового і шнека-очисника коренезбирального комбайна	36
3.2.2 Розрахунок вала пруткового барабана на міцність.....	38
3.2.3 Розрахунок підшипників вала пруткового барабана	48
3.2.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала пруткового барабана	49
3.2.5 Розрахунок зубчастого (шліцьового) з'єднання маточини і вала запобіжної муфти приводу очисника викопуючого пристрою	51
3.2.6 Розрахунок ланцюгової передачі муфти з'єднання приводного вала коренезабірників вильчатих копачів	53

3.2.7 Розрахунок болтового з'єднання фланця опори пруткового барабана	54
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	57
4.1 Загальний стан охорони праці при роботі коренезбиральної машини.....	57
4.2 Аналіз потенційних виробничих небезпек при експлуатації коренезбиральної машини	60
4.3 Заходи по покращенню умов праці	60
4.4 Протипожежна профілактика	62
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	64
5.1 Розробка техніко-економічної ефективності.....	64
ВИСНОВОК	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	71

ВСТУП

Викопувальні та очисні робочі органи коренезбиральних машин є ключовими компонентами, що відповідають за виконання технологічного процесу збору солодких коренеплодів. Конструктивні та кінематичні параметри цих агрегатів повинні відповідати умовам експлуатації, оскільки саме від них залежить якість викопування, рівень пошкодження коренеплодів і втрати врожаю, що безпосередньо впливає на обсяг готової продукції.

Складні умови функціонування цих елементів виникають через несприятливі ґрунтово-кліматичні чинники, як-от підвищена твердість або вологість ґрунту, сильна забур'яненість полів, низька або надмірно висока врожайність коренеплодів тощо. Це призводить до зниження технологічної та технічної надійності машин, зменшення їх продуктивності, а також збільшення пошкоджень коренеплодів і їх забруднення ґрунтом.

Для поліпшення умов збирання коренеплодів необхідно вдосконалювати збиральні машини, шукаючи нові конструктивні рішення для окремих вузлів і робочих органів. Це передбачає проведення теоретичних обґрунтувань і експериментальних досліджень для визначення оптимальних параметрів. Нові та модернізовані машини повинні бути більш надійними, довговічними, мати нижчі показники метало- та енергоспоживання, а також сприяти підвищенню продуктивності праці.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Обґрунтування теми магістерської дипломної роботи

Процес викопування коренеплодів цукрових буряків умовно поділяється на дві основні стадії: руйнування зв'язку коренеплодів з ґрунтом (підкопування) та їх витягування з подальшим транспортуванням на очисні системи. Сьогодні існує велика кількість конструкцій робочих органів, вузлів та схем коренезбиральних машин. Розробка нових моделей, удосконалення вже існуючих та їхнє впровадження у виробництво потребують раціонального підходу з урахуванням умов експлуатації та необхідності швидкого переналагодження.

Актуальність теми дипломної роботи полягає в розробці нових конструкцій викопувальних робочих органів (ВРО), які забезпечать необхідну якість та низьку трудомісткість збирання коренеплодів за різних умов ґрунту та плантацій. Це також стосується зменшення матеріало- та енерговитратності бурякозбиральної техніки. Саме тому була обрана тема дипломної роботи: «Обґрунтування параметрів коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна».

Підвищення якості та надійності викопування цукрових буряків можливе шляхом застосування ВРО, що витягують коренеплоди без залишків ґрунту. У роботі пропонується використання вібраційного принципу для впливу на ґрунтовий шар за допомогою копачів, що виконують вимушені коливання. Це дозволяє значно зменшити енерговитрати порівняно з традиційними методами, адже ВРО впливають локально на коренеплоди в зоні рядків.

Для реалізації цього завдання базовою моделлю було обрано причіпний бункерний дворядний бурякозбиральний комбайн типу КБ-2, який виконує такі технологічні операції [11]:

- зрізання гички з розкиданням її по полю або завантаженням у транспорт;
- очищення головок коренеплодів, міжрядь та рядків від залишків гички;
- викопування коренеплодів, їх очищення від ґрунту та рослинних залишків;

- навантаження коренеплодів у бункер;
- розвантаження коренеплодів на краю поля або в кузов транспортного засобу.

У цьому комбайні очищення коренеплодів здійснюється консольними вальцями, що встановлені за копаками. Вони подають коренеплоди на поперечний нижній транспортер комбайна. Комбайн КБ-2 агрегується з тракторами тягового класу 14, 16 і 20 кН (Т-70С, МТЗ-82), які мають ширину колії 1350 мм та обладнані валом відбору потужності з частотою обертання 1000 об/хв і гідравлічною напівною системою.

Комбайн також оснащений виводами для під'єднання електрообладнання, пневматичними гальмами та гідравлічною системою. Управління всіма робочими органами, механізмами і системами здійснюється дистанційно з кабіни трактора або через спеціальний пульт, розташований на комбайні. У процесі роботи комбайн спирається на напівну систему трактора, задні опорні колеса та стабілізатор поперечної стійкості, а в транспортному положенні – лише на задні опорні колеса та напівку трактора.

Збирання цукрових буряків за допомогою комбайна КБ-2 можна проводити двома способами – поточним або перевалочним, в залежності від відстані плантацій до цукрового заводу та забезпечення господарства транспортними засобами.

Технологічна схема роботи причіпного бункерного бурякозбирального комбайна КБ-2 зображена на рисунку 1.1. За допомогою автомата керування гідроциліндр через напівну систему трактора направляє робочі органи вздовж рядків буряків. Гичкоріз зрізає гичку та розкидає її на зібране поле. Активні вилки своїми наконечниками викопують коренеплоди з ґрунту і подають їх до розхилу дисків забірників. Забірники підіймають коренеплоди разом із ґрунтом, який виштовхується лопатевим бітером на лопатевий вал для подальшого очищення. Далі очищені коренеплоди передаються на шнеки, які транспортують їх на поперечний кільцевий транспортер. З транспортера коренеплоди потрапляють у бункер, дно якого оснащено прутковим поперечним транспортером, а праву стінку займає вивантажувальний транспортер. Коренеплоди переміщуються з

бункера на вивантажувальний транспортер, який передає їх або у кузов транспортного засобу, або вивантажує на поле у бурти.

Переміщення гичкоріза, копіювальних елементів автомата керування, викопуючого пристрою з копіювальним колесом і стабілізатора поперечної стійкості з робочого положення у транспортне здійснюється трактористом через важіль гідророзподільника трактора. Управління поперечним та вивантажувальним транспортером також здійснюється з кабіни трактора.

Трактора важелями спеціального пульта, які через троси дистанційного управління зв'язані з відповідною секцією гідророзподільника комбайна [11].

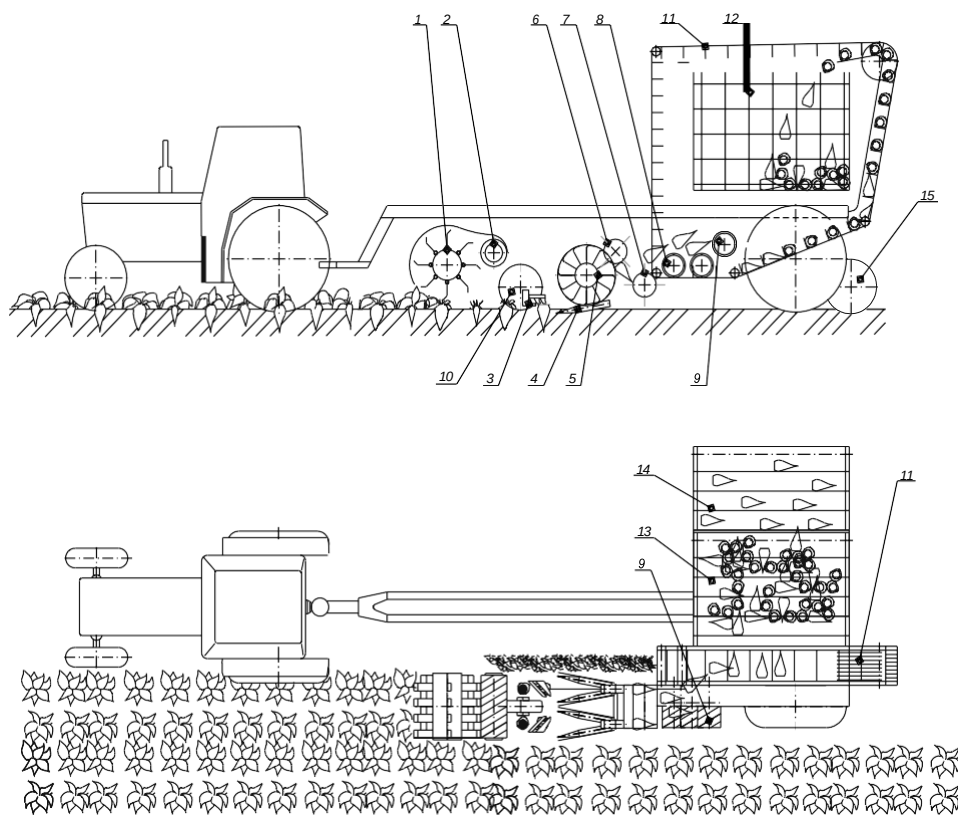


Рисунок 1.1

1 – роторний гичкоріз; 2 – шнек відбору гички; 3 – ніж-дообрізувальник; 4 – ротаційно-вильчатий копач; 5 – коренезабірник; 6 – бітер; 7 – вал лопатевий; 8 – шнек; 9 – звідний шнек; 10 – колесо опорне; 11 – транспортер; 12 – бункер; 13 – транспортер бункера; 14 – відкидний транспортер бункера; 15 – маркер-стабілізатор.

Залежно від умов та характеру росту коренеплодів копачі встановлюють на глибину 50...120 мм. Чим менша глибина ходу копачів, тим менша кількість витягнутого ґрунту, нижче тяговий опір та навантаження на очисні пристрої.

Продуктивність за годину основного часу – до 0,55 га. Продуктивність за годину експлуатаційного часу – до 0,37 га. Робоча швидкість – до 2,0 м/с. Робоча ширина – 0,9 м. Кількість рядків, що викопується, – 2 шт. Ширина міжрядь – 450 мм. Конструктивна маса комбайна (суха) – не більше 5 500 кг. Термін служби комбайна – 7 років [11].

Технічна характеристика викопуючо-транспортуючих робочих органів комбайна КБ-2 наведена у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика викопуючо-транспортуючих робочих органів комбайна КБ-2

Назва вузла		Значення
1		2
Викопуючий пристрій	тип	ротаційно-вильчатий
	границі регулювання глибини ходу копачів, мм	50-120
Викопуюча вилка	тип	активна
	діаметр циліндра, мм	72
	довжина активної частини, мм	340
	відстань між кінцями конусів, мм	222
	частота обертання конусів, об/хв	528
Забірник	тип	активний
	діаметр диска, мм	700
	кількість дисків, шт.	2
	частота обертання дисків, об/хв	113
	діаметр прутків, мм	14
	кількість лап в диску	9
	тип	шнеково-бітерний
	кількість бітерних валів, шт.	1
	кількість лопатей, шт.	6
	діаметр бітерного вала, мм	175
	частота обертання бітерного вала, об/хв	335

Очисник	кількість шнеків, шт.	2
	діаметр пруткового шнеків, мм	100
	кількість звідних шнеків, шт.	1
	зовнішній діаметр звідного шнека, мм	310
	крок навивки на шнеках, мм	220
	частота обертання шнеку, об/хв	330
Транспортер поздовжній	тип	прутковий із скребками
	довжина полотна, мм	5 550
	ширина, мм	500
	висота пальців скребка, мм	165
	кут нахилу до горизонту, град	30° 90°
	лінійна швидкість, м/с	1,1

Недоліки базової конструкції та пропозиції щодо удосконалення:

Основним недоліком очисника базової конструкції є підвищена засміченість вороху коренеплодів при збиранні цукрових буряків у вологих умовах. Це значно знижує продуктивність машини, оскільки після основного процесу виникає необхідність у додатковому очищенні коренеплодів для досягнення необхідних показників якості.

У дипломній роботі запропоновано удосконалити викопуючо-очисний пристрій, замінивши консольні вальцеві вали передаточним лопатевим валом і прутковим барабаном, у верхній частині якого розміщується шнековий вал. Після того як коренеплоди викопуються вильчатими копачами, лопатевий вал переміщує їх на прутковий барабан, який забезпечує необхідну сепарацію ґрунту. Далі шнековий вал транспортує коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи їх інтенсивне очищення від ґрунту та рослинних залишків.

Завдяки такій модернізації забезпечується відповідність технологічного процесу нормативним показникам навіть за умов підвищеної вологості ґрунту, що усуває необхідність у додатковому очищенні коренеплодів[23].

Запропоновані зміни сприятимуть зменшенню втрат та пошкоджень коренеплодів, а також підвищенню загальної ефективності роботи комбайна.

Для реалізації цього завдання необхідно провести конструктивні та кінематичні розрахунки модернізованої системи, а також перевірити на міцність її елементи. Прийняті конструктивні рішення мають бути відображені у графічній частині. Окрім цього, важливо розробити заходи з охорони праці та забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях.

1.2 Способи збирання цукрових буряків, їх фізико-механічні властивості під час збирання та агротехнічні вимоги до коренезбиральних машин

Вирощування та збирання цукрових буряків є одним із найбільш затратних процесів у сільському господарстві. Досягти високої врожайності та знизити витрати на цей процес можливо завдяки впровадженню сучасних технологій вирощування та дотриманню передових методів землеробства. Для цього необхідне використання відповідних агротехнічних прийомів, а також їх своєчасне та якісне виконання. Важливими факторами є правильне розміщення буряків у сівозміні після кращих попередників, раціональна схема сівби, застосування науково обґрунтованих доз добрив, вдосконалена система підготовки ґрунту, сівба відкаліброваним одноростковим насінням. Крім того, важливу роль відіграє поєднання методів боротьби з бур'янами, шкідниками та хворобами, забезпечення рівномірної густоти посівів, що дозволяє кожній рослині отримати достатню кількість води та поживних речовин. Важливими є також своєчасний міжрядний обробіток для покращення освітленості та рівномірної транспірації, правильна підготовка до збирання, проведення збирання в оптимальні агротерміни, а також вибір найкращого способу збирання з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов, наявності техніки та відстані до переробних заводів. Застосування сучасних машин і обладнання також відіграє ключову роль у цьому процесі [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Існують два основні способи збирання цукрових буряків, які відрізняються за набором техніки, що використовується для виконання операцій:

- **Пряме комбайнування**, при якому одна машина (комбайн) одночасно обрізає гичку та викопує коренеплоди.

– **Розділене збирання**, де різні операції виконуються окремими машинами: однією для обрізання гички, іншою для збирання коренеплодів.

Техніка, що використовується для збирання врожаю цукрових буряків, може бути як самохідною, так і причіпною, причому кожен тип має свої особливості та відмінності.

Конструкція робочих органів бурякозбиральних машин дозволяє забезпечувати різні способи збирання — одно-, дво- та трифазні [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Для невеликих господарств, що мають площі під буряками 40–50 га, доцільно застосовувати машини, які підтримують однофазне збирання. На середніх площах (80–150 га) ефективнішою буде валкова технологія, яка може бути як дво-, так і трифазною, залежно від наявного комплексу техніки. Для двофазного збирання використовують комбінований агрегат: на передній навісці трактора встановлюється гичкозбиральна машина, а на задній — напівнавісна коренезбиральна машина, що викопує і складає коренеплоди у валок. Після цього корені підбираються з валків і завантажуються в транспортні засоби за допомогою навантажувачів (навісних або самохідних). Інший варіант двофазного способу передбачає два окремі проходи: спочатку збирається гичка, а потім викопуються та завантажуються коренеплоди.

Ефективність бурякозбиральних машин значною мірою залежить від агротехнічних умов і експлуатаційно-економічних показників, зокрема від фізичного стану та типу ґрунтів, а також агрофізичних характеристик коренеплодів.

На момент збирання урожайність цукрових буряків може перевищувати 300 ц/га. Розташування коренеплодів у ґрунті визначається такими параметрами, як ширина міжрядь (B), відстань між рослинами в рядку, тобто крок (c) (200–300 мм), та глибина залягання коренів відносно поверхні ґрунту (h) (15–20 мм). Цукровий буряк має головний конусоподібний корінь, від якого на боки (на 25–30 см) відходять дрібні корінці. Основна маса цукру (95–97 %) накопичується в тілі кореня. Технічна довжина (l_T) коренів становить 220–250 мм, діаметр у найтовщій частині — 80–100 мм і більше, залежно від умов

виращування. Нижня частина кореня заглиблюється в ґрунт більше ніж на 1 м. Під час збирання коренеплоди часто обриваються на діаметрі 8–10 мм і залишаються в ґрунті.

Гичка однієї рослини складається з 10–30 великих листків, що нагадують перевернутий конус. Головки коренеплодів можуть знаходитися на різній глибині: до 30 мм нижче рівня ґрунту або на 80 мм і більше вище рівня. Маса коренеплодів залежно від їх розміру може коливатися від 0,2 до 5 кг [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Величина міжрядь суттєво впливає на габарити коренезбиральних машин, розміщення та розміри їх робочих органів, а також на прохідність техніки. Рекомендовано здійснювати посів із міжряддями шириною 60 см і більше. Параметри кроку (с) та висоти (h) враховуються при визначенні оптимальних характеристик і режимів роботи гичкорізальних та викопувальних робочих органів [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

При розробці коренезбиральних машин важливими є силові характеристики цукрових буряків, такі як: зусилля зв'язку коренів із ґрунтом, міцність гички та опір коренів до згинання. Перші дві характеристики мають ключове значення для розрахунку викопувальних пристроїв. Зусилля, необхідне для витягування непідкопаних коренів із ґрунту, часто перевищує або дорівнює силі, що викликає розрив гички. Це означає, що менш ніж половину коренеплодів можна витягти з ґрунту за гичку. Підкопування коренеплодів розпушує ґрунт, зменшує опір та призводить до відриву бічних корінців і хвостика, що значно полегшує витягування коренеплодів. Опір коренеплодів до згинання невеликий, тому їх тіло може пошкоджуватися при взаємодії з викопувальними та гичкорізальними органами. При проектуванні машин потрібно уникати падіння коренеплодів з висоти 1,5 м, щоб зменшити швидкість удару до 5,4 м/с [2, 3, 7, 14].

Коренеплоди мають бути повністю підкопані і вийняті з ґрунту. Допускаються втрати до 1 % коренеплодів, що залишилися у ґрунті, та до 5 % втрат на поверхні. Головки з гичкою мають бути зрізані рівно, без сколів. Відходи цукронової маси в зрізаних головках не повинні перевищувати 5 %.

Для цього площа зрізу повинна проходити трохи вище основи зелених стебел гички, але не більше ніж на 2 см від вершини. Забрудненість коренеплодів зеленою масою допускається до 3 %. Важливо уникати зрізання гички на рівні сплячих вічок, оскільки це призводить до значних втрат цукроносної маси. Пошкодженими коренеплодами вважаються до 20 %, з них сильно пошкодженими – до 5 %. Під час навантаження коренеплодів із кагатів слід забезпечити підбирання не менше 99 % кондиційних коренів. Забрудненість вороху після роботи буряконавантажувачів допускається до 5 %, з вмістом гички та інших рослинних домішок не більше 1 % [2, 3, 6, 7, 21, 22].

1.3 Обґрунтування змін внесених у конструкцію дворядного коренезбирального комбайна

Метою дипломної роботи є підвищення якості технологічного процесу збирання цукрових буряків шляхом вдосконалення очищення вороху коренеплодів. У процесі викопування коренеплодів за допомогою активних вилок часто виникає проблема з недостатнім подрібненням ґрунтових пластів, особливо у важких умовах — посушливих або надто вологих. Це призводить до накопичення грудок ґрунту в потоці коренеплодів, що негативно впливає на якість їх очищення.

У базовій моделі комбайна КБ-2 (рис, 3.1 та графічна частина роботи) використовується вильчатий викопуючий пристрій. Очищення коренеплодів здійснювалося консольними вальцями, розташованими після викопуючого пристрою, які передавали їх на позовжній нижній транспортер. Проте в умовах підвищеної вологості якість очищення була недостатньою, що призводило до зниження продуктивності та збільшення засміченості вороху. Для досягнення необхідної якості необхідно було додатково очищувати коренеплоди.

Для вирішення цієї проблеми в дипломній роботі запропоновано вдосконалити конструкцію коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою. Замість консольних вальців запропоновано встановити передавальний лопатевий вал і прутковий барабан. У верхній частині барабана розміщений шнековий вал. Завдяки цій заміні коренеплоди після вильчатих копачів потрапляють на прутковий барабан через лопатевий вал, що забезпечує

ефективну сепарацію ґрунту. Далі шнековий вал передає коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи їх очищення від ґрунту та рослинних залишків.

Завдяки запропонованій модернізації досягається краща якість очищення коренеплодів, особливо в умовах підвищеної вологості, що сприяє підвищенню ефективності роботи комбайна.

Застосування удосконаленої конструкції коренезабірників у викопуючочисному пристрої забезпечить виконання технологічного процесу із дотриманням нормативних показників засміченості коренеплодів в умовах підвищеної вологості ґрунту, виключить доочищення коренів, відповідно збільшивши продуктивність комбайна.

2 ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Умови викопування коренеплодів без пошкодження

Викопуючі робочі органи для цукрових буряків виконують функцію вилучення коренеплодів шляхом вирізання або руйнування ґрунтового шару разом із коренеплодами, здійснюючи їх захоплення та подальшу передачу на механізми для очищення та транспортування.

Процес викопування складається з двох основних етапів: руйнування ґрунту та створення необхідного зусилля для вилучення коренеплодів. Для цього використовуються різні типи копачів, зокрема лемішні, дискові, роторні та вібраційні. Кожен з цих типів викопуючих робочих органів (ВРО) забезпечує належні умови для вилучення коренеплодів при поступальному русі вздовж рядків.

В окремих випадках викопування виконується тільки одними елементами робочого органу, як у лемішних або дискових копачах. В інших випадках деякі елементи руйнують ґрунт, інші — витягують коренеплоди, а треті забезпечують їх подальше переміщення на очищувальні робочі органи. Наприклад, роторні вилки для викопування встановлюються під кутом. Конусоподібні наконечники руйнують ґрунт навколо коренеплодів, а циліндричні частини роторів фіксують коренеплоди, створюючи вертикальне зусилля для їх вилучення через обертання назустріч одна одній. Після цього коренеплоди піднімаються

коренезабірниками, які у поєднанні з бітерами передають їх на очисні механізми.

Основні розрахунки для ВРО полягають у визначенні геометричних параметрів елементів для руйнування ґрунту та вилучення коренеплодів різної форми і розміру.

Вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту відбувається за певних умов.

Силу схему розташування коренеплоду в ґрунті наведено на рисунку 2.1. Коренеплід помістимо в систему координат XOZ. Під час його викопування на нього діють такі сили: $\overline{P}_B$ – сила вилучення; $\overline{P}$ – сила опору, яку можна розкласти на $\overline{P}_Z$ – опір вертикальному переміщенню і $\overline{P}_X$ – опір горизонтальному переміщенню.

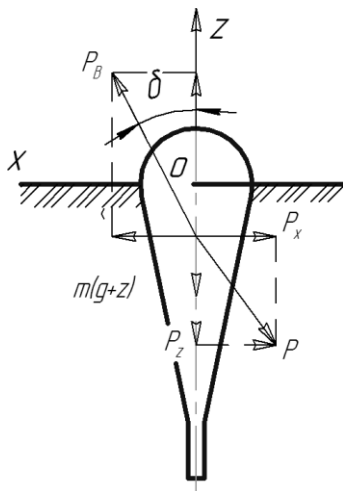


Рисунок 2.1 – Схема сил, які діють на коренеплід цукрових буряків при вилученні з ґрунту

Викопування коренеплодів відбувається при поступальному переміщенні ВРО вздовж осі, при цьому сила вилучення P_B протидіє силі опору P і відхиляється від вертикалі на кут δ . Якщо виконати проекцію цих сил на осі X і Z , то можна отримати систему диференціальних рівнянь, що описують рух коренеплоду під час його вилучення з ґрунту [2]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{X} &= P_B \sin \delta - P_x \\ m\ddot{Z} &= P_B \cos \delta - mg - P_z \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Викопування коренеплодів відбудеться за такої умови

$$P_B \geq \frac{P_z}{\cos \delta} + \frac{m(g + \ddot{Z})}{\cos \delta}. \quad (2.2)$$

Щоб отримати значення сили вилучення коренеплодів цукрових буряків

з ґрунту при умові їх непошкодження, то у перше рівняння системи (2.1) замість сили опору горизонтальному переміщенню $\overline{P_x}$ потрібно підставити її допустиме значення $[P_x]$

$$P_B \leq \frac{[P_x]}{\sin \delta} + \frac{m\ddot{x}}{\sin \delta}. \quad (2.3)$$

Аналітичні умови вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту без пошкодження (у загальному випадку) – це вирази (2.2) і (2.3).

2.2 Дослідження геометричних параметрів роторних викопувальних робочих органів

Роторні ВРО – це два конусоподібних наконечників, які зустрічно обертаються, і встановлений над ними дисковий прутковий коренезабірник (рисунк 2.2). Ці ВРО мають такі ж геометричні параметри, що й лемішні та дискові копачі. Відрізняються вони кутом конусності вилок 2μ , який дорівнює $15...17^\circ$. Щоб уникнути потиличного тертя нижньої частини конуса вилки об дно борозни, її встановлюють під кутом Δ , який становить $4...7^\circ$.

Основні кутові розміри роторних копачів визначають за [2]:

- Кут встановлення осей вилок до горизонту

$$\alpha_0 = \frac{\mu}{2} + \Delta; \quad (2.4)$$

- максимальне значення кута різання

$$\alpha = \mu + \Delta; \quad (2.5)$$

- кут розкриття осей вилок

$$2\gamma_0 = 2\gamma - \mu, \quad (2.6)$$

де 2γ – кут атаки конусів вилок, який дорівнює $38...40^\circ$.

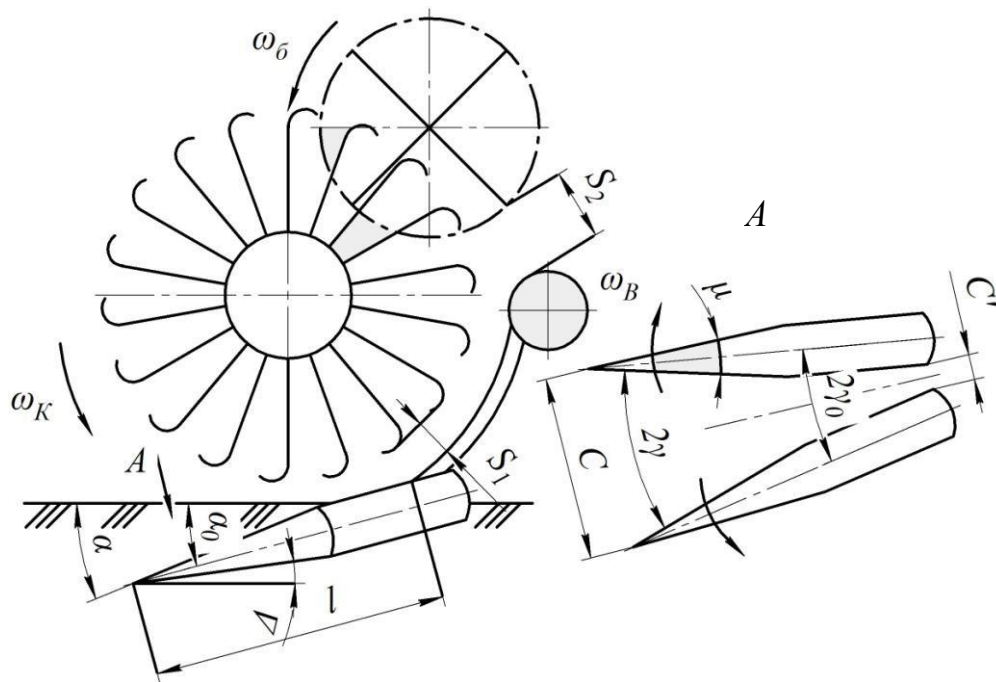


Рисунок 2.2 – Схема роторного ВРО

Використовуючи залежності (2.4)-(2.6), визначаємо основні конструктивні параметри роторних копачів: $\alpha_0 = 11,5 \dots 15,5^\circ$; $\alpha = 19 \dots 24^\circ$; $2\gamma_0 = 23 \dots 25^\circ$. Інші розміри роторних копачів: ширина розкриття приймальної частини вилок $C = 210 \dots 230$ мм; довжина робочого русла $l = 320 \dots 340$ мм; діаметр циліндричної частини вилок $d = 70 \dots 75$ мм; діапазон регулювання глибини ходу в ґрунті $h = 70 \dots 120$ мм.

У дипломній роботі пропонується удосконалена конструкція коренезабірника. Його встановлюють над вилками з радіальним зазором $S_1 = 35$ мм, який зменшується до 25 мм у зоні кронштейна вилок. Основні конструктивні параметри коренезабірника аналогічні параметрам дискових ВРО.

Роторні ВРО ефективно працюють за нормальних умов збирання (твердість ґрунту $0,5 \dots 1,5$ МПа, вологість до 15 %) при робочій швидкості до 2 м/с. У складних умовах збирання, на сухому і твердому ґрунті, або навпаки, – на перезволоженому (вологість 24 % і вище) якість виконання технологічного процесу різко знижується.

Таким копачам властиві деякі недоліки. Під час роботи на твердих ґрунтах значно підвищується їх тяговий опір через великі розміри їх

поперечного перетину. Вилки вирізняються нездатністю до різання перезволоженого або пересушеного ґрунтового шару, що призводить до сколювання великої кількості твердих грудок, які нагромаджуються перед копачем або потрапляють у ворох викопаних коренеплодів, деформують прутки коренезабірника.

2.3 Обґрунтування вибору та розрахунок основних параметрів очисників вороху коренеплодів

Одним із ключових етапів при збиранні цукрових буряків є очищення коренеплодів від ґрунту та рослинних залишків. Згідно з вимогами ДСТУ 2258-93, забрудненість вороху цукрових буряків не повинна перевищувати 9 % [8]. Цей показник має бути якнайменшим, оскільки забруднення призводить до втрат верхнього, найбільш родючого шару ґрунту. Під час збирання цукрових буряків разом із коренеплодами вивозиться значна кількість ґрунту, що спричиняє втрати родючості полів.

Найбільше пошкодження коренеплодів відбувається саме під час їх перевантаження та очищення від ґрунту і рослинних залишків. Надмірне зусилля при очищенні спричиняє травмування коренеплодів, що згідно з ДСТУ 2258-93 не повинно перевищувати 5 % від загальної маси. Пошкодження таких частин, як поверхня та хвостові частини, призводить до зниження кондиційності коренеплодів, що може викликати їх загнивання на приймальних пунктах цукрових заводів.

Очисні робочі органи бурякозбиральних машин повинні ефективно видаляти домішки, але при цьому мінімізувати травмування коренеплодів. У

Західній Європі та США використовують швидкі технології переробки цукрових буряків після збирання, тому там не висувають суворих вимог до ступеня пошкодження коренеплодів. Найпоширенішою є трифазна технологія збирання, яка включає перевалочне транспортування з додатковим очищенням. Цей метод знижує рівень забруднення, але водночас підвищує пошкодження коренеплодів, а також збільшує енерговитрати та витрати на транспортування.

Таким чином, багатократне очищення буряків під час збирання потребує ретельного розрахунку параметрів очисників, щоб забезпечити оптимальний баланс між ефективністю очищення та мінімізацією пошкоджень.

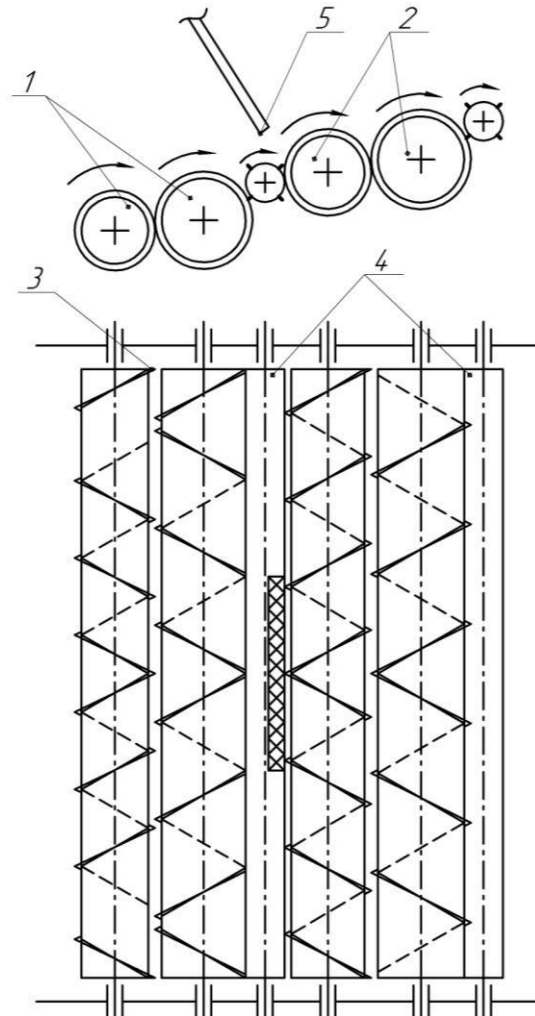
Високі екологічні вимоги дотримуються при збиранні цукрових буряків, але водночас виникають втрати цукросировини через втрату соку на сколотих та пошкоджених поверхнях коренеплодів і через відбиті дрібні частини під час роботи очисників.

Коренезбиральні машини вітчизняного виробництва забезпечують належний рівень очищення буряків у двофазній технології збирання за звичайних умов (середня твердість і вологість ґрунту, не надмірна врожайність). Очисними робочими органами таких машин є різні механічні очисники: шнеково-вальцеві, бітерні, кулачкові очисники, відцентрово-роторні турбіни, пальчикові гірки та транспортери з притискними пристроями.

Сучасні пневматичні, водні, оптичні та електронні очисники ще не набули широкого використання через складність, високу енергомісткість та ненадійність, особливо в складних умовах. Перспективним є впровадження електронних пристроїв, які контролюють роботу механічних очисників, автоматично змінюючи режими роботи або сигналізуючи про аварії.

Найбільш поширеними в коренезбиральних машинах є шнеково-вальцеві очисники (рис. 2.3). Вони складаються з двох блоків вальців різного діаметра, які обертаються в одному напрямку. Спіральні навивки на поверхнях вальців мають різний напрямок, що дозволяє коренеплодам рухатися в різні боки, збільшуючи шлях їх переміщення під час очищення. Ворох коренеплодів розділяється на передньому блоці і далі переміщується через перекидний валець малого діаметра. Задній блок вальців знову об'єднує два потоки в один. Завдяки

різному діаметру та частоті обертання вальців (504 та 336 об/хв), коренеплоди додатково обертаються навколо власних осей, що сприяє кращому очищенню бокових поверхонь від налиплого ґрунту.



1 і 2 – блоки вальців; 3 – спіральні навивки; 4 – перекидні вальці; 5 – щиток.

Рисунок 2.3. Шнеково-вальцевий очисник

Позаду 2-го блоку шнекових вальців встановлюють перекидний валець 4 малого діаметру. Робочі поверхні перекидного вальця 4 розташовані дещо вище сепаруючих поверхонь вальців 1 і 2. Така конструкція забезпечує

затримання знаходження коренеплодів буряків на поверхні шнеково- вальцевого очисника. У результаті відбувається активізація їх очищення завдяки продовженню часу перебування коренеплодів на їх поверхні. Наступні коренеплоди надходять на очисник безперервно (завдяки підпору), відповідно очищені коренеплоди сходять з нього.

Зверху над першим перекидним вальцем 4 із зазором встановлено щиток 5, який також сприяє збільшенню часу перебування коренеплодів на поверхні очисника. Все це запобігає відбиванню коренеплодів, які подає шнеком 1.

Переваги такого очисника коренеплодів: порівняно невеликі габаритні розміри, висока якість сепарації від ґрунтових і рослинних решток, самоочищення робочих поверхонь внаслідок взаємного перекриття спіральних навивок сусідніх вальців.

Недоліки шнеково-вальцевого очисника — висока матеріаломісткість та надмірне травмування коренеплодів, особливо хвостових їх частин, які обламуються, потрапляючи в зазори між шнековими вальцями [2, 3, 6, 7].

Існує інші типи шнекових очисників коренеплодів від ґрунтових та рослинних решток, які встановлені всередині різних машин для збирання цукрових буряків і виготовлені як різні комбінації вальців зі спіральною навивкою. Однак за принципом дії все різноманіття шнекових сепараторів можна поділити на два основні типи:

- зустрічно обертальні, які переміщують ворох коренеплодів вздовж осі шнеків;
- шнеки обертаються в одному напрямку і переміщують ворох коренеплодів як вздовж осі шнеків, так і перпендикулярно до нього.

Такий тип очисників застосовують також на гичкорізі-валкоутворювачі KR-6 (Німеччина), коренезбиральній машині Б80А (США).

Розрахунок і обґрунтування основних параметрів очисників шнекового типу — це визначення його конструктивних і кінематичних параметрів. Основні конструктивні параметрами шнека: діаметр $D_{ш}$, крок гвинтової лінії $t_{Г.Л}$, висота витка спіральної навивки d_B , зазор між сусідніми шнеками ΔS .

Розглянемо схему взаємодії коренеплоду між двома сусідніми шнеками очисника (рисунок 2.4). Можна припустити, що коренеплід буряка вагою $m\bar{g}$ розміщений вздовж осей шнеків і у перетині свого найбільшого діаметра d_K він контактує з обома шнеками, які обертаються назустріч один одному з однаковими кутовими швидкостями ω .

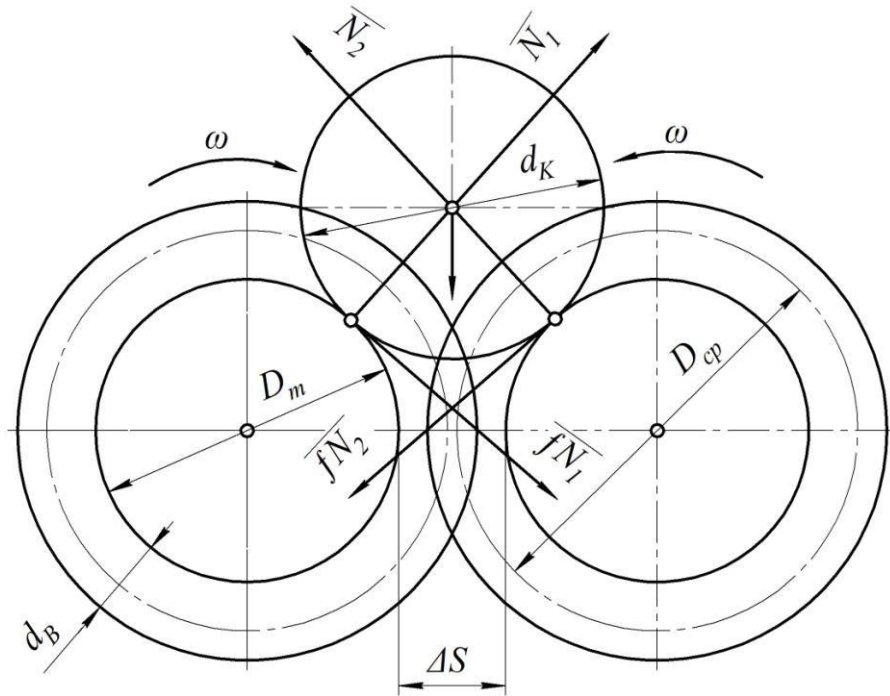


Рисунок 2.4 – Схема взаємодії коренеплоду зі шнековими вальцями

Шнеки мають циліндричні корпуси діаметром $D_{ш}$. У точках контакту коренеплоду з їх поверхнею виникають нормальні зусилля $\bar{N}_1$ та $\bar{N}_2$, які проходять через осі коренеплоду. У тих же точках виникають відповідні сили тертя ковзання $\bar{fN}_1$ і $\bar{fN}_2$. Оскільки шнеки зустрічно обертаються, то зазор між ними ΔS має бути таким, який забезпечує проходження рослинних решток та значної кількості ґрунтових домішок. Проте крізь цей зазор не повинні проходити коренеплоди малих розмірів.

Шнековий очисник має забезпечувати: очищення коренеплодів від налиплого ґрунту і рослинних рештків; самоочищення шнеків від налиплого ґрунту і проходження коренеплодів (коренеплоди мають перекинутися, захоплення і защемлення їх хвостових частин між шнеками мають бути якомога меншими).

Із врахуванням цих вимог зазор між циліндричними поверхнями шнекових вальців вибирають з умови [2, 3]

$$\Delta S = d_B + \Delta_K \leq d_K, \quad (2.8)$$

де d_B – висота навивки шнека, приймають $d_B = 28 \dots 30$ мм;

Δ_K – конструктивний зазор між кромкою витка і циліндричною частиною суміжного шнека, що забезпечить взаємне очищення шнеків від налиплого ґрунту, приймають $\Delta_K = 3 \dots 5$ мм;

d_K – мінімальний діаметр коренеплоду, тобто такі коренеплоди можна втрачати під час збирання, так як вони не технологічно цінними.

Визначаючи решта параметрів шнека потрібно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра, який утворює корпус шнека, буде залежати збільшення ймовірності защемлення коренеплодів між двома сусідніми шнеками. Діаметр циліндричної частини шнека визначаємо з умови [2]

$$\frac{d_K \cos \varphi_K - \Delta S}{1 - \cos \varphi_K} > D_{\text{ш}} > \frac{d_n \cos \varphi_n - \Delta S}{1 - \cos \varphi_n}$$

де d_n – величина (товщина) ґрунтових грудок або рослинних рештків, мм;

φ_K – кут тертя коренеплоду по поверхні циліндричного корпусу шнека;

φ_n – кут тертя решток по поверхні циліндричного корпусу шнека, град.

Визначаючи діаметр шнекового вальця очисника коренеплодів, врахуємо умову не намотування на нього рослинних решток.

$$D_{\text{ш}} \geq l_p \cdot \pi, \quad (2.10)$$

де l_p – середня довжина рослинних рештків, які можуть залишитися на полі після збирання гички гичкозбиральною машиною.

Крок гвинтової лінії спіральної навивки шнека $t_{\Gamma..Л}$ визначають за умови забезпечення проковзування вороху коренеплодів, що транспортується, відносно циліндричної поверхні шнека.

Крок визначають з врахуванням значення кута нахилу гвинтової лінії β

$$\beta = \arctg \frac{t_{г.л}}{\pi \cdot D_{CP}} < \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (2.11)$$

де D_{CP} – діаметр шнека по середній лінії його витка, м;

φ – кут тертя матеріалу, що транспортується шнеком, град.

Встановлено, за результатами експериментальних досліджень, найоптимальніші значення конструктивних параметрів шнекового очисника: $D_{ш}=0,19...0,25$ м; $d_B=12...30$ мм; $\Delta_K=5$ мм; $t_{г.л}=0,1$ м. Виходячи з цих міркувань, запропоновано конструкцію шнекового транспортера у даній роботі (графічна частина роботи).

Щодо кінематичних параметрів шнекового очисника, то їх вибір визначають з врахуванням лінійної швидкості транспортування вороху коренеплодів V по очисній поверхні, утвореній набором вальців, та кутової швидкості обертання самих вальців ω .

Основа визначення швидкості транспортування вороху коренеплодів V - це продуктивність коренезбиральної машини W , кг/с, на якій встановлено шнековий очисник коренеплодів запропонованої конструкції, тобто

$$V = \frac{W}{k \cdot q(D_{ш} + \Delta S)}, \quad (2.12)$$

де k – кількість робочих русел, утворених парою шнекових вальців;

q – маса вороху коренеплодів, розміщених в один шар на одиниці площі очисника, кг/м².

Кутову швидкість обертання шнеків визначають за такою залежністю

$$\omega = \frac{2V \cdot t}{D_{ш}^2}, \quad (2.13)$$

де t – час очищення коренеплодів при швидкості транспортування V , яка забезпечить потрібну продуктивність W шнекового очисника.

Загальний кут нахилу вальців шнекового очисника в поздовжньо-вертикальній площині становить 12...16°. Перекидні вальці та бітери в конструкціях шнекових очисників покращують транспортувальні властивості і спрямовують потік вороху. Їх кінематичні параметри зазвичай аналогічні до параметрів шнеків, а інші параметри визначають конструктивно.

Для забезпечення високої якості очищення коренеплодів у дворядному бурякозбиральному комбайні, який удосконалюється на базі моделі КБ-2 із роторним викопувальним пристроєм, пропонується використання лопатевого вала (бітера), пруткового барабана, шнека та пруткових транспортерів для фінального очищення та транспортування коренеплодів.

Лопатевий вал (бітер): використовується для делікатного очищення коренеплодів, а очисні лопаті виготовляються з еластичних матеріалів. Бітерні очисники, що складаються з трьох бітерних валів, використовуються у шестирядних коренезбиральних машинах. Хоча ефективність бітерних очисників дещо нижча, ніж у шнеково-вальцевих, вони добре виконують сепарацію вороху в комплексі з роторною вилкою та коренезабірником.

Переваги бітерних очисників:

- Мінімальне пошкодження коренеплодів;
- Делікатне очищення.

Недоліки:

- Складна конструкція;
- Великі габарити;
- Висока матеріаломісткість.

Відцентрові очисники ("турбіни"): мають кращі показники очищення буряків від домішок і застосовуються практично всіма закордонними виробниками техніки для збирання буряків. Конструкція очисника передбачає ротор, встановлений на вертикальній або похилій осі з периферійною огорожею. Ротор має радіальні спиці, вигнуті в напрямку, протилежному обертанню.

Ротори та маточини. Якщо очисник одночасно виконує функцію викопуючого робочого органу, що піднімає коренеплоди буряка з ґрунту, він

оснащений огорожею, яка закриває кінці спиць. Це запобігає деформації спиць і зменшує пошкодження коренеплодів під час їх підбору.

Існують два типи периферійної решітчастої огорожі: з нахиленими пружинними прутками або з горизонтальними консольними прутками, зібраними в окремі решітки.

Відцентровий очисник функціонує наступним чином: ворох коренеплодів, що надходить на спиці ротора або підбирається з поверхні ґрунту, очищується шляхом перекочування коренеплодів по спицях вздовж решітчастої огорожі. Завдяки відцентровій силі та силам тертя, коренеплоди отримують прискорення, але уповільнюються через натискання до прутків огорожі. Грудки ґрунту активно руйнуються, а бруд, що осів на коренеплодах, зчищається та провалюється крізь проміжки між прутками огорожі та спицями.

Такі очисники для коренеплодів цукрового буряка прості та надійні, ефективно відокремлюють ґрунтові домішки. Однак вони мають і недоліки: підвищене травмування коренеплодів, недостатньо ефективне відділення рослинних залишків, а також залипання ґрунту між спицями, особливо якщо ґрунт вологий, що вимагає застосування додаткових очищувачів.

Після аналізу переваг і недоліків різних видів очисників коренеплодів цукрових буряків, у дипломній роботі було запропоновано встановити в конструкції бурякозбирального дворядного бункерного комбайна з активною роторною вилкою та коренезабірником очисник коренеплодів, що складається з лопатевого вала (бітера), пруткового відцентрового барабана та шнека. Це рішення забезпечує ефективну роботу машини на ґрунтах середньої щільності та вологості за умов помірної забур'яненості полів та нормальної врожайності.

3 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

3.1 Розробка організаційно-аналітичних рішень

3.1.1 Аналіз конструктивних схем коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин

Тип ґрунту, його вологість, врожайність коренеплодів, стан гички та забур'яненість полів значно впливають на конструкції робочих органів та компоновку коренезбиральних машин. Ефективність збирання багато в чому

залежить від того, наскільки конструкція машини відповідає конкретним умовам. Основними причинами втрат коренеплодів є недосконала конструкція машин, неправильно обраний тип копача, невідповідність копача умовам роботи, спосіб його кріплення до рами машини, недосконалість сепаруючих механізмів, а також нерівномірність розташування коренеплодів у рядках, тип і вологість ґрунту, та робоча швидкість машин. Сукупні втрати під час збирання зазвичай у 2–3 рази перевищують допустимі норми і можуть досягати 3–5 % або більше в складних умовах [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Для забезпечення якісного збирання коренеплодів необхідно, щоб викопуючі механізми ефективно витягували корені з ґрунту з мінімальним його залишком. Одним із способів досягнення цього є застосування робочих органів вібраційного типу, які примусово коливаються та діють локально в зоні рядків коренеплодів.

Вібраційні викопуючі органи, що використовуються як змінні копачі для важких ґрунтів, знаходять широке застосування в коренезбиральних машинах і комбайнах виробництва багатьох західних фірм, таких як «Stoll», «F.Kleine» (Німеччина), «Moreau», «Herriau», «Matrot» (Франція), «Vicon» (Нідерланди) та інших [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Закордонні виробники часто використовують лемішні вібраційні копачі, де коливання відбуваються у поздовжньо-вертикальній площині симетрії робочого органу. У нашій країні частіше застосовуються віброкопачі з поперечними коливаннями відносно рядка. Особливістю лемішних вібраційних копачів є те, що дві фігурні пластини (лемеші), встановлені під кутом розвалу, здійснюють коливальні рухи як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках.

Вітчизняні бурякозбиральні машини рідко оснащуються коливними викопуючими робочими органами (ВРО). Аналіз існуючих типів коливних ВРО свідчить про необхідність подальших досліджень та розробок для підвищення їх ефективності.

Розробки коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин базуються на трьох основних схемах копачів: лемішних, дискових та

вильчастих. Найбільш дослідженими є лемішні ВРО. Значний внесок у вивчення вібраційного способу збирання коренеплодів зробили українські вчені, зокрема Василенко П.М., Гряник Г.Н., Погорілий Л.В., Волоха М.П. та інші. Експериментальні дослідження, проведені Грянником Г.Н. на нормальних ґрунтах (вологість 14...16 %), показали, що найефективнішими є коливання під кутом до осі рядка з частотою 44,5 Гц, амплітудою 0,005 м і поступальною швидкістю 1,87 м/с.

Роботи Дубровського А.А. показали, що при поздовжніх коливаннях відбувається відрив лобової частини робочого органу від ґрунту, а при поперечних коливаннях контакт з ґрунтом зберігається. Поперечні коливання сприяють безперервному ковзанню робочого органу по ґрунту, а поздовжні – забезпечують імпульсивне руйнування масиву ґрунту.

Дослідження Свірського Г.Є. підтвердили, що використання поперечних коливань підвищує ефективність вібрації за рахунок зменшення поступальної швидкості в момент максимального вібраційного впливу.

Дискові ВРО показують кращі результати на вологих ґрунтах, але на сухих і твердих ґрунтах вони є менш ефективними через зростання енерговитрат і прискорене зношування дисків.

Основним недоліком лемішних копачів, навіть на легких ґрунтах, є низька технологічна надійність, оскільки вони схильні до забивання технологічною масою, налипання ґрунту та намотування рослинних залишків.

Надійність віброприводу є важливим аспектом роботи вібраційних копачів, оскільки високочастотні коливання робочих органів створюють значні навантаження. Професор Зеленін А.Н. у своїх дослідженнях довів, що ефективність руйнування ґрунту за допомогою вібраційного клину визначається амплітудою вимушених коливань. Для ефективного руйнування ґрунтів із різними фізико-механічними властивостями необхідно досягати відповідних значень деформації. За вологості ґрунту більше 14 % відбувається розрідження ґрунту біля вібруючої поверхні, що знижує ефективність вібрації.

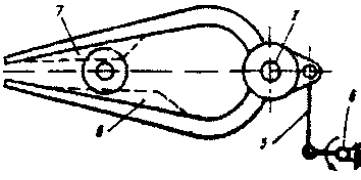
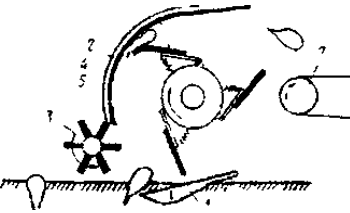
Професор Турбін Б.І. встановив, що при оптимальних режимах вібрації застосування вібраційних викопуючих органів (ВРО) може зменшити

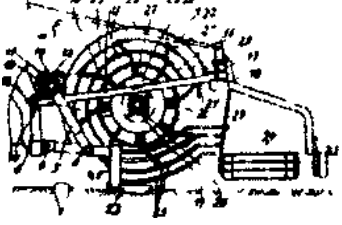
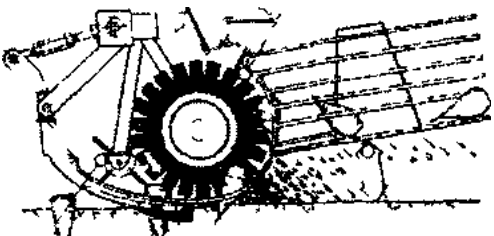
енерговитрати на 10-20 % і знизити опір ґрунту робочим органам приблизно вдвічі. Ці фактори роблять вібраційний метод викопування коренеплодів цукрових буряків раціональним і ефективним.

Принцип роботи вібраційних копачів полягає в розрізанні ґрунту віброуючою різальною кромкою, розхитуванні коренеплодів та їх переміщенні у вертикальному напрямку. Такі копачі працюють на швидкостях до 2,5 м/с. Пошкодження коренеплодів при цьому становлять 6-8%, але із збільшенням частоти коливань понад 22 Гц кількість пошкоджених коренів зростає до 14 %. Вібраційний метод забезпечує ефективне очищення коренеплодів від ґрунту, зменшуючи втрати навіть на важких ґрунтах.

Для покращення процесу викопування в конструкцію копачів додають спеціальні елементи, такі як похилі приливи або розрихлювачі ґрунту, які активізують процес порушення зв'язків коренеплодів із ґрунтом. Однак ці елементи також збільшують енерговитрати на виконання технологічного процесу.

Таблиця 3.1 – Конструктивні схеми вібраційних копачів

Назва	Схеми	Джерело інформації
Віброкочач з боковими коливними рухами		А.С СРСР №1521342
Віброкочач з бітерною системою завантаження коренеплодів		А.С СРСР №1584800

Віброкопач з розпилювачем на лопатці		А.С СРСР №1287768
Віброкопач з ротаційно-прутковою системою завантаження коренів		А.С СРСР №2618570
Віброкопач з ротаційно дисково-еластичною системою завантаження коренеплодів		Віброкопач системи "Rotalift" фірми "Stoll" ФРН

Для інтенсифікації процесу очищення та викопування коренеплодів був розроблений спеціальний викопувальний пристрій (А.С. №1584800). Цей пристрій використовує бітерний вал з еластичними підпружиненими лопатками для подачі коренеплодів на приймальний транспортер. Однак під час роботи машини бітерний вал обертається у напрямку її руху, що може призводити до пошкодження коренеплодів при їхньому перекиданні на транспортер.

Для забезпечення більш ефективної роботи коренезбиральних машин на високих поступальних швидкостях використовують інші конструктивні рішення, такі як коренезабірники (Патент ФРН №2618570). Вони виготовлені у вигляді жорстких фігурних шпиць, які ефективно завантажують коренеплоди на поперечний транспортер. Проте ці шпиці, будучи жорсткими, можуть спричиняти пошкодження коренеплодів.

Альтернативою є коренезабірники, виготовлені з еластичної гуми, як у віброкопачі «Rotalift» причіпного дворядного комбайну V-202 фірми «Stoll». Ці еластичні коренезабірники мають вищу податливість і практично не пошкоджують коренеплоди. Однак, при цьому існує ймовірність втрати деяких коренеплодів під час подачі через недостатню жорсткість захоплення.

Таким чином, вибір між жорсткими та еластичними коренезабірниками залежить від пріоритетів: або гарантована подача з підвищеним ризиком пошкоджень, або менша ймовірність пошкоджень за рахунок деяких втрат коренеплодів.

3.1.2. Визначення кінематичних параметрів барабанно-шнекового очисника

На основі технологічних параметрів коренезбиральних машин та конструктивних особливостей, було прийнято такі характеристики для барабанно-шнекового очисника:

- Ширина робочого русла становить 950 мм.
- Діаметр барабана $d_6 = 405$ мм.
- Зазор між прутками барабана не перевищує 50 мм, оскільки коренеплоди діаметром менше 50 мм не мають технологічної цінності і їх можна не підбирати.

Для підвищення транспортуючих властивостей шнека, бажано вибирати максимально великий радіус. Висота навивки шнека також повинна відповідати діаметру коренеплодів, тому вона прийнята на рівні 40 мм.

- Діаметр шнека обрано конструктивно — 310 мм.
- Кут навивки шнека $\beta = 61^\circ$.

Прутковий барабан та шнек зображені у графічній частині роботи.

Кутова швидкість шнека впливає на його транспортуючі властивості і визначається за відповідною залежністю [10].

$$\omega = \frac{V_m}{R \cdot \operatorname{ctg} \beta}, \quad (3.1)$$

де V_m – осьова швидкість транспортування, приймаємо приблизно рівною швидкості комбайна, $V_m = 15$ м/с.

Тоді:

$$\omega = \frac{1,5}{0,115 \cdot \operatorname{ctg} 61^\circ} = 17,59 \text{ рад/с.}$$

Враховуючи, що робоче русло створюється шнеком і прутковим барабаном, а також для забезпечення інтенсивнішого очищення коренеплодів, кутову швидкість приймаємо дещо більшою, тому частота обертів шнека буде $n = 333 \text{ хв}^{-1}$.

3.2 Розробка конструкторських рішень

3.2.1 Розрахунок приводних ланцюгових передач приводу лопатевого вала, барабана пруткового і шнека-очисника коренезбирального комбайна

Привод вала шнекового і барабана пруткового на I передачі виконується від вала редуктора ланцюговою передачею одним ланцюговим контуром, привод лопатевого вала виконується від вала барабана пруткового окремою ланцюговою передачею (II передача).

Вихідні дані для розрахунку ланцюгових передач приводу складальних одиниць коренезабірника наведені у таблиці 3.2, розрахунок зведений у таблицю 3.3.

Отже при виборі ланцюга з кроком $t = 19,05$ мм для першої передачі розрахунковий ресурс не гарантується. Визначимо ресурс для ланцюга з кроком $t = 24,4$ мм

$$\frac{N_{25,4}}{N_p} = \frac{17,7}{10} = 1,77.$$

Отже вибираємо для приводу контурів, виходячи з умов уніфікації передач, ланцюги з кроком $t = 25,4$ мм [18].

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку ланцюгових передач приводу

Назва параметру	Величина	
	I передача	II передача
Кількість валів у контурі	3	2
Частота обертання вала, хв^{-1}	$n_1 = 354$; $n_2 = 177$; $n_3 = 333$	$n_4 = 330$
Потужність на ведених валах, кВт	$N_2 = 1,1$; $N_3 = 0,9$	$N_4 = 0,9$
Розрахунковий ресурс T , год	1500	1500
Коефіцієнт динамічності (відношення максимальної загрузки до номінальної), K_d	1,7	1,7
Умови експлуатації по запиленості	Запиленість повітря	

Таблиця 3.3 – Розрахунок приводних роликів ланцюгових передач

Назва параметру	Розрахункова формула	Величина
-----------------	----------------------	----------

		I передача	II передача
1	2	3	4
Коефіцієнт корисної дії, η (змащення періодичне)	[18]	0,93	0,93
Потужність, що передається, κBm	$(I) \frac{N_2}{\eta_I} + \frac{N_3}{\eta_I} + \frac{N_4}{\eta_{II}};$ $(II) - \frac{N_4}{\eta_{II}} \quad [18]$	$N_1 = 3,11$	$N_4 = 0,96$
Коефіцієнт режиму роботи, C_p	[20]	1	1
Коефіцієнт типу ланцюгової передачі (для ПР), C_T	[20]	1	1
Коефіцієнт регулювання натягу ланцюга, C_n	[20]	1	1
Коефіцієнт валів, C_B	$C_B = 0,9^{w-2}, [20]$	0,9	0,9
Перше переда-точне число, i_1		2	1,86
Число зубів ведучих зірочок, z_1		$z_1^I = 16$	$z_1^{II} = 28$
Коефіцієнт впливу, C_i	[20]	0,52	0,8
Друге переда-точне число, i_2		1,75	-
Число зубів ведених зірочок, z_i		$z_2 = 32;$ $z_3 = 17$	$z_4 = 15$
Граничне збільшення середнього кроку ланцюга, $\Delta t_{cep} \%$	ОСТ 23.2.54.82	3	3
Ресурс еталонного ланцюга, $T_e, год$	[18, 20]	15000	15000
Коефіцієнт довговічності, C_d	$C_d = \sqrt[3]{\frac{T_e}{T}}, [20]$	2,2	2,2

Розрахункова потужність, кВт	$N_p = \frac{N_i}{C_p \cdot C_T \cdot C_o \cdot C_l \cdot C_B \cdot C_c}$ [20]	$N_p^I = 10$	$N_p^{\text{II}} = 2,04$
Коефіцієнт змащення $C_C (V < 4 \text{ м/с})$	[20]	0,3	0,3
Таблична потужність для ланцюга ($n_1^I = 350 \text{ хв}^{-1}$; $t = 19,05$)	[20]	5,4	5,4
Таблична потужність для ланцюга ($n_1^{\text{II}} = 350 \text{ хв}^{-1}$; $T = 25,4$)	[20]	17,7	17,7

Уточнюємо швидкість ланцюгів за формулами [20]:

$$V_I = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (3.2)$$

$$V_{\text{II}} = \frac{z_1^{\text{II}} \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (3.3)$$

Отримаємо

$$V_I = \frac{16 \cdot 25,4 \cdot 354}{60 \cdot 1000} = 2,39 \text{ м/с};$$

$$V_{\text{II}} = \frac{28 \cdot 25,4 \cdot 177}{60 \cdot 1000} = 2,09 \text{ м/с}.$$

Так як прийняте співвідношення швидкостей виконується, то перерахунок потужності не проводимо. Кінцево вибираємо ланцюг приводний роликів однорядний ПР-25,4-6000 ГОСТ 13568-75.

3.2.2 Розрахунок вала пруткового барабана на міцність

Прутковий барабан є складовою частиною підбираючо-сепаруючої

системи коренезбирального комбайна. Основне навантаження від вороху коренеплодів сприймає вал. Розрахуємо його на міцність. Вихідні дані для розрахунку:

- конструктивні параметри, приведені на розрахунковій схемі;
- потужність, яка передається валом 1,1 кВт (з попередньогорозрахунку), потужність першої ланцюгової передачі 3,3 кВт, другої – 0,94 кВт;
- частота обертів вала $n = 177 \text{ хв}^{-1}$;
- на приводному кінці вала встановлені дві зірочки ланцюгових передач $z_1=32$, $z_2=28$, на які діють зусилля від ланцюгових передач, які необхідно розрахувати, виходячи з потужностей, що передаються передачами;
- на протилежному кінці вала закріплений консольно прутковий барабан, від якого на вал передається навантаження від ваги барабана, а також від взаємодії барабана з технологічним матеріалом, суміжним лопатевим валом і шнековим валом; зусилля від ваги барабана $Q_6 = 320 \text{ Н}$.

Розрахуємо навантаження на вал (рисунки 3.1 а).

Визначаємо колову силу, що передається першою ланцюговою передачею [20]

$$F_t^I = \frac{N \cdot 10^3}{V_I} = \frac{3,11 \cdot 10^3}{2,39} = 1301 \text{ Н}. \quad (3.4)$$

Визначаємо колову силу, що передається другою ланцюговою передачею

$$F_t^{II} = \frac{N \cdot 10^3}{V_{II}} = \frac{0,94 \cdot 10^3}{2,09} = 430 \text{ Н}. \quad (3.5)$$

Визначаємо силу тиску ланцюгової передачі на вал (вагою ланцюга знехтуємо) [20]

$$F_B^{II} = F_t^{II} \cdot K_B = 1301 \cdot 1,15 = 1496 \text{ Н} \quad (3.6)$$

де K_B – коефіцієнт навантаження вала, $K_B = 1,15$ [20].

Визначаємо силу тиску II ланцюгової передачі на вал (вагою ланцюга знехтуємо)

$$F_B^{\text{II}} = F_t^{\text{II}} \cdot K_B = 430 \cdot 1,15 = 494 \text{ Н} \quad (3.7)$$

Зусилля, яке діє на вал зі сторони барабана розглядаємо, як сумарне від ваги барабана Q і від взаємодії пруткового барабана з суміжними валами і технологічним продуктом R . Вважаємо це зусилля прикладеним до середини пруткового барабана

$$P = Q + R. \quad (3.8)$$

Зусилля R приймаємо рівним реактивному (коловому) зусиллю барабана, виходячи з умови рівноваги при дії крутного моменту при номінальній потужності, що передається валом

$$M_{\text{кр}}^{\delta} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot R; \quad (3.9)$$

де D_{δ} – діаметр пруткового барабана, $D_{\delta} = 405 \text{ мм}$;

$$M_{\text{кр}}^{\delta} = \frac{9740 \cdot N}{n} = \frac{9740 \cdot 1,1}{177} = 60,5 \text{ Нм}, \quad (3.10)$$

Тоді

$$R = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D_{\delta}}; \quad (3.11)$$

отримаємо

$$R = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{D_{\delta}} = \frac{2 \cdot 60,5}{0,405} = 299 \text{ Н}; \quad P = 320 + 299 = 618 \text{ Н}.$$

Зусилля тиску на вал від ланцюгових передач приводимо до одного рівнодійного, прикладеного посередині між зірочками передач з врахуванням їх просторової направленості. Кут між вектором дії сил I і II передачі дорівнює 42° . Визначимо силу тиску на вал

$$F_{\text{сум}} = F_B^{\text{I}} - F_B^{\text{II}} \cdot \cos 42^\circ. \quad (3.12)$$

Матимемо:

$$F_{\text{сум}} = 1301 - 494 \cdot 0,7131 = 934 \text{ Н.}$$

Визначаємо опорні реакції, що діють у підшипниках:

$$\sum M_A = 0; \quad F_{\text{сум}} \cdot 70 - P \cdot 623 + R_B \cdot 128 = 0;$$

$$R_B = \frac{618 \cdot 623 - 934 \cdot 70}{128} = 2497 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{\text{сум}} \cdot 198 - P \cdot 495 + R_A \cdot 128 = 0;$$

$$R_A = \frac{-934 \cdot 128 + 618 \cdot 495}{128} = 945 \text{ Н}.$$

Визначаємо згинальні моменти у характерних перетинах вала:

$$M_A = F_{\text{сум}} \cdot 70 = 934 \cdot 70 = 6,5 \cdot 10^4 \text{ Нмм};$$

$$M_B = P \cdot 495 = 618 \cdot 495 = 30,5 \cdot 10^4 \text{ Нмм};$$

$$M_K = P \cdot 450 = 618 \cdot 450 = 27,8 \cdot 10^4 \text{ Нмм}.$$

Отже, найбільш небезпечним є перетини вала у точках B , K .

Еквівалентний момент визначаємо за III-ою теорією міцності [9, 20]

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_B^2 + M_{\text{кр}}^2}. \quad (3.13)$$

Визначимо величини моментів у найбільш навантажених перетинах вала:

$$M_{\text{екв}B} = \sqrt{(30,4 \cdot 10^4)^2 + (60,5 \cdot 10^3)^2} = 31 \cdot 10^4 \text{ Нмм};$$

$$M_{\text{екв}K} = \sqrt{(27,8 \cdot 10^4)^2 + (60,5 \cdot 10^3)^2} = 28 \cdot 10^4 \text{ Нмм}.$$

Діаметр вала у найбільш навантажених перинах визначимо з умови міцності [9, 20, 24]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}}}{0,1 \cdot [\sigma - 1]_{\text{зг}}}} \quad (3.14)$$

де $[\sigma]_{\text{зг}}$ – допустиме напруження при розрахунку на згин з крученням за

III-ою теорією міцності, $[\sigma]_{\text{зг}} = 60 \text{ Н/мм}^2$ [20].

Отримаємо:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{28 \cdot 104}{0,1 \cdot 60}} = 35 \text{ мм};$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{31 \cdot 104}{0,1 \cdot 60}} = 37 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр вала під підшипник $d_B = 40 \text{ мм}$, під кріплення маточини пруткового барабана $d_K = 35 \text{ мм}$. Матеріал вала сталь 45 нормалізована, $\sigma_B = 610 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 360 \text{ Н/мм}^2$.

Розрахункова схема вала, епюри перерізуючих сил, згинальних та крутних моментів показані на рисунку 2.1.

Границі витривалості для сталі 45 визначаємо за формулами [9, 20]:

- при згині

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B; \quad (3.15)$$

- при крученні

$$\varepsilon_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}. \quad (2.16)$$

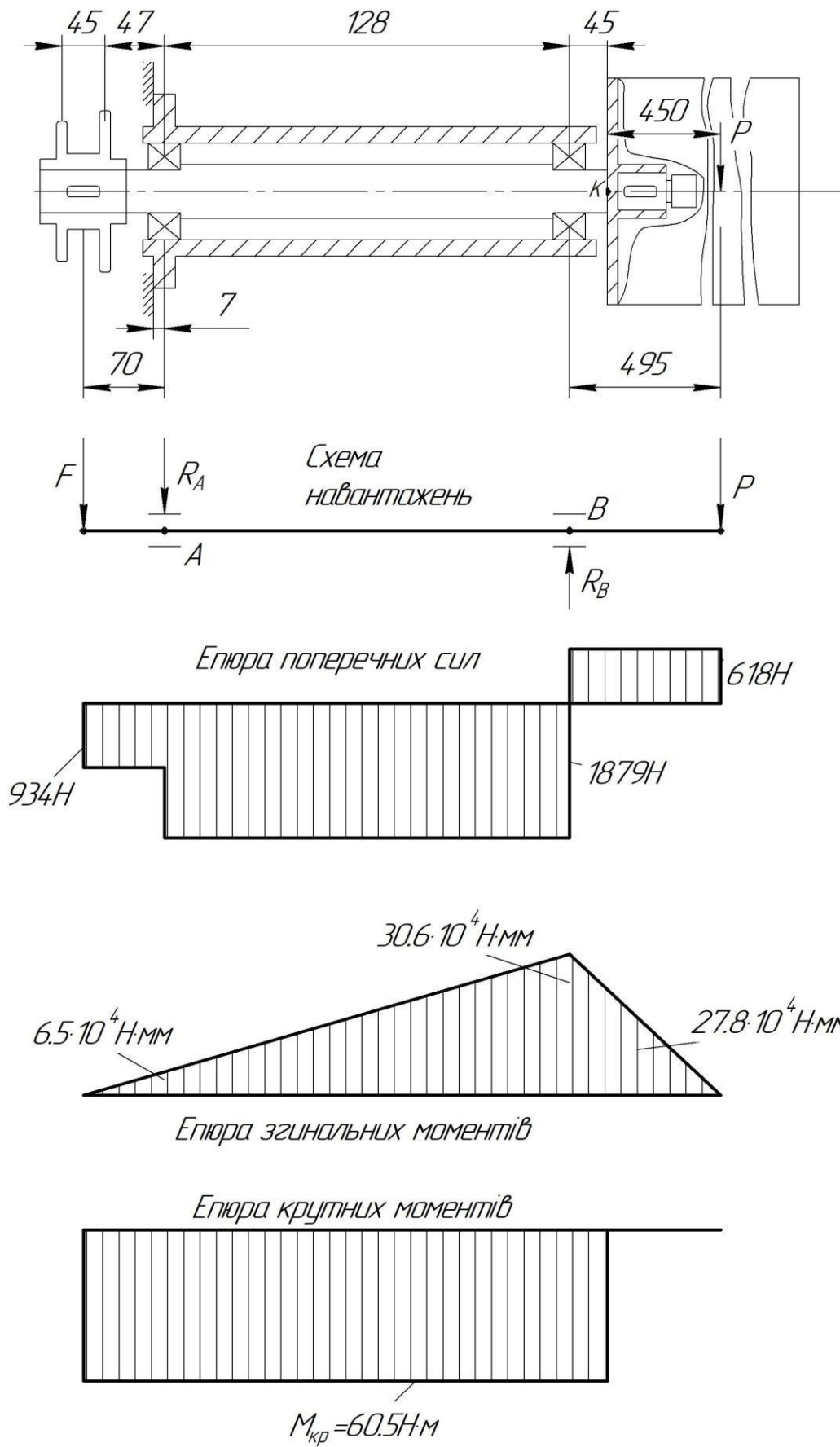


Рисунок 3.1

Отримаємо:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 610 = 260 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\varepsilon_{-1} = 0,58 \cdot 260 = 150 \text{ Н / мм}^2.$$

Нормальні напруження для перерізу K маточини барабана [20, 24]

$$\sigma_K = \sigma_{32} = \frac{M_{32K}}{W_{OK}}; \quad (3.17)$$

де W_{OK} – осьовий момент опору перетину K

$$W_{OK} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (3.18)$$

Отримаємо:

$$W_{OK} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4207 \text{ мм}^3; \quad \sigma_K = \frac{27,8 \cdot 10^4}{4207} = 66 \text{ Н / мм}^2.$$

Дотичні напруження віднульового циклу перетину K [9, 20, 24]

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{kp}}{2 \cdot W_{PK}}; \quad (3.19)$$

де W_{PK} – полярний момент опору перетину K при крученні

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16}.$$

Отримаємо:

$$W_{PK} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{16} = 8414 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_m = \frac{60,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 8414} = 7,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень (галтель) для сталі 45 з границею міцності менше 700 Н/мм^2 :

$$K_\sigma = 1,85; \quad K_\varepsilon = 1,4 \text{ [20]}.$$

Масштабні фактори для вала $d = 35 \text{ мм}$:

$$\varepsilon_\sigma = 0,85; \quad \varepsilon_\varepsilon = 0,73 \text{ [20]}.$$

Коефіцієнти, що враховують вплив постійної складової циклу для середньо вуглецевих сталей:

$$\psi_\sigma = 0,2; \quad \psi_\varepsilon = 0,1 \text{ [20]}.$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями [20, 24]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (3.20)$$

де $\sigma_m = 0$.

У числовому вигляді

$$n_\sigma = \frac{260}{\frac{1,85}{0,85} \cdot 66 + 0,2 \cdot 0} = 2,8$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженням [20, 24]

$$n_\tau = \frac{\varepsilon_{-1}}{\frac{K_\varepsilon}{\varepsilon_\varepsilon} \cdot \varepsilon_a + \psi_\varepsilon \cdot \varepsilon_m}. \quad (3.21)$$

Матимемо

$$n_{\tau} = \frac{150}{\frac{1,4}{0,73} \cdot 7,2 + 0,1 \cdot 7,2} = 10,3.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності [20]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\varepsilon}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\varepsilon}^2}}. \quad (3.22)$$

Отримаємо

$$n = \frac{2,8 \cdot 10,3}{\sqrt{2,8^2 + 10,3^2}} = 2,6.$$

Міцність і жорсткість вала забезпечена, оскільки запас міцності з врахуванням жорсткості повинен бути у межах 2,5...3.

Перевірка міцності вала при двохкратному перевантаженні.

Максимальні напруження при двохкратних перевантаженнях:

$$\sigma_{\max}^I = 2 \cdot 66 = 132 \text{ Н/мм}^2; \quad \tau_{\max}^I = 2 \cdot 7,2 = 14,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Коефіцієнт запасу опору пластичним деформаціям [20]

$$n_{\varepsilon} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{(\sigma_{\max}^I)^2 + 4 \cdot (\tau_{\max}^I)^2}}. \quad (3.23)$$

Отримаємо

$$n_{\varepsilon} = \frac{360}{\sqrt{132^2 + 4 \cdot (14,4)^2}} = 2,7.$$

Цей коефіцієнт запасу також достатній.

Креслення вала показане у графічній частині роботи.

3.2.3 Розрахунок підшипників вала пруткового барабана

Перевіряємо придатність підшипників 208 вала пруткового барабана, що працює з ударним навантаженням.

Частота обертання вала і кутова швидкість: $n = 177 \text{ } \text{хв}^{-1}$, $\omega = 18,5 \text{ } \text{с}^{-1}$.

Реакції опор (в підшипниках): $R_1 = 945 \text{ Н}$, $R_2 = 2497 \text{ Н}$.

Розрахунок виконаємо з врахуванням більшої реакції $R_2 = 2497 \text{ Н}$ (дані з попереднього розрахунку).

Осьову силу, що виникає через взаємодію вала зі шнеком і технологічним матеріалом, приймаємо такою, що дорівнює 20 % від радіальної

$$F = 0,2 \cdot R_2 = 0,2 \cdot 2497 = 499 \text{ Н}.$$

Задану довговічність підшипника приймаємо рівною $L_h = 15000 \text{ год}$.

Характеристика підшипника: $C_r = 32 \text{ кН}$, $C_{Or} = 32 \text{ кН}$ [20].

Коефіцієнт обертання $V = 1$, так як обертається внутрішнє кільце підшипника [20].

Коефіцієнт радіального навантаження для радіальних підшипників $X = 0,56$ [5].

Коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$ [20].

Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ [20].

Визначаємо відношення

$$\frac{R_a}{V \cdot R_2} = \frac{499}{1 \cdot 2497} = 0,2$$

де $R_a = F$;

відповідно

$$\frac{R_a}{C_{or}} = \frac{499}{17,8 \cdot 10^3} = 0,03.$$

Знаходимо коефіцієнт впливу осьового навантаження e і коефіцієнт осьового навантаження Y : $e = 0,22$; $Y = 1,99$ [20].

За співвідношенням $\frac{R_a}{V \cdot R_2} < e$ [20] вибираємо формулу для визначення еквівалентного динамічного навантаження

$$R_e = V \cdot R_2 \cdot K_\sigma \cdot K_T. \quad (3.24)$$

Чисельно

$$R_e = 1 \cdot 2497 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3246 \text{ Н}. \quad (3.25)$$

Визначаємо динамічну вантажопідйомність [20]

$$C_{ep} = R_E \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L \cdot R}{10^6}} < C_r. \quad (3.26)$$

Матимемо

$$C_{ep} = 24 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 18,5 \cdot \frac{15000}{10^6}} = 17593 \text{ Н} < C_r.$$

Визначаємо довговічність підшипників [20]

$$L_{10R} = \frac{10^6}{537 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^3 > L_h$$

Отримаємо

$$L_{10R} = \frac{10^6}{537 \cdot 18,5} \cdot \left(\frac{32000}{3246}\right)^3 = 90428 > L_h$$

Підшипник відповідає вимогам вантажопідйомності і довговічності.

3.2.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала пруткового барабана

Вихідні дані беремо з попереднього розрахунку, діаметр вала $d = 35 \text{ мм}$.

Шпонка $b \cdot h \cdot l = 10 \cdot 8 \cdot 55$ [20] – вибираємо конструктивно, залежно від діаметра вала. Максимальний крутний момент, що передається шпонковим з'єднанням буде у випадку потрапляння в очисні робочі органи каміння, чи при забиванні очисників технологічним продуктом, тобто коли включиться запобіжна муфта, встановлена на валу редуктора, з якого знімається потужність

для приводу очисних органів викопуючого пристрою.

Крутний момент, на який відрегульована запобіжна муфта становить 250 Нм.

Допустиме напруження на зминання і зріз при сталевих з'єднаннях вала і маточини: $[\sigma]_{зм} = 150 \text{ Н/мм}^2$; $[\tau]_{зр} = 90 \text{ Н/мм}^2$ [20].

Перевіримо шпонкове з'єднання з розрахунку на зріз [20]

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{b \cdot l_p \cdot d} < [\tau_{зр}] \quad (3.29)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{10 \cdot (55 - 10) \cdot 35} = \frac{31,7 \text{ Н}}{\text{мм}^2} < [\tau_{зр}] \quad (3.30)$$

Умови міцності шпонки на зріз і зминання забезпечено.

3.2.5 Розрахунок зубчастого (шліцьового) з'єднання маточини і вала запобіжної муфти приводу очисника викопуючого пристрою

Виконую перевірний розрахунок шліцьового з'єднання маточини і вала запобіжної муфти за методикою згідно ГОСТ 21425-75.

Вихідні дані для розрахунку:

- шліцьове з'єднання згідно ГОСТ 1139-58 з номінальними розмірами $D \times 32 \times 38$. Допустимий розрахунковий крутний момент, на який відрегульована запобіжна муфта $M_{кр} = 250 \text{ Нм}$; частота обертання вала $n = 354 \text{ хв}^{-1}$;
- матеріал робочих поверхонь сталь 40Х, термообробка – покращення $HRC \ 28$, змащування середнє, завантаження змінне. Більшу частину часу робочі органи працюють із середнім завантаженням;
- довжина шліцьового з'єднання $l = 32 \text{ мм}$. Так як через це шліцьове з'єднання передається тільки крутний момент, то згідно загальних положень розрахунок навантажувальної здатності з'єднання виконують з розрахунку на зминання.

Визначаємо умовний сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання відносно осі валу $S_F = 308 \text{ мм}^3$.

Середній діаметр шліцьового з'єднання $d_{сер} = 35 \text{ мм}$.

Розрахунок з'єднання на зминання [13] проводимо за такою формулою:

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (3.31)$$

де $[\sigma]_{зм}$ —допустиме напруження на зминання, визначаємо за формулою [13]

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{n \cdot K_{зм} \cdot K_D}, \quad (3.32)$$

де σ_T — границя текучості, для прийнятої у розрахунку сталі 40Х при вибраній термообробці приймаємо $\sigma_T = 55 \text{ МПа}$;

n — коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на зминання, $n = 1,4$ [13];

$K_{зм}$ — загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на зминання [20]

$$K_{зм} = K_z \cdot K_{np} \cdot K_n. \quad (3.33)$$

K_D — коефіцієнт динамічності навантажень [13]

$$K_D = \frac{M_{кр \max}}{M}. \quad (3.34)$$

Враховуючи режим роботи і відсутність реверсування, приймаємо $K_D = 1,6$.

Для з'єднання, навантаженого тільки крутним моментом, коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами: $K_z = 1$ [20].

Коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження (на довжині з'єднання)

$$K_{np} = K_{кр};$$

де $K_{кр}$ — коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала залежно від відношення l і D шліцьового з'єднання [20]

$$\frac{l}{D} = \frac{32}{38} = 0,84; \quad \text{тоді} \quad K_{кр} = 1,9.$$

Коефіцієнт змінності навантажень при роботі у більшості випадків із середніми навантаженнями: $K_n = 0,57$ [20]. Тоді

$$K_{зм} = 1 \cdot 1,9 \cdot 0,57 = 1,08.$$

Відповідно:

$$[\sigma]_{зм} = \frac{55}{1,4 \cdot 1,08 \cdot 1,6} = 22,73 \text{ МПа}.$$

Результат розрахунку за формулою (2.31)

$$\sigma = \frac{250 \cdot 10^3}{308 \cdot 32} = 25,36 \text{ МПа}.$$

Так як $[\sigma]_{зм} < \sigma$, необхідно збільшити довжину шліцьового з'єднання, прийmemo $l = 40 \text{ мм}$.

Тоді

$$\sigma = \frac{250 \cdot 10^3}{308 \cdot 40} = 20,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм}.$$

Отже з'єднання задовольняє умову міцності на зминання.

Так як з'єднання навантажене тільки крутним моментом і відноситься до типу муфт, розрахунок на зношення не проводимо.

3.2.6 Розрахунок ланцюгової передачі муфти з'єднання приводного вала коренезабірників вильчатих копачів

Вихідні дані для розрахунку: приводний вал передає крутний момент від зірочки ланцюгової передачі $z = 32$; частота обертів вала $n = 310 \text{ хв}^{-1}$; потужність, яка передається валом $N = 3,16 \text{ кВт}$; навантаження нерівномірне з поштовхами.

Визначасмо значення розрахункового крутного моменту M_p за формулою [20]

$$M_p = \frac{9740 \cdot N \cdot \kappa_e}{n}, \quad (3.35)$$

де N – потужність на валу привода;

n – частота обертів вала привода;

κ_e – коефіцієнт експлуатації, визначаємо за формулою

$$\kappa_e = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \kappa_4. \quad (3.36)$$

Враховуючи нерівномірне з поштовхами навантаження, горизонтальне розташування з'єднувальних валів, періодичне мащення ланцюгової муфти, двохзмінну роботу, виберемо значення коефіцієнтів: $\kappa_1 = 1,3$; $\kappa_2 = 1$; $\kappa_3 = 1,25$; $\kappa_4 = 1,25$ [20]. Тоді

$$\kappa_e = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,03.$$

Відповідно

$$M_p = \frac{9740 \cdot 3,16 \cdot 2,03}{310} = 202 \text{ Нм}.$$

Приймаємо ланцюгову муфту з кроком 25,4 мм, з числом зубів $z = 12$, ланцюг згідно ГОСТ 13568-75 приводний роликів однорядний ПР 25,4-6000, номінальний крутний момент муфти 250 Нм [20].

Компенсуючі властивості муфти [13]:

- кутове зміщення осі валів $[\beta]$ не більше 1° ;
- радіальне зміщення валів $[q]$ не більше 0,2 мм.

Матеріал півмуфт – сталі з механічними властивостями не нижче Сталь 45 згідно ГОСТ 1050-74.

На ланки ланцюга необхідно нанести консистентне мастило не нижче УС-1 за ГОСТ 1033-79.

3.2.7 Розрахунок болтового з'єднання фланця опори пруткового барабана

Вихідні дані для розрахунку: фланець опори кріпиться до рами шістьма болтами М16, поставленими в отвори з зазорами, діаметр кола розташування болтів $d_6 = 150$ мм. Сила, якою навантажені болти, складається з ваги пруткового барабана, сили, що виникає у результаті взаємодії барабана зсуміжними робочими органами і технологічним продуктом

$$P = Q + R = 618 \text{ Н}.$$

Цю величину беремо з попереднього розрахунку вала пруткового барабана.

Сила прикладена паралельно стику фланця і рами і знаходиться на відстані 630 мм від стику.

Враховуючи правило стику проводимо силу P до центра ваги болтового з'єднання, отримаємо силу, яка прикладена у центрі ваги і момент, який дорівнює $M = 630 \cdot P$. Сила P діє у площині стику і повинна бути зрівноважена силами тертя, що викликані затяжкою 6-ма болтами. Точки прикладання рівнодійних сил тертя співпадають з центрами болтових отворів. Відповідно сила буде

$$Q_z^I = \frac{P}{6} = \frac{618}{6} = 103 \text{ Н}.$$

Момент $M = 630 \cdot P$ будуть зрівноважувати дві сили, які діють з двох верхніх болтів (розташування болтів по вершинах шестикутника при розташуванні нижньої і верхньої сторін паралельно горизонту) з припущенням, що вони, як найбільш навантажені, зрівноважують момент і точка опори знаходиться симетрично розташуванню нижніх болтів, тобто

$$630 \cdot p = 2 \cdot Q_z \cdot 2 \cdot R \cdot \cos 60^\circ, \quad (3.37)$$

де R – радіус розташування болтового з'єднання, $R = 150 / 2 = 75 \text{ мм}$.

Звідси

$$Q_z = \frac{618 \cdot 630}{4 \cdot 75 \cdot 0,86} = 1509 \text{ Н}.$$

Отже, сумарна сила, що діє в найбільш навантажених болтах

$$P_{\max} = Q_z + Q_z^I; \quad (3.38)$$

тобто

$$P_{\max} = 1509 + 103 = 1612 \text{ Н}.$$

Прийmemo запас міцності 20 % проти зрушення деталей і визначимо необхідну силу затягування найбільш навантаженого болта [20]

$$V = \frac{1,2 \cdot P_{\max}}{f}, \quad (3.39)$$

де f – коефіцієнт тертя, приймаємо 0,15.

Отримаємо

$$V = \frac{1,2 \cdot 1612}{0,15} = 12896 \text{ Н}.$$

Визначимо для болта $M16$, виготовленого із сталі 45, допустиме осьове зусилля для затягнутих болтів [20]

$$[P] = 13,5 \text{ кН}.$$

Отже, $V < [P]$, болт $M16$ із сталі 45 забезпечить міцність з'єднання.

Виконані розрахунки доводять доцільність запропонованого удосконалення конструкції коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою коренезбирального комбайна.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Загальний стан охорони праці при роботі коренезбиральної машини

Стан охорони праці при механізованому збиранні коренеплодів, зокрема цукрових буряків, на сьогоднішній день організовано належним чином. Однак низка негативних факторів, таких як пил, вібрація, спека та шум, істотно впливають на здоров'я трактористів.

Кабіна трактора захищає оператора від шкідливого впливу зовнішнього середовища та створює комфортні мікрокліматичні умови, які залежать від таких факторів, як герметичність кабіни, якість теплоізоляції, скління, а також наявність систем опалення та кондиціонування повітря. Однак багато з наших коренезбиральних машин, які експлуатуються більше 6-10 років, вже не відповідають сучасним стандартам. У зв'язку з цим механізаторам доводиться працювати в умовах високих температур, пилу, а також зазнавати значних рівнів вібрації та шуму. Шум, який є серйозним подразником, при певних характеристиках може негативно впливати на різні системи організму людини. Постійний вплив інтенсивного шуму на органи слуху може стати причиною професійного захворювання – стійкої втрати слуху.

Також довготривалий вплив вібрації на організм людини призводить до розвитку патологій, відомих як вібраційна хвороба.

Додатково варто звернути увагу на інші чинники, що впливають на стан охорони праці при зборі цукрових буряків. Одним з них є питання належного харчування для механізаторів. Через значні відстані між полями якість їжі після її транспортування часто залишає бажати кращого, як і санітарно-гігієнічні умови під час її споживання. Це може спричинити виникнення захворювань, що знижують працездатність працівників, а іноді й вимагають госпіталізації.

Другим не менш важливим аспектом охорони праці є змінність роботи під час збирання врожаю. Зазвичай оператори працюють досить тривалий час, іноді по 10-12 годин на добу, що призводить до значної втоми. Це, в свою чергу, негативно впливає на якість виконуваних робіт та знижує

продуктивність праці.

Ще одним важливим фактором, що стосується безпеки під час збирання врожаю, є питання пожежної безпеки. Умови роботи з технікою, особливо в спекотний період, підвищують ризик виникнення пожеж, тому дотримання відповідних заходів є обов'язковим.

Існує й багато інших факторів, що впливають на безпечне виконання робіт при збиранні коренеплодів. Однак саме згадані вище фактори – тривалість робочих змін, шум і вібрація, а також пожежна безпека – найчастіше викликають занепокоєння і потребують особливої уваги.

Основні вимоги щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища чітко викладені у відповідних нормативних документах :

1 Машина повинна забезпечувати зручний доступ до всіх її частин, безпеку під час монтажу, експлуатації, очищення та ремонту.

2 Електрообладнання, яке є частиною коренезбиральної машини, а також електропроводка до нього, повинні бути змонтовані, налагоджені та введені в експлуатацію відповідно до вимог ГОСТ 12.2.019-76 і конструкторської документації.

3 Рівень шуму на робочому місці тракториста під час експлуатації коренезбиральної машини не повинен перевищувати норм, встановлених ГОСТ 12.1.003-76.

4 Максимальне зусилля, необхідне для переміщення органів управління під час технологічного процесу та технічного обслуговування машини, не повинно перевищувати норм, встановлених ГОСТ 12.2.120-78.

5 Показники вібраційного навантаження на тракториста в межах робочої зони повинні відповідати санітарним нормам, зазначеним у ГОСТ 12.1.012-76.

6 Рухомі елементи передач повинні бути захищені кожухами або іншими захисними пристроями.

7 Коренезбиральна машина може бути оснащена власними приладами світлової сигналізації.

8 Місця, де розташовані мастильніці, як з пофарбованими, так і з

металевими покриттями, повинні мати кольорові індикатори, які відрізняються від загального кольору машини.

9 На рамі коренезбиральної машини повинні бути чітко позначені місця для стропування і встановлення домкратів відповідно до ГОСТ 14192-78, з використанням стійкої фарби, що відрізняється від загального кольору машини.

10 У видимих місцях (на ділянках обслуговування або поблизу небезпечних зон) повинні бути розміщені попереджувальні написи або таблички з техніки безпеки, включаючи: попередження про небезпеку та знаки обмеження габаритів по ширині. Місця розташування мають відповідати вимогам креслень.

11 Машина повинна бути укомплектована чистиком, і повинно бути передбачене місце для його кріплення.

12 При з'єднанні коренезбиральної машини з трактором необхідно забезпечити безпечну посадку тракториста на робочому місці і достатню оглядовість робочої зони.

13 На обох кінцях рами повинні бути встановлені світлоповертачі або світлоповертаюча плівка.

14 Машина повинна бути укомплектована противідкочувальними упорами для коліс.

15 При від'єднанні машини від трактора вона повинна залишатися у стійкому положенні.

16 Показники вібраційного навантаження на тракториста в межах його робочого місця не повинні перевищувати санітарних норм, встановлених у ГОСТ 12.1.012-76, додаток 5 (для загальної вібрації категорії 3, тип "а").

17 Габарити машини повинні бути позначені відповідно до вимог ДСТУ 2189.

18 Коренезбиральна машина повинна мати спеціальні місця для стропування та встановлення домкратів. Місця для стропування мають бути позначені стійкою фарбою, яка відрізняється від основного кольору машини, відповідно до ГОСТ 14192-78.

4.2 Аналіз потенційних виробничих небезпек при експлуатації коренезбиральної машини

Розробка та впровадження ефективних заходів запобігання аварійним і травмонебезпечним ситуаціям потребує збору статистичного матеріалу. Методи виявлення цих небезпек мають бути диференційованими відповідно до специфіки виробничих процесів. Небезпечні дії, що логічно пов'язані з небезпечними умовами та виробничими факторами, дозволяють чітко визначити зміст небезпечної або аварійної ситуації.

Метод логічного моделювання потенційних аварій та травм відкриває можливість створити ефективну систему управління безпекою на виробництві. Ця система базується на оперативному виявленні виробничих ризиків, їх глибокому логічному (і при необхідності математичному) аналізі, а також на швидкому прийнятті заходів для усунення потенційних небезпек до виникнення травмонебезпечних або катастрофічних ситуацій.

Логічне моделювання небезпечних і катастрофічних ситуацій значно спрощує пошук причин виробничих аварій, травм та ДТП під час їх розслідування.

Логічні моделі можна застосувати при прийнятті рішень про відповідальність осіб винних у виникненні таких пригод, а також ступінь вини самого потерпілого.

4.3 Заходи по покращенню умов праці

Захист обслуговуючого персоналу від ґрунтового (психогенного) пилу, що утворюється внаслідок роботи ходової частини тракторів, робочих машин та їх робочих органів, а також під впливом вітрової ерозії, є однією з важливих вимог при модернізації сучасної техніки. Це залежить від типу ґрунтів, їх складу та вологості. Особливо це стосується обробки таких матеріалів, як цемент, борошно, комбікорми та інші, де підвищується ризик захворювань органів дихання серед працівників, що безпосередньо зайняті на обробці ґрунту, посіві, зборі та первинній переробці сільськогосподарської продукції.

Міністерство охорони здоров'я України відзначає збільшення кількості

легеневих неспецифічних захворювань у працівників, зайнятих обробкою ґрунту, посівом сільськогосподарських культур, збором та переробкою кормових і зернових культур. Ситуація ускладнилася після Чорнобильської аварії, оскільки ґрунтовий пил став ще небезпечнішим через можливу підвищену радіоактивність. Допустимий рівень концентрації пилу в повітрі не повинен перевищувати 4 мг/м^3 , оскільки радіоактивний пил є особливо шкідливим для працюючих.

Для зниження впливу пилу на здоров'я працівників важливо мінімізувати коефіцієнт затримки пилу в легенях. Це можна досягти за рахунок вдосконалення технологій зниження пилових викидів та забезпечення персоналу сучасними засобами індивідуального захисту.

Зменшення концентрації пилу можливо досягти шляхом очищення повітря, яке надходить в органи дихання працівників, а також покращення умов праці через зменшення фізичних зусиль при керуванні та обслуговуванні обладнання під час виконання технологічних операцій. У важких умовах праці доцільно також скоротити тривалість робочої зміни.

Таким чином, поліпшення умов праці можна досягти як за допомогою організаційних заходів, так і шляхом технічних удосконалень. Це включає в себе розробку рішень для зниження концентрації пилу та зменшення інтенсивності роботи. Одним з ключових завдань є пошук технічних можливостей для різкого зниження рівня запиленості на робочих місцях, особливо в зонах, де ґрунти мають підвищену радіоактивність.

Для вирішення цієї проблеми існують три основні напрямки:

1. Розробка сучасних і ефективних засобів індивідуального захисту для працівників.
2. Створення ізольованих робочих місць, захищених від проникнення пилу.
3. Удосконалення конструкції тракторів і робочих машин для зменшення підняття дрібнодисперсного пилу, особливо небезпечного для дихальної системи.

В процесі руху тракторів та коренезбиральних машин, зазвичай,

утворюються вихрові потоки повітря, які піднімають дрібнодисперсний пил до зони дихання працівників. Особливо це стосується старих моделей тракторів, де відсутні повітроочисні фільтри, і пил проникає через нещільні вікна, двері або технологічні отвори.

З метою покращення умов роботи було розроблено пристрої для очищення повітря від пилу з подальшою подачею його в кабінку тракторів моделей МТЗ-920 (ЮМЗ-6). Це забезпечує створення надлишкового тиску в кабіні, що запобігає потраплянню пилу всередину, а також використовуються пристосування для осаджування пилу, що виникає внаслідок роботи агрегатів.

Органи коренезбиральної машини обладнуються системою для очищення повітря. Зовнішнє повітря засмоктується вентилятором, що приводиться в дію електродвигуном, або подається в рідинний повітроочисник барботажного типу. У процесі очищення частинки пилу відокремлюються від повітря, і вже очищене повітря транспортується по трубопроводу в кабінку машини. Це створює надлишковий тиск усередині кабіни, що запобігає проникненню зовнішнього пилу всередину.

Конструкція повітроочисника дозволяє регулювати якість очищення повітря, залежно від необхідного рівня надлишкового тиску в кабіні. Така система забезпечує кращі умови праці для механізаторів, захищаючи їх від шкідливого впливу пилу.

4.4 Протипожежна профілактика

Протипожежна профілактика — це комплекс організаційних та технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання виникненню пожеж, а також створення умов для їх ефективного гасіння. Протипожежна профілактика є ключовим елементом у системі попередження пожеж, до якого залучаються не лише державні органи пожежного нагляду, але й керівники сільськогосподарських підприємств, галузей і служб .

До основних заходів протипожежної профілактики входять:

Проведення обстежень господарств, підрозділів, бригад, цехів і виробництв на дотримання вимог пожежної безпеки.

Забезпечення об'єктів і робочих місць первинними засобами для гасіння

пожеж, інструкціями з пожежної безпеки та необхідною навчальною літературою.

Пропаганда пожежної безпеки через проведення лекцій, семінарів, показ кінофільмів та інші методи інформування.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

5.1 Розробка техніко-економічної ефективності

Економічну ефективність сільськогосподарської техніки оцінюють шляхом порівняння різних варіантів конструкцій машин, які виконують аналогічні операції, мають схожу схему з'єднання з енергетичним засобом (або є самохідними комбайнами) і не мають суттєвих відмінностей у продуктивності, енерговитратах та інших техніко-економічних параметрах.

Під час порівняння за основу беруть показники: існуючих високопродуктивних машин, аналогічної машини, що підлягає заміні, а також показники технічного засобу та технологічного процесу до модернізації.

При виборі нових машин на ринку доцільно провести їх порівняльний техніко-економічний аналіз. Наприклад, при порівнянні комбайнів А і Б, один з них (Б) розглядається як базовий (еталонний), а інший (А) — як новий або модернізований.

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини (E_p) у гривнях розраховується за формулою.

$$E_p = (\Pi_{\text{б}} - \Pi_{\text{с}} + E') B_z, \quad (5.1)$$

де $\Pi_{\text{б}}$, $\Pi_{\text{с}}$ — зведені затрати на одиницю напрацювання для базової та нової машин, грн;

E' — економічний ефект від зміни витрат основних матеріалів, кількості таякості продукції, що отримується під час експлуатації нової машини, грн.;

B_z — річне напрацювання нової машини.

Економічний ефект від виробництва та використання за термін експлуатації нової машини (E_m) в гривнях становить

$$E_m = E_p / a_n + E_n, \quad (5.2)$$

де a_n — коефіцієнт відрахування на реновацію нової машини;

E_n — нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Лімітна ціна нової машини ($Ц_{\text{л}}$) в гривнях

$$Ц_{\text{л}} = Ц_{\text{вм}} \cdot \delta, \quad (5.3)$$

де $Ц_{\text{вм}}$ — верхня межа ціни нової машини, грн.;

δ — коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту від

використання нової машини.

Коефіцієнт гарантії економічного ефекту від використання нової машини встановлюється на рівні 0,8. Для нової техніки, яка замінює ручну працю, коефіцієнт гарантії варіюється від 0,90 до 0,95, і конкретне значення може бути узгоджене зі споживачем.

У випадку наявності проекту балансової ціни, верхня межа вартості нової машини в гривнях визначається

$$Ц_{вм} = [E/(a_n + E_n) + B_n](1/\delta), \quad (5.4)$$

де δ - коефіцієнт переведення оптової ціни в балансову ($\delta = 1, 1, \dots, 1, 2$);

B_n - балансова ціна нової машини, грн.

Якщо проект балансової ціни відсутній

$$Ц_{вм} = [(P'_o - P'_n + E) + B_n](1/\delta), \quad (5.5)$$

де P'_n - зведені затрати нової машини на одиницю напрацювання без затрат на реновацію та нормативної ефективності капіталовкладень, грн.

Річна економія праці під час експлуатації нової машини ($З_p$) в людино-

годинах визначається за формулою

$$З_p = (З_{нб} - З_{nn})B_z, \quad (5.6)$$

де $З_{нб}$, $З_{nn}$ - затрати праці на одиницю напрацювання базової і нової машини, люд.-год.

Ступінь зміни витрат у випадку експлуатації нової машини порівняно з базовою (C) у відсотках становить

$$C = (З'_{рб} - З'_{рн})100/З'_{рб}, \quad (5.7)$$

де $З'_{рб}$, $З'_{рн}$ - річні затрати (затрати праці, прямі експлуатаційні затрати та зведені затрати, капітальні вкладення) відповідно для базової і нової машини, люд.-год.

Зведені затрати на одиницю напрацювання в гривнях визначаються за формулою

$$П = И + KE_n, \quad (5.8)$$

де $И$ - прямі експлуатаційні затрати на одиницю напрацювання, грн;

K - капітальні вкладення на одиницю напрацювання, грн. Прямі

експлуатаційні затрати дорівнюють

$$II=3+\Gamma+P+A+\Phi, \quad (5.9)$$

де 3 – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн/од. напрацювання;

Γ – затрати на паливно-мастильні матеріали і електроенергію, грн/од.напр.;

P – затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт, грн/од. напрацювання;

A – затрати на реновацію, грн/од. напрацювання;

Φ – інші прямі затрати на допоміжні матеріали і зберігання техніки, грн/од. напрацювання.

Затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу становлять

$$3=(1/W_{зм})\sum L_j \tau_j k_{jd}, \quad (5.10)$$

де $W_{зм}$ - продуктивність машини або робітника за одну годину змінного часу, од. напрацювання/год;

L_j - чисельність j -го виробничого персоналу, чол.;

τ_j – годинна тарифна ставка оплати праці обслуговуючого персоналу за i -м розрядом, грн/люд.-год;

k_{jd} - коефіцієнт, що враховує доплати за класність та стаж роботи, кваліфікацію, оплату премій та відпусток, нарахування соціального страхування j -го виробничого персоналу.

Затрати на паливно-мастильні матеріали та електроенергію

$$\Gamma=q\Pi, \quad (5.11)$$

де q - витрата паливно-мастильних матеріалів і електроенергії в кг/од. напрацювання, кВт.год/од. напрацювання;

Π – ціна 1 кг палива, грн/кг.

Затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт за нормативами відрахувань від балансової ціни машини

$$P=B(r_m+r_k)/W_{зм}T_p, \quad (5.12)$$

де B – балансова ціна машини, грн.;

r_m – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

r_k – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

T_p – річне планове завантаження машини, год. (приймається за діючими нормативами, а у випадку відсутності нормативів її визначають на основі зональних технологічних карт)

$$T_p = D \cdot t, \quad (5.13)$$

де D – число днів роботи машини за агротехнічний термін; t – число годин роботи машини за день (експлуатаційний час). Затрати на реновацію машини

$$A = Ba / W_{зм} T_p, \quad (5.14)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію машини. Інші прямі затрати на додаткові матеріали

$$\Phi = C_{\partial м} + \mathcal{Z}_з, \quad (5.15)$$

де $C_{\partial м}$ – вартість допоміжних матеріалів в грн/од. напрацювання;

$\mathcal{Z}_з$ – затрати на зберігання, грн/од. напрацювання.

$$C_{\partial м} = \sum_i h_{\partial м i} \Pi_{\partial м i}, \quad (5.16)$$

де $h_{\partial м i}$ – витрата i -го виду допоміжного матеріалу, кг/од. напрацювання, м/од. напрацювання, шт./од. напрацювання;

$\Pi_{\partial м i}$ – оптова ціна одиниці i -го виду допоміжного матеріалу одноразового використання або річні затрати на одиницю i -го виду допоміжного матеріалу багаторазового використання, грн.

$$\mathcal{Z}_з = \mathcal{Z}_{зб} / W_{зм}, \quad (5.17)$$

де $\mathcal{Z}_{зб}$ – затрати на зберігання машини, що припадають на 1 год. експлуатаційного часу, грн/год.

Капітало вкладення (K) на одиницю напрацювання становлять

$$K = B / W_{зм} T_p. \quad (5.18)$$

Затрати праці ($\mathcal{Z}_п$) в людино-годинах на одиницю напрацювання під час виконання машиною або робітником виробничого процесу

$$\mathcal{Z}_п = L / W_{зм}, \quad (5.19)$$

де L – чисельність виробничого персоналу, чол.

Якщо для порівнюваних варіантів машин спостерігаються відмінності в кількості або якості продукції, яку вони виробляють, або в різному використанні основних матеріалів (насіння, добрива, пестициди тощо), це обов'язково враховується при визначенні річного економічного ефекту.

Зазвичай оцінювач, застосовуючи три підходи, отримує три різні результати.

Оцінка об'єкта з використанням порівняльного підходу проводиться тоді, коли відомі вартість базового об'єкта та технічні характеристики оцінюваного і базового обладнання. У цьому випадку застосовують процедуру корекції на основі порівняння параметрів оцінюваного та базового об'єктів. Така оцінка вимагає обґрунтування вибору базової моделі як аналогу. Одним із доказів правильності вибору є належність машин до однієї класифікаційної групи.

У нашому випадку вибір аналога є обґрунтованим, оскільки серійний автомат керування виконує ті ж функції і використовується на тому ж обладнанні. Скористаємося цим методом для розрахунку ціни розробленого автомата керування за формулою:

$$C_{ам} = C_{аб} \cdot m_{ам} / m_{аб}, \quad (5.20)$$

де $m_{аб}$ і $m_{ам}$ – маса автомата керування базової і модернізованої машини, кг.

Враховуючи, що ціна помпи-дозатора відома, формула (5.20) набуде наступного вигляду

$$C_{ам} = C_{аб} \cdot (m_{ам} - m_{нд}) / m_{аб} + C_{нд}, \quad (5.21)$$

де $m_{нд}$ – маса помпи-дозатора, кг;

$C_{нд}$ – ціна помпи-дозатора

За даними ВАТ “Дніпропетровський комбайновий завод” на 1 листопада 2008 року, ціна серійного автомата керування становить 3670 грн., а ціна помпи-дозатора — 720 грн. Маса серійного автомата керування складає 202 кг, а маса помпи-дозатора — 8,2 кг.

Визначимо очікувану вартість розробленого автомата керування за аналогічною методикою:

$$C_{ам} = C_{аб} \cdot (m_{ам} - m_{нд}) / m_{аб} + C_{нд}, \quad (5.22)$$

$$C_{ам} = 3670 \cdot (81 - 8,2) / 202 + 720 = 2042,7 \text{ грн.}$$

Тоді річний економічний ефект від зміни ціни автомата керування складає

$$E_3 = C_{аб} - C_{ам}, \quad (5.23)$$

$$E_3 = 3670 - 2042,7 = 1627,3 \text{ грн.}$$

Загальний економічний ефект за рік експлуатації становить

$$E_p = E_1 + E_2 + E_3, \quad (5.24)$$

$$E_p = 1832,2 + 2503,3 + 1627,3 = 5962,8 \text{ грн,}$$

а на 1 га зібраної площі

$$E_p = E_p / W_e T_p, \quad (5.25)$$

$$E_p = 5962,8 / 1,45 \cdot 300 = 13,7 \text{ грн.}$$

Визначимо річну економію затрат праці за формулою (5.6), що комбайн обслуговується одним оператором

$$З_p = (1/1,26 - 1/1,45) \cdot 300 = 31,2 \text{ люд-год.}$$

Отже, завдяки поліпшенню експлуатаційних показників коренезбиральної машини, оснащеної модернізованим автоматом керування, річний економічний ефект складе 5962,8 грн, що відповідає 13,7 грн на кожен гектар зібраної площі. Прогнозована економія затрат праці становить 31,2 людино-години.

ВИСНОВОК

Основні викопуючі робочі елементи бурякозбиральних машин включають лемеші, дискові або вильчасті копачі, а іноді й віброкопачі.

У цій дипломній роботі було розроблено коренезабірник ВРО для дворядного комбайна. У стандартній конфігурації використано вильчасті копачі та шнекові вальці з консольним кріпленням, які одночасно виконують функції коренезабірника і очисника, подаючи коренеплоди на прутковий транспортер. Недоліком такої конструкції є те, що в умовах підвищеної вологості не досягається необхідна якість очищення, що призводить до зниження ефективності роботи машини та збільшення засміченості вороху коренеплодів. Для досягнення потрібних показників чистоти вороху необхідно додатково очищувати коренеплоди.

У дипломній роботі було розроблено вдосконалений коренезабірник для вильчастого викопуючого пристрою, в якому замість консольних вальців пропонується встановити лопатевий вал, прутковий барабан і шнековий вал. Це удосконалення дозволяє після вильчастих копачів подавати коренеплоди на прутковий барабан за допомогою лопатевого вала, що забезпечує достатню сепарацію ґрунту. Далі шнековий вал подає коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи їх інтенсивне очищення від ґрунту і рослинних залишків.

Запровадження цієї конструкції коренезабірника у викопуючо-очисному пристрої дворядного бурякозбирального комбайна підвищить якість технологічного процесу очищення вороху, відповідаючи нормативним вимогам щодо чистоти коренеплодів. Це також забезпечить надійну роботу машини за умов підвищеної вологості ґрунту, без необхідності додаткового очищення коренів, що значно збільшить продуктивність комбайна.

У дипломній роботі виконано всі необхідні розрахунки згідно з розробленим удосконаленням, а конструктивні рішення детально відображені в графічній частині роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автухов І.В., Гряник Г.М. Охорона праці в сільському господарстві. Київ: Вища школа, 1970. 216 с.
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. 245 с.
3. Гевко Р.Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки // Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В., Булгаков В.М., Рогатинський Р.М., Павелчак О.Б. Луцьк: ЛДТУ, 1999. 168 с.
4. Гевко Р., Ткаченко І., Павелчак О. Підвищення якісних показників роботи транспортерів-сепараторів коренезбиральних машин // Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т.5, №4. С. 67-70.
5. Гевко Р.Б. Удосконалення транспортера-сепаратора для коренебульбоплодів // Гевко Р.Б., Павелчак О.Б., Ткаченко І.Г., Фльонц І.В. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей. Луцьк. 2007. № 16. С. 168-172.
6. Гевко Р.Б. Системи доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні. Монографія /Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, Р.М. Рогатинський, С.В. Синій та ін. Тернопіль: Осадца Ю.В., 2020. 216 с.
7. Гевко Р.Б. Шляхи покращення очистки коренеплодів бурякозбиральними машинами // Гевко Р.Б., Гандзюк М.О., Ткаченко І.Г., Осуховський В.М., Павлов Я.А. Зб. наук. праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». Київ: НАУ. 2000. Том 9. С. 162-166.
8. ДСТУ 2258-93 Машини бурякозбиральні. Київ: Держстандарт України, 1993. 18 с.
9. Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 191 с.
10. Клецкин А.П. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.3. М.: Агропромиздат, 1978. 365 с.
11. Комбайн бункерний двохранковий КБ-2: Інструкція по експлуатації. Облполіграфвидання, 2001.

12. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. Львів: ЛБК НБУ; Київ: Знання, 2000. 188 с.
13. Муфты цепные. Указания методические. Методы расчета. Киев, 1979.
14. Свеклоуборочные машины. (Конструирование и расчет) /Л.В.Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др. Київ: Техніка, 1983. 168 с.
15. Соединения зубчатые прямобоочные. Методы расчета нагрузочной способности ГОСТ 21425-75.
16. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Основи агрономії. Курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 300 с.
17. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
18. Цепи приводные роликовые для сельскохозяйственных машин. Типы, основные параметры и размеры ОСТ 23.2.472-84.
19. Цивільна оборона. Підручник /За редакцією В.С. Франчука. Київ: Знання, 2001. 256с.
20. Шейблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.
21. Nevko R. B., Tkachenko R. I., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. *INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania*. 2016. Vol. 49. № 2. PP. 53-60.
22. Nevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II. Transilvania University Press Brasov, Romania*. 2018. Vol. 11(60). № 1. PP. 127-138.
23. Головецький І. Удосконалення копачів очисників цукрових буряків Головецький І., Вовк І. // III Міжнародна студентська н.-т. конференція

- «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання.» (23-24 квітня 2020) Збірник тез. Тернопіль. ТНТУ, 2020. С. 30-31.
24. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Цьонь О.П. Деталі машин. Курс лекцій для студентів заочної форми навчання. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. – 160 с.
 25. Опір матеріалів /Під заг. ред. акад. АН УРСР Г.С. Писаренко. К.: Вища школа, 1986. 775 с.
 26. Хомик Н.І. Технологія виробництва і переробки сільськогосподарської продукції: курс лекцій / Н.І. Хомик, Н.Б. Гаврон, Н.А. Рубінець. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 248 с.
 27. Гевко Р.Б. Шарнірний шнек. Патент на корисну модель UA № 142736 U МПК (2020.01) B65G 33/00 B65G 33/16 2006/01. Гевко Р.Б., Лещук Р.Я., Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Дунець Б.О., Олексюк В.П. Опубліковано 25.06.2020. Бюл. № 12.
 28. Гевко Р.Б. Методи зниження пошкоджень коренеплодів при їх переміщенні у транспортно-очисних системах машин / Р.Б. Гевко, Н.І. Хомик, І.Б. Баліцький //Матеріали міжнародної наук.-техн. конф. «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування ТНТУ та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя (14-15 травня 2020) /Тернопіль, 2020, С.58-59.
 29. Nevko R.B., Tkachenko I.G., Khomyk N.I., Gumeniuk Y.P., Flonts I.V., Gumeniuk O.O. Determination of technical-and-economic indices of root crop conveyer-separator during their motion on curved path. *IMMATEH: Agricultural engineering. Bucharest. Romania* 2020.Vol. 61, no 2. PP. 175-182.
 30. ГОСТ 12.1.012-76. Вібраційна безпека. Загальні вимоги. (Додаток 5, для загальної вібрації категорії 3, тип "а"). Київ: Держстандарт СРСР, 1976. 12 с.
 31. ГОСТ 12.2.019-76. Обладнання виробниче. Вібраційна безпека. Вимоги безпеки. Київ: Держстандарт СРСР, 1976. 18 с.