

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

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів коренезабірників вильчатого
викопуючого пристрою дворядного
коренезбирального комбайна

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Головецький І.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Гевко Р.Б.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Хомик Н.І.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Гевко Р.Б.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	<u>Ткаченко І.Г.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

студенту Головецькому Івану Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів коренезабірників вильчатого
викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна

Керівник роботи Гевко Роман Богданович, д.т.н., професор

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

Затверджені наказом ректора від « 01 » вересня 2020 року № 4/7-616

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23 грудня 2020 року

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. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування
основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки

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

1. Комбайн бурякозбиральний бункерний дворядний. Схема технологічна (1А1).

2. Комбайн бурякозбиральний бункерний дворядний Вигляд загальний (1А1).

3. Комбайн бурякозбиральний бункерний дворядний Схема кінематична (1А1).

4. Пристрій викопуючий бурякозбирального дворядного комбайна.

Складальне креслення (1А1). 5. Барабан прутковий. Складальне креслення (1А1).

6. Шнек коренезабірника (1А2). Деталювання (2А3). 7-8. Розрахункові схеми (2А1)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та	Окіпний І.Б., доцент		
безпека у надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

01 вересня 2020 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 20.11.20	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 01.12.20	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 05.12.20	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 08.12.20	
9	Реферат. Вступ. Висновки.	до 10.02.20	
10	Графічна частина. Специфікації	до 12.12.20	

Студент

_____ (підпис)

Головецький І.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Гевко Р.Б.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Головецький Іван Васильович

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна»

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Гевко Роман Богданович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (29 найменувань), 4 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 73 сторінки, на яких є 4 таблиці, 6 рисунків. Додатки розміщені на 16 сторінках. Графічна частина складається з 8 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

Розробка нових конструктивних модернізованих викопуючих робочих органів для коренеплодів цукрових буряків, які б забезпечували необхідну якість і низьку трудомісткість їх збирання (повнота викопування, якісне очищення від ґрунту і рослинних рештків) при будь-якому стані ґрунту, плантацій, і задовольняли б вимогам зменшення матеріало- та енергомісткості бурякозбиральної техніки є актуальною задачею, тому дипломна робота присвячена удосконаленню коренезабірників викопуючого пристрою коренезбиральної машини.

Мета роботи

Дослідження параметрів коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою для покращення якості виконання технологічного процесу збирання коренеплодів цукрових буряків завдяки доочищенню вороху коренеплодів.

Завдання дипломної роботи магістра:

- проаналізувати способи збирання коренеплодів цукрових буряків, їх фізико-механічні властивості у період збирання й агротехнічні вимоги до коренезбиральних машин;
- проаналізувати конструктивні схеми коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин;
- обґрунтувати зміни внесені у конструкцію дворядного коренезбирального комбайна;
- визначити кінематичні параметри барабанно-шнекового очисника;
- розрахувати приводні ланцюгові передачі приводу лопатевого вала, барабана пруткового і шнека-очисника коренезбирального комбайна;
- розрахувати вал пруткового барабана на міцність та підшипники вала;
- розрахувати шпонкове з'єднання вала пруткового барабана;
- розрахувати зубчасте (шліцьове) з'єднання маточини і вала запобіжної муфти приводу очисника викопуючого пристрою;
- розрахувати ланцюгову передачу муфти з'єднання приводного вала коренезабірників вильчатих копачів;
- розрахувати болтове з'єднання фланця опори пруткового барабана;
- проаналізувати умови викопування коренеплодів з ґрунту без пошкодження;
- дослідити геометричні параметри роторних викопувальних робочих органів;
- обґрунтувати вибір і розрахувати основні параметри очисників вороху коренеплодів;
- розробити вимоги техніки безпеки при експлуатації коренезбирального комбайна з розробленим коренезабірником;
- проаналізувати порядок евакуації та розосередження населення при виникненні стихійного лиха і техногенних катастроф.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи викопуючого пристрою коренезбирального комбайна.

Предмет дослідження. Технологічні, силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів викопуючого пристрою коренезбирального комбайна.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів.

Доведено можливість використання коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою, у якому консольні вальцеві вали замінені на передаючий лопатевий вал і прутковий барабан, у верхній частині якого встановлений шнековий вал. Використання копачів удосконаленої конструкції забезпечує якісне очищення коренеплодів та сепарацію ґрунтових домішок.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблено нову конструкцію коренезабірників, завдяки використанню якої забезпечується інтенсивне очищення коренеплодів від ґрунту і рослинних домішок, а також сепарація ґрунту, що збільшує продуктивність роботи і покращує якість очищення коренеплодів.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на III Міжнародній студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 23-24 квітня 2020 року.

Ключові слова: коренезбиральний комбайн, вильчатий викопуючий пристрій, коренезабірник, ротор, прутковий барабан, шнек, ворох коренеплодів.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	9
1.1. Способи збирання коренеплодів цукрових буряків, їх фізико-механічні властивості у період збирання й агротехнічні вимоги до коренезбиральних машин	9
1.2. Аналіз конструктивних схем коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин	12
1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра	16
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	22
2.1. Обґрунтування змін внесених у конструкцію дворядного коренезбирального комбайна	22
2.2. Визначення кінематичних параметрів барабанно-шнекового очисника	25
2.3. Розрахунок приводних ланцюгових передач приводу лопатевого вала, барабана пруткового і шнека-очисника коренезбирального комбайна	27
2.4. Розрахунок вала пруткового барабана на міцність	31
2.5. Розрахунок підшипників вала пруткового барабана	41
2.6. Розрахунок шпонкового з'єднання вала пруткового барабана	43
2.7. Розрахунок зубчастого (шліцьового) з'єднання маточини і вала запобіжної муфти приводу очисника викопуючого пристрою	44
2.8. Розрахунок ланцюгової передачі муфти з'єднання приводного вала коренезабірників вильчатих копачів	46
2.9. Розрахунок болтового з'єднання фланця опори пруткового барабана	47

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	50
3.1. Умови викопування коренеплодів з ґрунту без пошкодження	50
3.2. Дослідження геометричних параметрів роторних викопувальних робочих органів.....	52
3.3. Обґрунтування вибору і розрахунок основних параметрів очисників вороху коренеплодів	55
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	62
4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації коренезбирального комбайна з розробленим коренезабірником	62
4.2. Евакуація та розосередження населення при виникненні стихійного лиха і техногенних катастроф	65
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	70
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	71
ДОДАТКИ.....	73

ВСТУП

Викопувальні та очисні робочі органи коренезбиральних машин є їх основними складовими, які забезпечують виконання технологічного процесу збирання солодких коренів.

Конструктивні та кінематичні параметрів цих пристроїв мають відповідати умовам роботи, оскільки від них залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження і втрати, а це відображається на виході готової продукції.

Складні умови роботи цих вузлів виникають через несприятливі ґрунтово-кліматичні умови (висока твердість чи вологість ґрунту), значну забур'яненість полів, низьку або дуже високу врожайність коренеплодів і т.ін. Через це знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність, значно зростають пошкодження коренеплодів та їх забрудненість ґрунтом.

Для покращення умов збирання коренеплодів необхідним є удосконалення збиральних машин пошуком нових конструктивних рішень окремих вузлів та робочих органів, їх теоретичним обґрунтуванням та експериментальними дослідженнями з метою встановлення оптимальних параметрів.

Нові та удосконалені машини мають володіти вищою надійністю довговічністю, нижчою метало та енергомісткістю, забезпечувати зростання продуктивності праці.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Способи збирання коренеплодів цукрових буряків, їх фізико-механічні властивості у період збирання й агротехнічні вимоги до коренезбиральних машин

Цукрові буряки є найбільш затратною сільськогосподарською рослиною щодо вирощування та збирання. Досягти гарних результатів і водночас зменшити затрати на отримання високого врожаю цієї культури, можна застосуванням прогресивних технологій їх вирощування, дотриманням вимог сучасної культури землеробства. Це все потребує відповідних агротехнічних прийомів, своєчасного та високоякісного їх виконання. Розміщення у сівозміні за кращими (відповідними) попередниками; раціональна схема сівби; внесення науково-обґрунтованих доз добрив; удосконалення системи підготовки ґрунту; сівба відкаліброваним (одноростковим) гранульованим насінням; поєднання різних заходів боротьби з бур'янами, шкідниками і хворобами; формування рівномірної густоти насаджень, де б кожна рослина мала велику площу живлення водою та добривами; своєчасний міжрядний обробіток, який забезпечив би добру освітленість і сприяв рівномірній транспірації; відповідна підготовка до збирання; збирання врожаю у відповідні агротерміни; вибір раціонального способу збирання з врахуванням ґрунтово-кліматичних умов, наявної техніки та відстаней до переробних підприємств; застосування сучасних машин та знарядь [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Є дві технології збирання цукрових буряків, які різняться набором відповідних машин для їх виконання:

- пряме комбайнування, збиральні операції (обрізання гички і збирання коренеплодів) виконують однією машиною (комбайном);
- розділене збирання, збиральні операції виконують різними машинами (гичко- і коренезбиральними).

Машини, які застосовують для збирання врожаю цукрових буряків, можуть бути як самохідні, так і причіпні. Вони значно відрізняються

конструкцією робочих органів, завдяки яким можуть забезпечити одно-, дво- і трифазні способи збирання [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Для господарств з невеликими площами посівів під буряки, 40...50 га, доцільно застосовувати машини, які забезпечують однофазне збирання. На площах 80...150 га ефективніша валкова технологія; залежно від набору машин може бути дво- або трифазна. Для двофазної застосовують комбіне-ваний агрегат: на передній начіпній системі трактора встановлюють гичкозбиральну машину; а на задній – напівначіпну коренезбиральну машину, яка викопує і складає коренеплоди у валок. З валків корені підбирають і завантажують у транспортні засоби навантажувачами (начіпними або самохідними). Інший варіант двофазного способу: перший прохід – збирання гички, другий – викопування й навантаження коренеплодів у транспортний засіб.

Агротехнічні та експлуатаційно-економічні показники роботи бурякозбиральних машин суттєво залежать від фізичного стану і типу ґрунтів, а також від агрофізичних характеристик коренеплодів.

На час збирання урожайність цукрових буряків може бути від 300 ц/га і більше. Розміщення коренеплодів у ґрунті визначається міжряддям B ; відстанню між рослинами у рядку, тобто кроком c (200...300 мм); положенням коренів по висоті відносно поверхні ґрунту – h (15...20 мм). Цукрові буряки мають потовщений конусоподібний головний корінь, від якого відходять на боки (на 25...30 см) дрібні корінці. Основна маса цукру (95...97 %) накопується у тілі кореня. Технічна довжина l_T коренів цукрових буряків – 220...250 мм. Діаметр коренеплодів у найтовщій частині – 80...100 мм, буває і більше, залежно від умов вирощування. Нижня, хвостова частина головного кореня, входить глибоко у ґрунт (більше 1 м). При збиранні коренеплоди обриваються на діаметрі 8...10 мм і залишаються у ґрунті. Гичка однієї рослини має 10...30 великих листків, за формою нагадує перекинутий конус. Головки коренеплодів можуть розміщуватися у ґрунті по-різному: нижче рівня (до 30 мм), вище рівня (80 мм і більше). Маса коренеплодів залежно від розмірів може бути – від 0,2 до 5 кг [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Величина міжряддя впливає на габаритні розміри машин, розміщення і розміри виконавчих механізмів, а також на прохідність. Доцільно виконувати посів із широкими міжряддями (60 см і більше). Крок c і висоту h враховують при обґрунтуванні параметрів і режимів роботи гичкозрізаючих та виконуючих робочих органів [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Під час конструювання коренезбиральних машин враховують такі основні силові характеристики цукрових буряків: зусилля зв'язку коренів із ґрунтом, міцність гички і тимчасовий опір коренів згину. Перші дві важливі для розрахунку викопуючих пристроїв. Зусилля необхідне для витягування із ґрунту непідкованих коренів більше або дорівнює зусиллю, це викликає розрив гички, тому за гичку із ґрунту можна витягнути менше половини підкопаних коренів. Підкопування коренеплодів розпушує ґрунт і спричиняє відривання бічних корінчиків і хвостика, різко зменшує зусилля витягування коренеплодів. Тимчасовий опір згину коренеплодів невеликий, тому відбувається сколювання тіла коренеплодів викопуючими і гичкоріжучими робочими органами. Під час розрахунку та удосконалення машин необхідно запобігати можливим падінням коренеплодів з висоти 1,5 м, тобто при швидкості співудару 5,4 м/с [2, 3, 7, 14].

Коренеплоди мають бути повністю підкопані і вийняті з ґрунту. Допускається до 1 % втрат коренеплодів, які залишилися у ґрунті, та до 5 % втрат на поверхні. Зрізи головок з гичкою мають бути прямими, гладенькими, без сколів. Відходи цукроносної маси в головках, що зрізаються, не більше 5 %. Тому площа зрізу має йти не нижче рівня основи зелених стебел гички і не вище 2 см від вершини. Засміченість коренеплодів зеленою масою не більше 3 %. Не допускається зрізання гички на рівні сплячих вічок, оскільки тоді дуже зростають відходи цукроносної маси. Пошкоджених коренеплодів допускається до 20 %, у тому числі сильно пошкоджених до 5 %. Під час навантаження коренеплодів із кагатів підбирання їх має бути не менше 99% кондиційних коренеплодів. Забрудненість вороху після буряконавантажувачів до 5 %, гичкою та рослинними домішками не більше 1 % [2, 3, 6, 7, 21, 22].

1.2. Аналіз конструктивних схем коливних викопуючих органів бурякозбиральних машин

Тип ґрунту, його вологість, врожайність коренеплодів, стан гички, забур'яненість поля впливають на конструкції робочих органів та компоновальні схеми коренезбиральних машин.

Основні причини втрат коренеплодів: конструктивна недосконалість машин та їх механізмів, неправильний вибір типу копачів для конкретних умов, рядність копача, спосіб з'єднання копача з рамою машини, недосконалість сепаруючого механізму, стан плантації (нерівномірність розташування коренеплодів у рядках), робоча швидкість машин, типу і вологість ґрунту. Загальні втрати, які виникають під час збирання, у 2...3 рази перевищують допустимі норми і складають 3...5 %, може бути і більше у важких умовах роботи [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Отримати якісно очищені коренеплоди можна за умови, якщо викопуючі механізми будуть забезпечувати витягування коренеплодів без ґрунту.

Робочі органи вібраційного принципу, тобто такі, що вимушено коливаються, діють локально на коренеплоди у зоні рядків.

Вібраційні викопуючі органи як змінні копачі для важких ґрунтів, використовують на коренезбиральних машинах і комбайнах багато західних фірм: «Stoll», «F.Kleine» (Німеччина), «Moreau», «Herriau», «Matrot», (Франція), «Vicon» (Голландія) та ін. [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

За кордоном найчастіше застосовують лемішні віброкопачі з коливаннями у поздовжньо-вертикальній площині симетрії робочого органу. В нашій країні використовують переважно віброкопачі з поперечним по відношенню до рядка коливаннями. Характерна особливість вібраційних копачів лемішного типу – це надання двом фігурним пластинам (лемешам), які встановлені одна відносно другої під кутом розвалу, коливних рухів у поздовжньому і поперечному напрямках.

На вітчизняних машинах коливні викопуючі робочі органи (надалі ВРО) застосовують нечасто. Аналізуючи типи відомих коливних ВРО, можна

зробити висновок, що ці розробки побудовані на трьох основних схемах копачів: лемішних, дискових, вильчастих.

Лемішні ВРО досліджені найбільш повно. Теоретичними та експериментальними дослідженнями вібраційного способу збирання коренеплодів займались такі відомі українські вчені: Василенко П.М., Гряник Г.Н., Погорілий Л.В, Волоха М.П. та ін. Результати досліджень лемішних віброкопачів, проведені Грянником Г.Н. в умовах нормальних ґрунтів (вологість 14...16 %) показали, що найбільш ефективним для цих умов виявились коливання під кутом до осі рядка коренеплодів з частотою 44,5 Гц, амплітудою 0,005 м і поступальній швидкості машини 1,87 м/с [2, 3, 7, 21, 22].

В працях Дубровського А.А. встановлено, що при поздовжніх коливаннях робочого органу здійснюється відрив лобової частини робочого органу від робочого середовища, а при поперечних коливаннях безперервно зберігається контакт лобової частини з необробленим середовищем. При поздовжніх коливаннях використовується розгін ВРО у розрихленому ґрунті для імпульсивного руйнування необробленого масиву, тоді як поперечні коливання характеризується ковзанням лобової частини по тому ж масиву.

У праці Свірського Г.Є., яка присвячена теоретичному дослідженню поперечних коливань ВРО, встановлено, що використання поперечних коливань збільшує ефект вібрації завдяки зменшенню поступальної швидкості у момент, коли вібраційна швидкість максимальна. Це досягається комбінацією поперечних коливань і поздовжніх переміщень.

На вологих ґрунтах дискові ВРО вібраційної дії мають переваги, але при роботі на сухих, твердих ґрунтах процес викопування енергозатратніший (зростає потужність на привод копача) пришвидшується зношування дисків, особливо за високої швидкості їх обертання [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Для лемішних копачів, як базової схеми для розробки вібраційних ВРО, основним недоліком, навіть при роботі на легких ґрунтах, є низька технологічна надійність – нагромаджується технологічна маса, забиваються копачі, налипає ґрунт, намотуються рослинні залишки.

Суттєвим для віброкопачів є надійність віброприводу, підвищити яку дуже важко, оскільки ВРО необхідно надавати коливання досить високої частоти.

Професор Зеленін А.Н. у своїх дослідженнях довів, що ефективність руйнування ґрунту віброклином визначається амплітудою вимушених коливань клина. Для інтенсивного руйнування ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями необхідно досягнути відповідних величин деформації. Зеленін А.Н. встановив, що при вологості більше 14 % спостерігається процес розрідження ґрунту в зоні, що безпосередньо прилягає до віброуючої поверхні, тобто ефект вібрації із збільшенням вологості зменшується.

Професор Турбін Б.І. дослідив, що застосування вібраційних ВРО при оптимальних режимах вібрації сприяє зменшенню енерговитрат на 10...20 % і зменшує опір ґрунту робочим органам приблизно вдвічі. Ці фактори, на думку багатьох вчених, є визначальними при викопуванні коренеплодів цукрових буряків, тобто це раціональний принцип вилучення їх із ґрунту.

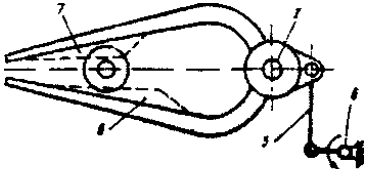
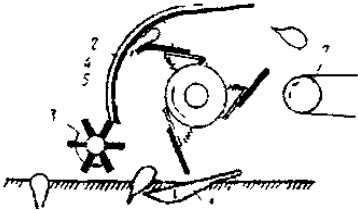

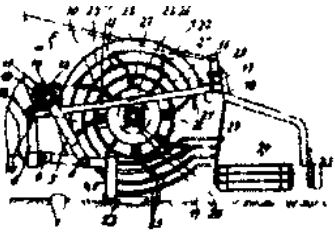
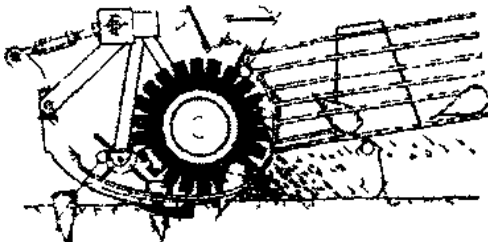
Принцип роботи копачів вібраційної дії – це розрізання ґрунту віброуючою різальною кромкою, розхитування коренеплоду і переміщення його у вертикальному напрямку. Вібраційні копачі працюють зі швидкістю до 2,5 м/с. Під час роботи вібраційних ВРО пошкоджуються 6...8% коренеплодів, однак, із збільшенням частоти коливань понад 22 Гц кількість пошкоджень зростає до 14 %. Завдяки такому способу викопування, через надання коренеплодам значних прискорень у вертикальному напрямку, вони інтенсивно очищаються від ґрунту. Застосування таких ВРО сприяє зменшенню втрат, навіть на важких ґрунтах [2, 3, 6, 7, 14, 21, 22].

Конструктивні схеми типових вібраційних копачів наведені у табл. 1.1.

Для покращення подрібнення ґрунту на лопатках копача викопані похилі приливи 7 і 8 (А.С. № 1521342) або розрихлювачі ґрунту 14 (А.С. № 1287768). При поступальному переміщенні робочого органу шар ґрунту з коренеплодами охоплюється з двох боків, а зміщені один відносно одного приливи, або

розрихлювачі, інтенсивно порушують зв'язки коренеплодів з ґрунтом. Активізуючи процес викопування, приливи і розрихлювачі призводять також і до підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

Таблиця 1.1 – Конструктивні схеми вібраційних копачів

Назва	Схеми	Джерело інформації
Віброкопач з боковими коливними рухами		А.С СРСР №1521342
Віброкопач 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, для викопування коренеплодів, розроблений викопувальний пристрій (А.С.№ 1584800), який забезпечує подачу буряків на приймальний транспортер за допомогою бітерного вала з еластичними підпружиненими лопатками. Однак через обертання бітерного вала у напрямку руху машини, коренеплоди у процесі перекидання на транспортер можуть пошкоджуватися.

При роботі коренезбиральних машин на високих поступальних швидкостях застосовують коренезабірники (Патент ФРН №2618570), виконані у вигляді жорстких фігурних шприх, які ефективно завантажують коренеплоди на поперечний транспортер. Можуть бути також коренезабірники з еластичної гуми (віброкопач «Rotalift» причіпного дворядного комбайну V-202 фірми «Stol»). Вони мають вищу податливість робочих органів, тобто коренезабірник практично не пошкоджує буряки, але може їх втрачати при подачі. У першому варіанті – подача є гарантованою, проте ступінь пошкодження коренеплодів вищий.

1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

Викопування коренеплодів цукрових буряків технологічно можна умовно розділити на дві фази: руйнування зв'язку коренеплодів з ґрунтом (підкопування), витягування коренеплодів і наступна подача їх на очисні системи.

На теперішній час створено розмаїття конструкцій робочих органів, вузлів та компоновальних схем коренезбиральних машин. Розробка нових, вдосконалення існуючих моделей та впровадження їх у виробництво і застосування потребує раціонального підходу з врахуванням конкретних умов експлуатації та можливої швидкої зміни і переналагодження їх .

Розробка нових конструкцій ВРО, які б забезпечували необхідну якість і низьку трудомісткість збирання коренеплодів при будь-якому стані ґрунту, плантацій, і задовольняли б вимогам зменшення матеріало- та енергомісткості бурякозбиральної техніки є актуальним, тому і визначена тема дипломної роботи «Обґрунтування параметрів коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою дворядного коренезбирального комбайна».

Якість і надійність процесу викопування цукрових буряків можна значно підвищити, якщо ВРО будуть витягувати коренеплодів без ґрунту. Тому у даній роботі вирішено використати вібраційний принцип впливу на ґрунтовий пласт завдяки робочим копачам, що вимушено коливаються. Такі ВРО локально діють на коренеплоди у зоні рядків, завдяки цьому енергоємність їх значно менша порівняно із звичайними.

Для реалізації поставленого завдання за базову модель взято причіпний бункерний двохрядний бурякозбиральний комбайн типу КБ-2, який виконує такі технологічні операції [11]:

- зрізання гички з розкиданням її на поверхні поля, або завантаженням у транспорт;
- очищення головок коренеплодів, міжрядь та рядків від залишків гички;
- викопування коренеплодів, очищення їх від ґрунту та рослинних залишків;
- навантаження коренеплодів у бункер;
- розвантаження коренеплодів з бункера на краю поля або у кузов транспортного засобу.

Очищення вороху коренеплодів у цьому комбайні виконувалось консольними вальцями, встановленими за копачами. Вальці очищували коренеплоди і подавали на повздовжній нижній транспортер комбайна.

Комбайн КБ-2 агрегують з тракторами тягового класу 14, 16 і 20 кН (Т-70С, МТЗ-82) з шириною колії 1350 мм, обладнаними валом відбору потужності з частотою обертання 1000 об/хв, гідравлічною начіпною системою

та виводами для під'єднання електрообладнання, пневмогальмівною та гідравлічною системами.

Керування всіма робочими органами, механізмами та системами комбайна – дистанційне із кабіни трактора та зі спеціального пульта, розмішеного на комбайні.

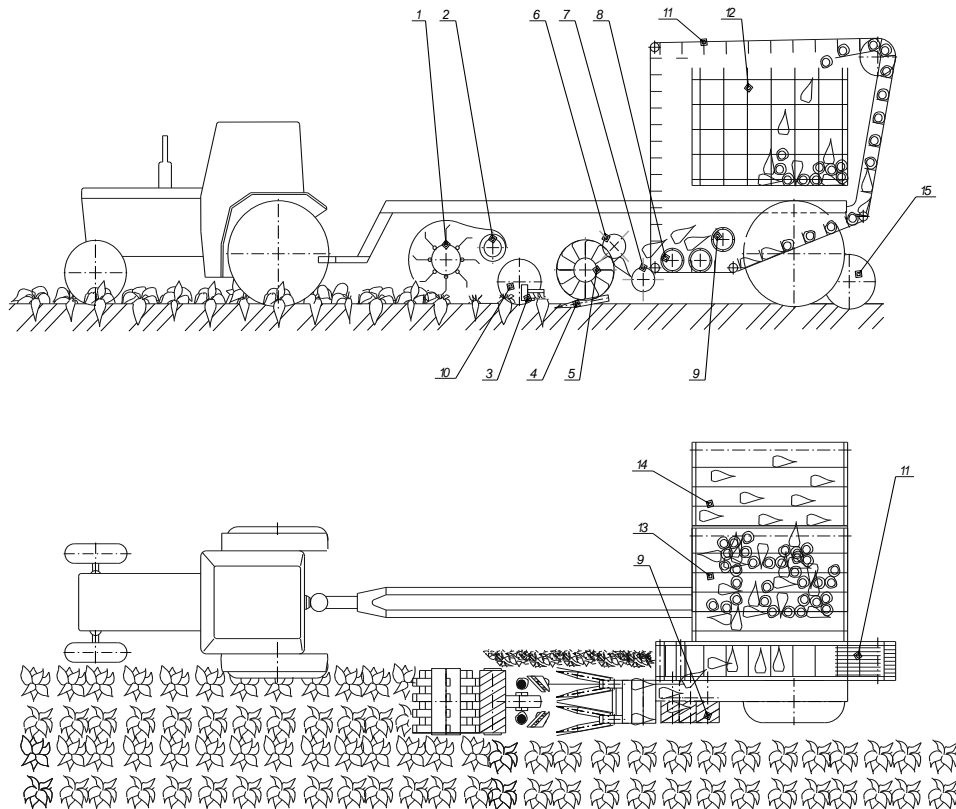
Причіпний бункерний бурякозбиральний комбайн у роботі опирається на: начіпну систему трактора, задні опорні колеса та стабілізатор поперечної стійкості; у транспортному положенні – на задні опорні колеса і начіпку трактора.

Цукрові буряки збирають комбайном КБ-2 потоковим або перевалочним способами залежно від розташування плантацій від цукрового заводу і забезпечення господарства транспортними засобами.

Технологічна схема збирання цукрових буряків причіпним бункерним комбайном КБ-2 показана на рисунку 1.1. Автоматом керування гідроциліндр через начіпку трактора направляє робочі органи по рядках буряків. Гичкоріз зрізає гичку, розкидає її по зібраному полю. Активні вилки 4 своїми наконечниками викопують коренеплоди з ґрунту і подають їх у розхил дисків забірників 5. Підняті забірниками корені і ґрунт виштовхуються лопатевим бітером 6 на лопатевий вал 7, який очищає їх від ґрунту і передає на шнеки, за допомогою яких коренеплоди передаються на поздовжній кільцевий транспортер 11. Кільцевий транспортер подає коренеплоди у бункер 12. Дном бункера є прутковий поперечний транспортер 13, а правою стінкою – вивантажувальний транспортер 14. Поперечним транспортером з бункера коренеплоди переміщуються на вивантажувальний транспортер, який передає їх у кузов транспортного засобу або вивантажуються на зібране поле в бурти.

Переміщення гичкоріза, копирів автомата керування, викопуючого пристрою з копіюючим колесом та стабілізатора поперечної стійкості з робочого положення у транспортне та навпаки, здійснюється з робочого місця тракториста важелем гідророзподільника трактора. Керування положенням та вмиканням поперечного та вивантажувального транспортерів теж з кабіни

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



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.

Рисунок 1.1

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 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика викопуючо-транспортуючих

робочих органів комбайна КБ-2

Назва вузла		Значення
1		2
Викопуючий пристрій	тип	ротаційно-вильчатий
	границі регулювання глибини хода 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
Очисник	тип	шнеково-бітерний
	кількість бітерних валів, шт.	1
	кількість лопатей, шт.	6
	діаметр бітерного вала, мм	175
	частота обертання бітерного вала, об/хв	335
	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

Закінчення таблиці 1.2

1		2
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 ⁰ 90 [']
	лінійна швидкість, м/с	1,1

Недолік очисника базової конструкції – при збиранні цукрових буряків в умовах підвищеної вологості значно збільшується засміченість вороху коренеплодів. Це призводить до зниження продуктивності машини, а для доведення вороху коренеплодів за показниками засміченості до необхідних кондицій необхідно додатково доочищувати корені.

У дипломній роботі запропоновано удосконалити викопуючо-очисний пристрій встановленням взамін консольних вальцевих валів, передаточного лопатевого вала і пруткового барабана у верхній частині якого розташовано шнековий вал. Отже коренеплоди після вильчатих копачів лопатевим валом подаються на прутковий барабан, забезпечуючи достатню сепарацію ґрунту, потім шнековий вал подає коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи інтенсивне очищення коренеплодів від ґрунту і рослинних домішок. У результаті технологічний процес виконується із забезпеченням дотримання нормативних показників в умовах підвищеної вологості ґрунту і виключає необхідність застосування додаткового доочищення [23].

Пропоновані заходи сприятимуть зменшенню втрат та пошкоджень коренеплодів, а отже підвищенню ефективності роботи комбайна.

Для розкриття поставленого завдання необхідно виконати конструктивні та кінематичні розрахунки удосконаленої конструкції та розрахунки на міцність її елементів. Прийняті конструктивні рішення відобразити у графічній частині. Розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

ОБ'ЄКТА РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування змін внесених у конструкцію дворядного коренезбирального комбайна

Мета дипломної роботи – покращення якості виконання технологічного процесу збирання коренеплодів цукрових буряків завдяки доочищенню вороху коренеплодів. Якщо викопування коренеплодів виконують активними вилками, то вони здебільшого сколюють пласти ґрунту, недостатньо їх роздрібнюють, особливо в посушливих або перезволожених умовах. Це є причиною наявності значної кількості грудок ґрунту у потоці коренеплодів.

У базовому виконанні комбайна КБ-2 (рисунок 2.1 і графічна частина роботи) встановлено вильчатий викопуючий пристрій. Очищення вороху цукрових буряків виконувалося консольними вальцями, які встановлені після вильчатих викопуючих. Вальці очищували коренеплоди і подавали їх на поздовжній нижній транспортер комбайна. Недолік базового очисника – це те, що при збиранні в умовах підвищеної вологості не забезпечувалася необхідна якість очищення. Результат – зниження продуктивності машини і підвищення засміченості вороха коренеплодів. Для доведення вороху за показниками якості до необхідних кондицій необхідним було доочищення коренеплодів.

Для усунення недоліків запропоновано удосконалити конструкцію коренезабірників вильчатого викопуючого пристрою. Копач з коренезабірниками показаний у графічній частині роботи.

Консольні вальцеві вали замінені на передаючий лопатевий вал і прутковий барабан, у верхній частині якого встановлений шнековий вал. Наслідок конструктивної заміни – коренеплоди після вильчатих копачів лопатевим валом подаються на прутковий барабан, чим забезпечується достатня сепарація ґрунту. Опісля шнековий вал подає коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи інтенсивне очищення коренеплодів від ґрунту і рослинних домішок.

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.

2.2. Визначення кінематичних параметрів барабанно-шнекового очисника

Опираючись на обмеження технологічних параметрів коренезбиральних машин та конструктивні міркування, ширину робочого русла барабанно-шнекового очисника приймаємо 950 мм, діаметр барабана $d_{\delta} = 405$ мм, зазори між прутками барабана повинні бути $s \leq 50$ мм. Допускаючи те, що коренеплоди діаметром менше 50 мм не складають технологічної цінності і їх можна не підбирати. Радіус шнека бажано вибрати максимально більшим, для забезпечення більшої транспортуючої властивості. Висота навивки шнека також зв'язана з діаметром коренеплодів, приймаємо 40мм. Діаметр шнека візьмемо конструктивно – 310 мм, кут $\beta = 61^{\circ}$ [10, 14].

Прутковий барабан та шнек показані у графічній частині роботи.

Кутова швидкість шнека зв'язана з його транспортуючою властивістю залежністю [10]

$$\omega = \frac{V_m}{R \cdot \operatorname{ctg} \beta}, \quad (2.1)$$

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

Тоді

$$\omega = \frac{1,5}{0,155 \cdot \operatorname{ctg} 61^\circ} = 17,59 \text{ рад/с.}$$

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 $n = 333 \text{ хв}^{-1}$.

2.3. 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 2.1, розрахунок зведений у таблицю 2.2.

Отже при виборі ланцюга з кроком $t = 19,05 \text{ мм}$ для першої передачі розрахунковий ресурс не гарантується. Визначимо ресурс для ланцюга з кроком $t = 25,4 \text{ мм}$

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

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

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку ланцюгових передач приводу

Назва параметру	Величина	
	I передача	II передача
Кількість валів у контурі	3	2
Частота обертання вала, $xв^{-1}$	$n_1 = 354 ; n_2 = 177 ; n_3 = 333$	$n_4 = 330$
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 2.2 – 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, $кВт$	(I) $\frac{N_2}{\eta_I} + \frac{N_3}{\eta_I} + \frac{N_4}{\eta_{II}}$; (II) $\frac{N_4}{\eta_{II}}$ [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

Закінчення таблиці 2.2

1	2	3	4
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 веду- чих 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 веде- них зірочок, z_i		$z_2 = 32$; $z_3 = 17$	$z_4 = 15$
Граничне збільшення середнього кроку ланцюга, $\Delta t_{сер}$ %	ОСТ 23.2.54.82	3	3
Ресурс еталонного ланцюга, T_e , год	[18, 20]	15000	15000
Коефіцієнт довговічності, C_δ	$C_\delta = \sqrt[3]{\frac{T_e}{T}}$, [20]	2,2	2,2
Розрахункова потужність, kWm	$N_p = \frac{N_i}{C_p \cdot C_T \cdot C_\delta \cdot C_i \cdot C_B \cdot C_c}$ [20]	$N_p^I = 10$	$N_p^{II} = 2,04$
Коефіцієнт змщення C_C ($V < 4$ м/с)	[20]	0,3	0,3
Таблична потужність для ланцюга ($n_1^I = 350$ хв ⁻¹ ; $t = 19,05$)	[20]	5,4	5,4
Таблична потужність для ланцюга ($n_1^{II} = 350$ хв ⁻¹ ; $T = 25,4$)	[20]	17,7	17,7

Уточнюємо швидкість ланцюгів за формулами [20]:

$$V_I = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (2.2)$$

$$V_{II} = \frac{z_1^{II} \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (2.3)$$

Отримаємо

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

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

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

2.4. 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 попереднього розрахунку), 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 $Q_{\delta} = 320 \text{ Н}$.

Розрахуємо навантаження на вал (рисунок 2.1 а).

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

$$F_t^I = \frac{N_I \cdot 10^3}{V_I} = \frac{3,11 \cdot 10^3}{2,39} = 1301 \text{ Н}. \quad (2.4)$$

Визначаємо колову силу, що передається другою ланцюговою передачею

$$F_t^{II} = \frac{N_4 \cdot 10^3}{V_{II}} = \frac{0,94 \cdot 10^3}{2,09} = 430 \text{ Н}. \quad (2.5)$$

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

$$F_B^I = F_t^I \cdot K_B = 1301 \cdot 1,15 = 1496 \text{ Н} \quad (2.6)$$

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

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

$$F_B^{II} = F_t^{II} \cdot K_B = 430 \cdot 1,15 = 494 \text{ Н} \quad (2.7)$$

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

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

$$P = Q + R. \quad (2.8)$$

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

$$M_{кр}^{\delta} = \frac{D_{\delta}}{2} \cdot R; \quad (2.9)$$

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

$$M_{кр}^{\delta} = \frac{9740 \cdot N}{n} = \frac{9740 \cdot 1,1}{177} = 60,5 \text{ Нм}, \quad (2.10)$$

Тоді

$$R = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_{\delta}}; \quad (2.11)$$

отримаємо

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

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

$$F_{сум} = F_B^I - F_B^{II} \cdot \cos 42^{\circ}. \quad (2.12)$$

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]

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_B^2 + M_{\text{кр}}^2}. \quad (2.13)$$

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]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_{32}}}, \quad (2.14)$$

де $[\sigma_{-1}]_{32}$ – допустиме напруження при розрахунку на згин з крученням за

III-ою теорією міцності, $[\sigma_{-1}]_{32} = 60 \text{ Н/мм}^2$ [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

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B; \quad (2.15)$$

- при крученні

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

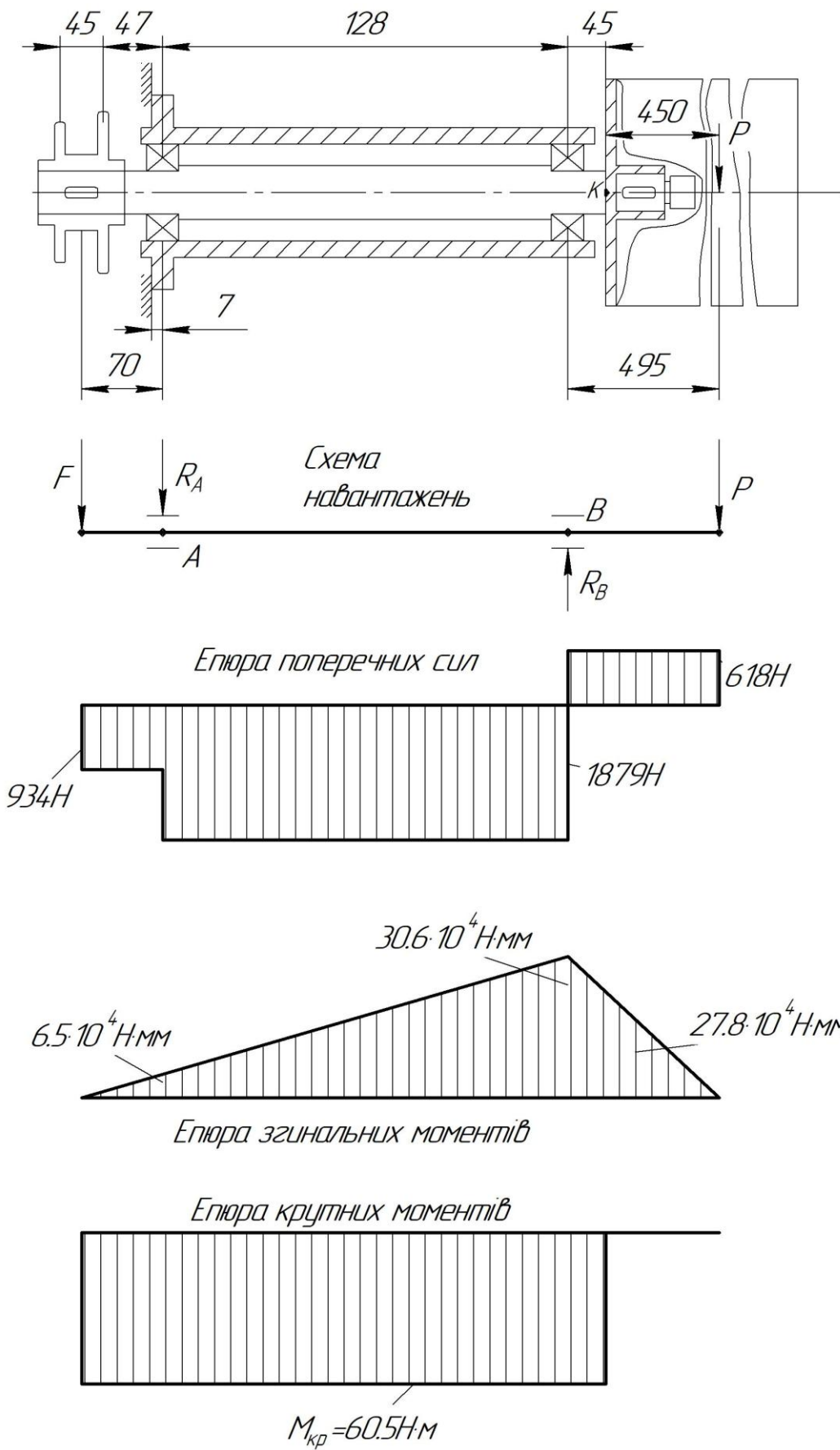


Рисунок 2.1

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]

$$\sigma_K = \sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\Sigma K}}{W_{OK}}; \quad (2.17)$$

де W_{OK} – осьовий момент опору перетину K

$$W_{OK} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (2.18)$$

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]

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_{kp}}{2 \cdot W_{PK}}; \quad (2.19)$$

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

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

Отримаємо:

$$W_{PK} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{16} = 8414 \text{ мм}^3; \quad \tau_m = \frac{60,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 8414} = 7,2 \text{ Н/мм}^2.$$

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]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (2.20)$$

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]

$$n_\tau = \frac{\varepsilon_{-1}}{\frac{K_\varepsilon}{\varepsilon_\varepsilon} \cdot \varepsilon_a + \psi_\varepsilon \cdot \varepsilon_m}. \quad (2.21)$$

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]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\varepsilon}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\varepsilon}^2}}. \quad (2.22)$$

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]

$$n_{\varepsilon} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{(\sigma_{\max}^I)^2 + 4 \cdot (\tau_{\max}^I)^2}}. \quad (2.23)$$

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.

2.5. Розрахунок підшипників вала пруткового барабана

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

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

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

$$R_e = V \cdot R_2 \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (2.24)$$

Чисельно

$$R_e = 1 \cdot 2497 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3246 \text{ Н}. \quad (2.25)$$

Визначаємо динамічну вантажопідйомність [20]

$$C_{ep} = R_E \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L \cdot R}{10^6}} < C_r. \quad (2.26)$$

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]

$$L_{10R} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^3 > L_h. \quad (2.27)$$

Отримаємо

$$L_{10R} = \frac{10^6}{573 \cdot 18,5} \cdot \left(\frac{32000}{3246} \right)^3 = 90428 > L_h.$$

Підшипник відповідає вимогам вантажопідйомності і довговічності.

2.6. Розрахунок шпонкового з'єднання вала пруткового барабана

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

Шпонка $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 55$ [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].

Розрахуємо шпонкове з'єднання з умови міцності на зминання [20]

$$\sigma_{зм} = \frac{4,4 \cdot M_{кр}}{l_p \cdot d \cdot h} < [\sigma]_{зм}; \quad (2.28)$$

де l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - 2b$; тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{4,4 \cdot 250 \cdot 10^3}{(55 - 10) \cdot 35 \cdot 8} = 87,3 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{зм}.$$

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{b \cdot l_p \cdot d} < [\tau_{зр}]; \quad (2.29)$$

отримаємо

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{10 \cdot (55 - 10) \cdot 35} = 31,7 \text{ Н / мм}^2 < [\tau_{зр}] \quad (2.30)$$

Умови міцності шпонки на зріз і зминання забезпечено.

2.7. Розрахунок зубчастого (шліцьового) з'єднання маточини і вала запобіжної муфти приводу очисника викопууючого пристрою

Виконаємо перевірний розрахунок шліцьового з'єднання маточини і вала запобіжної муфти за методикою згідно ГОСТ 21425-75 [13].

Вихідні дані для розрахунку:

- шліцьове з'єднання згідно ГОСТ 1139-58 з номінальними розмірами $D 8 \times 32 \times 38$. 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 [13] $S_F = 308 \text{ мм}^3$.

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

Розрахуємо з'єднання на зминання [13]

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (2.31)$$

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

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{n \cdot K_{зм} \cdot K_{\partial}}, \quad (2.32)$$

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];

$\kappa_{зм}$ – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на зминання [20]

$$\kappa_{зм} = \kappa_з \cdot \kappa_{np} \cdot \kappa_n. \quad (2.33)$$

κ_∂ – коефіцієнт динамічності навантажень [13]

$$\kappa_\partial = \frac{M_{кр \max}}{M}. \quad (2.34)$$

Враховуючи режим роботи і відсутність реверсування, приймаємо $\kappa_\partial = 1,6$.

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

Коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження (на довжині з'єднання)

$$\kappa_{np} = \kappa_{кр} ;$$

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

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

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

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

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, приймемо $l = 40 \text{ мм}$.

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 муфти, розрахунок на зношення не проводимо.

2.8. 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.

Визначаємо значення розрахункового крутного моменту M_p за формулою [20]

$$M_p = \frac{9740 \cdot N \cdot k_e}{n}, \quad (2.35)$$

де N – потужність на валу привода;

n – частота обертів вала привода;

k_e – коефіцієнт експлуатації, визначаємо за формулою

$$\kappa_e = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \kappa_4. \quad (2.36)$$

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 роликівий 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.

2.9. 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 $d_b = 150$ мм. Сила, якою навантажені болти, складається з ваги

пруткового барабана, сили, що виникає у результаті взаємодії барабана з суміжними 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 врівноважена 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

$$630 \cdot p = 2 \cdot Q_z \cdot 2 \cdot R \cdot \cos 60^\circ, \quad (2.37)$$

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

$$P_{\max} = Q_z + Q_z^I; \quad (2.38)$$

тобто

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

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

$$V = \frac{1,2 \cdot P_{\max}}{f}, \quad (2.39)$$

де f – коефіцієнт тертя, приймаємо 0,15.

Отримаємо

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

Визначимо для болта $M 16$, виготовленого із сталі 45, допустиме осьове зусилля для затягнутих болтів [20]

$$[P] = 13,5 \text{ кН}.$$

Отже, $V < [P]$, болт $M 16$ із сталі 45 забезпечить міцність з'єднання.

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

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Умови викопування коренеплодів з ґрунту без пошкодження

Викопуючі робочі органи коренеплодів цукрових буряків здійснюють викопування вирізанням (руйнуванням) пласта ґрунту разом з коренеплодами (навколо коренеплодів), їх захопленням і подальшою передачею на очисні і транспортуючі механізми.

Процес викопування коренеплодів поєднує дві послідовні операції – руйнування ґрунту і створення потрібного зусилля вилучення коренеплодів. Для здійснення таких умов роботи існують різні типи копачів. Основні з них: лемішні, дискові, роторні, вібраційні. Кожен з цих типів ВРО забезпечує створення належних умов викопування при поступальному русі рядками коренеплодів. У деяких випадках викопування може бути здійснене тільки одними елементами робочого органу (робочими поверхнями), які одночасно їх виконують (наприклад, лемішні або дискові копачі). В інших випадках одні елементи робочих органів руйнують (вирізають) ґрунт, інші елементи виконують вилучення коренеплодів з ґрунту, треті створюють умови для подальшого переміщення викопаних коренеплодів на очищувальні робочі органи. Таким ВРО є роторні викопуючі вилки. Ці вилки встановлені під кутами. Конусні наконечники руйнують ґрунт навколо коренеплодів, а циліндричні частини роторів затискають коренеплоди. Так як вони обертаються назустріч одна одній то так створюють вертикальні зусилля вилучення коренеплодів. Далі викопані коренеплоди піднімаються коренезабірниками, які у поєднанні із бітерами перекидають їх на очисні робочі органи.

Основні розрахунки ВРО – це визначення геометричних параметрів елементів для руйнування ґрунту і (або одночасно) елементів, які створюють для різних за розмірами та формою коренеплодів, зусилля вилучення.

Вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту відбувається за певних умов.

Силова схему знаходження коренеплоду у ґрунті показана на рисунку 3.1. Тіло коренеплоду помістимо у системі координат XOZ . Сили, що діють на нього в процесі викопування: \bar{P}_B – сила вилучення; \bar{P} – сила опору, яку можна розкласти на \bar{P}_Z – силу опору вертикальному переміщенню і \bar{P}_X – сила опору горизонтальному переміщенню.

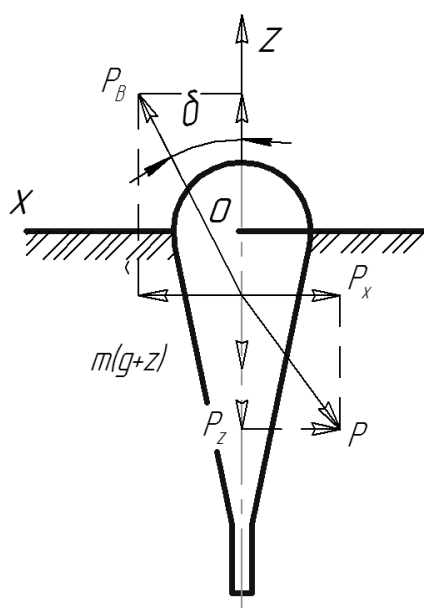


Рисунок 3.1 – Схема сил, які діють на коренеплід цукрових буряків при вилученні з ґрунту

Викопування коренеплодів здійснюється при поступальному переміщенні ВРО у напрямку осі, то сила вилучення \bar{P}_B протилежна за напрямком силі опору \bar{P} і буде відхилена від вертикалі на кут δ . Якщо ці сили спроектувати на осі X , Z , то можна отримати систему диференціальних рівнянь руху коренеплоду при вилученні з ґрунту [2]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{X} &= P_B \sin \delta - P_X, \\ m\ddot{Z} &= P_B \cos \delta - mg - P_Z. \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Викопування коренеплодів відбудеться за такої умови

$$P_B \geq \frac{P_Z}{\cos \delta} + \frac{m(g + \ddot{Z})}{\cos \delta}. \quad (3.2)$$

Щоб отримати значення сили вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту при умові їх непошкодження, то у перше рівняння системи (3.1) замість сили опору горизонтальному переміщенню \bar{P}_X потрібно підставити її допустиме значення $[P_X]$

$$P_B \leq \frac{[P_X]}{\sin \delta} + \frac{m\ddot{X}}{\sin \delta}. \quad (3.3)$$

Аналітичні умови вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту без пошкодження (у загальному випадку) – це вирази (3.2) і (3.3).

3.2. Дослідження геометричних параметрів роторних викопувальних робочих органів

Роторні ВРО – це два конусоподібних наконечників, які зустрічно обертаються, і встановлений над ними дисковий прутковий коренезабірник (рисунок 3.2). Ці ВРО мають такі ж геометричні параметри, що й лемішні та дискові копачі. Відрізняються вони кутом конусності вилок 2μ , який дорівнює $15 \dots 17^\circ$. Щоб уникнути потиличного тертя нижньої частини конуса вилок об дно борозни, її встановлюють під кутом Δ , який становить $4 \dots 7^\circ$.

Основні кутові розміри роторних копачів визначають так [2]:

- кут встановлення осей вилок до горизонту

$$\alpha_0 = \frac{\mu}{2} + \Delta; \quad (3.4)$$

- максимальне значення кута різання

$$\alpha = \mu + \Delta ; \quad (3.5)$$

- кут розкриття осей вилок

$$2\gamma_0 = 2\gamma - \mu , \quad (3.6)$$

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

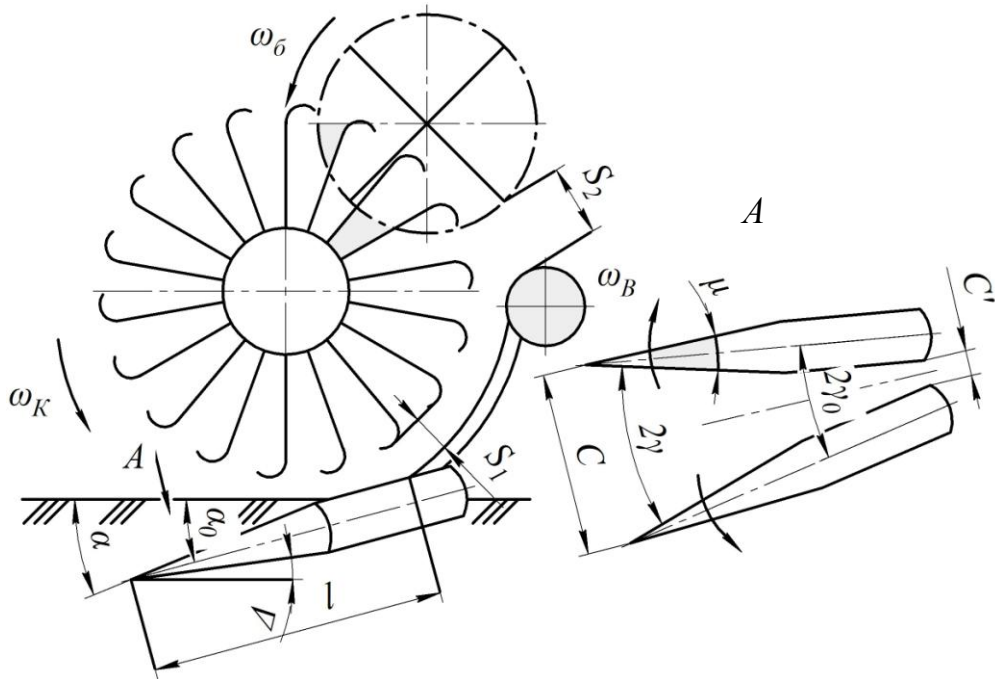


Рисунок 3.2 – Схема роторного ВРО

Скористаємося залежностями (3.4)-(3.6) і отримаємо з них значення основних конструктивні параметри роторних копачів: $\alpha_0 = 11,5 \dots 15,5^\circ$; $\alpha = 19 \dots 24^\circ$; $2\gamma_0 = 23 \dots 25^\circ$.

Решту розмірів роторних копачів такі: 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; межі регулювання глибини ходу в ґрунті $h = 70 \dots 120$ мм.

У дипломній роботі запропоновано удосконалену конструкцію коренезабірника. Встановлюють його над вилками з радіальним зазором $s_1 = 35$ мм. Цей зазор зменшується в зоні кронштейна вилок до 25 мм. Основні конструктивні параметри коренезабірника такі ж, як і у дискових ВРО.

Коренезабірник має два встановлені під кутами (β, γ та ін..) один до одного диски, діаметром $D = 700$ мм. Вони закріплені на маточинах і виготовлені з прутків діаметром $d = 12 \dots 14$ мм.

Для інтенсифікації подавання підкопаних коренеплодів, а також для їх очищення зверху над коренезабірником, над зоною звуження відстані між його дисками, встановлено лопатевий бітер. Цей механізм вибиває коренеплоди буряків, що піднімаються коренезабірником і перекидає їх на очисні робочі органи. Діаметр бітера $D_B = 350 \dots 450$ мм, відстань між його кінцями та кронштейном вилок $S_2 = 70$ мм.

Роторні ВРО мають такі кінематичні характеристики: частоту обертання вилок і коренезабірника вибирають залежно від поступальної швидкості руху. За швидкості $V_M = 1,5$ м/с – частота обертання вилок $n_B = 400$ хв⁻¹, частота обертання дисків коренезабірника $n_K = 90$ хв⁻¹; за швидкості $V_M = 2$ м/с – частота обертання вилок $n_B = 420$ хв⁻¹, частота обертання дисків коренезабірника $n_K = 100$ хв⁻¹. Частоту обертання бітера n_B вибирають за умови [3]

$$200 \geq n_B \geq \frac{n_K \cdot D_K}{D_B}. \quad (3.7)$$

Роторні ВРО ефективно працюють за нормальних умов збирання (твердість ґрунту 0,5...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.

3.3. Обґрунтування вибору і розрахунок основних параметрів очисників вороху коренеплодів

Однією з найважливіших операцій при збиранні цукрових буряків є їх очищення від ґрунтових та рослинних решток. Згідно ДСТУ 2258-93 забрудненість вороху коренеплодів цукрових буряків рештками не повинна перевищувати 9 % [8]. Цей показник має бути якнайменшим, оскільки він визначає величину втрат верхнього найбільш родючого шару ґрунту. Під час збирання цукрових буряків разом із коренеплодами забрудненими ґрунтовими домішками з полів вивозиться значна кількість ґрунту, а це втрати родючого ґрунту.

Під час перевантаження та очищення коренеплодів від ґрунтових та рослинних решток виникають найбільші їх пошкодження. Прикладання значних зусиль при очищенні сприяє значному травмуванню коренеплодів. Згідно ДСТУ 2258-93 кількість дуже пошкоджених коренеплодів цукрових буряків не повинна перевищувати 5 % (по масі). Надмірне травмування солодких коренів (пошкодження поверхні, сколи, обламування хвостових частин тощо) призводить до значних їх втрат їх кондиційності (загнивання) на приймальних пунктах цукрових заводів.

Відповідно очисні робочі органи бурякозбиральних машини повинні бути, з як ефективними сепараторами домішок, так і мінімально травмувати коренеплоди

Технології збирання та переробки цукросировини які застосовують у Західній Європі та США, тобто швидка переробка буряків після збирання, то до показника травмування коренеплодів не ставлять жорстких вимог. У цих країнах найчастіше застосовують 3-ох фазну технологію збирання, або перевалочне транспортування з додатковим очищенням. Це різко знижує ступінь засміченості коренеплодів ґрунтовими домішками, але й викликає надмірне пошкодження коренеплодів і додаткові енергетичні та транспортні витрати. Отже, під час багатократного очищення цукрових буряків

забезпечуються високі екологічні вимоги, хоча є й втрати цукросировини, які визначаються втратою соку на сколотих та пошкоджених поверхнях коренеплодів та втратах відбитих дрібних їх частин на робочих органах очисників.

Коренезбиральні машини вітчизняного виробництва забезпечують достатню ступінь очищення коренеплодів цукрових буряків при 2-х фазній технології збирання, за звичайних умов збирання (середні значення твердості і вологості ґрунту за умови не надмірної врожайності).

Як очищувальні робочі органи бурякозбиральних машин використовують різні механічні очисники: шнеково-вальцеві, бітерні і кулачкові очисники; відцентрово-роторні турбіни; пальчикові гірки; транспортери з притискними пристроями.

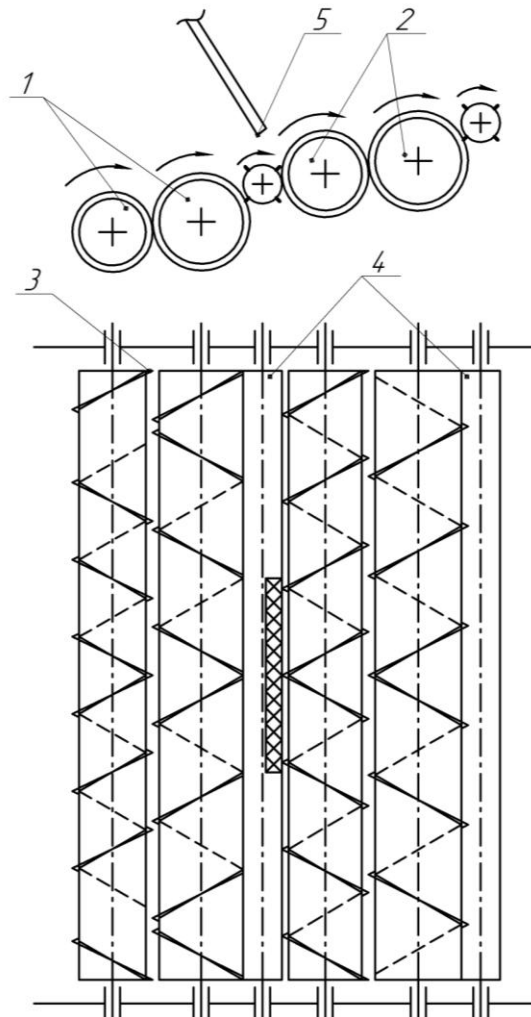
Пневматичні, водні, оптичні, електронні та інші очисники поки що не знайшли широкого застосування у бурякозбиральних машинах через їх складність, енергомісткість, ненадійність у роботі, особливо у важких умовах збирання.

Перспективним є використання електронних пристроїв, які контролюють процес роботи механічних очисників буряків від ґрунтових та рослинних решток. Такі пристрої можуть автоматично змінювати режими роботи очисників або сигналізувати про аварійний режим роботи.

Найчастіше використовують у коренезбиральних машинах різної рядності шнеково-вальцеві очисники коренеплодів (рисунок 3.3).

Такий очисник складається з двох блоків вальців 1 і 2 різного діаметра, що обертаються в одному напрямку. На зовнішніх поверхнях їх циліндричних корпусів є спіральні навивки (ребра) 3, які мають різний напрямок навивки. Завдяки цьому коренеплоди буряків рухаються у різні боки (залежно від того, на поверхні якого шнекового вальця вони знаходяться). Це забезпечує збільшення шляху руху коренеплодів при очищенні. Досягається це так: ворох коренеплодів подається на передній блок вальців 1 і поділяється ним на дві частини, які потім переводяться крізь перекидний валець малого діаметра 4, а з

допомогою заднього блоку шнекових вальців 2 два потоки вороху коренеплодів знову сходяться в єдиний потік. Завдяки тому, що вальці мають різні діаметри, а також різну частоту їх обертання (для 1-го і 2-го блоків відповідно 504 і 336 хв^{-1}) коренеплоди додатково обертаються навколо власних поздовжніх осей. Результат такого переміщення – краще очищення бокових поверхонь від налиплого ґрунту.



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

Рисунок 3.3. 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 3.4). 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 .

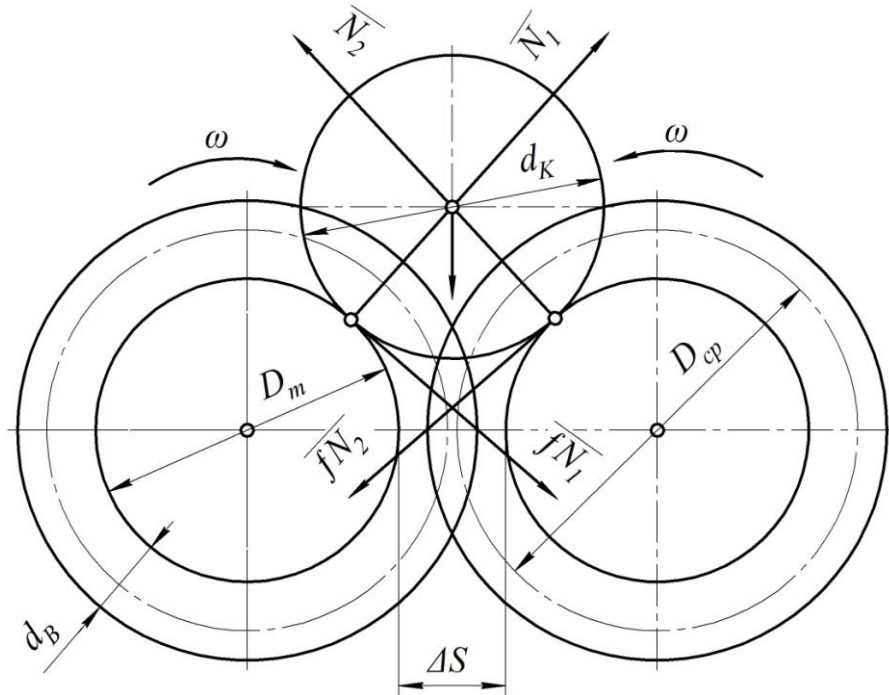


Рисунок 3.4 – Схема взаємодії коренеплоду зі шнековими вальцями

Шнеки мають циліндричні корпуси діаметром D_{III} . 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 $f\bar{N}_1$ і $f\bar{N}_2$. 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 решток; самоочищення шнеків від налиплого ґрунту і проходження коренеплодів (коренеплоди мають перекочуватися, 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]

$$\Delta S = d_B + \Delta_K \leq d_K, \quad (3.8)$$

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]

$$\frac{d_K \cos \varphi_K - \Delta S}{1 - \cos \varphi_K} > D_{III} > \frac{d_n \cos \varphi_n - \Delta S}{1 - \cos \varphi_n}, \quad (3.9)$$

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.

$$D_{III} \geq l_P / \pi, \quad (3.10)$$

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

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

Крок визначають з врахуванням значення кута нахилу гвинтової лінії β

$$\beta = \arctg \frac{t_{Г..Л}}{\pi \cdot D_{CP}} < \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (3.11)$$

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: $D_{III} = 0,19 \dots 0,25$ м; $d_B = 12 \dots 30$ мм; $\Delta_K = 5$ мм; $t_{Г..Л} = 0,1$ м [2]. 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

$$V = \frac{W}{k \cdot q(D_{III} + \Delta S)}, \quad (3.12)$$

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

$$\omega = \frac{2V \cdot t}{D_{III}^2}, \quad (3.13)$$

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

Загальний кут нахилу вальців шнекового очисника до горизонту в поздовжньо-вертикальній площині α становить $12...16^{\circ}$.

Перекидні вальці і бітери у конструкціях шнекових очисників забезпечують підвищення транспортувальної здатності очисника і призначені для спрямовування транспортування потоків вороху. Їхні кінематичні параметри, як правило, не відрізняються від аналітичних параметрів очисних шнеків, інші параметри вибирають конструктивно.

Виходячи з умови забезпечення високої якості очистки вороху коренеплодів у конструкції дворядного причіпного бурякозбирального комбайна удосконалюваного на базі комбайна КБ-2 з роторним викопуючим пристроєм запропоновано встановлення лопатевого вала, тобто бітера, пруткового барабана, шнека і пруткових транспортерів для кінцевого очищення і транспортування всередині машини та вивантаження коренів.

Лопатевий вал (бітер) використовують для делікатного очищення вороху коренеплодів, очисні лопаті виготовлені з еластичного матеріалу. Бітерні очисники, які складаються з 3-х послідовно встановлених бітерних валів застосовують у шестирядних коренезбиральних машинах.

Ефективність роботи бітерного очисника дещо нижча, ніж у шнеково-вальцевого, однак при нормальних умовах роботи від забезпечує добру сепарацію вороху у комплекті з активною роторною вилкою і коренезабірником.

Бітерні очисники забезпечують найменшу ступінь пошкодження коренеплодів при очищенні, але їх застосування обмежується складністю конструкції, великими габаритними розмірами, матеріаломісткістю.

Кращі показники очищення коренеплодів цукрових буряків від домішок дають відцентрові очисники, які ще називають «турбінами». Такі очисники застосовують практично усі закордонні виробники бурякозбиральної техніки.

Такий очисник – це приводний ротор, який встановлений на вертикальній або похилій осі і має периферійну огорожу. Ротор складається з радіальних спиць, які вигнуті в напрямку, протилежному напрямку обертання

ротора і маточини. Якщо такий очисник використовують одночасно як і викопуючий робочий орган, що підбирає коренеплоди буряків з ґрунту, то він має огорожу, яка замикає кінці спиць. Це запобігає відгинанню спиць і знижує травмування коренеплодів при їх підбиранні.

Периферійну решітчасту огорожу застосовують двох типів: з пружинних нахилених прутків, або з горизонтальних консольних прутків, які зібрані в окремі решітки.

Працює відцентровий очисник так. Ворох коренеплодів буряків, що подається на спиці ротора або підбирається з поверхні ґрунту, очищується у результаті перекочування коренеплодів по поверхні, що утворена спицями (прутками) вздовж решітчастої огорожі. Внаслідок дії відцентрових сил, а також сил тертя, коренеплоди буряків отримують прискорення від спиць, але гальмуються притисканням до прутків огорожі. Грудки ґрунту активно руйнуються, ґрунт, що знаходиться на бічних поверхнях коренеплодів, зчищається та провалюється вниз і вбік крізь зазори між прутками огорожі та спицями.

Такі очисники коренеплодів цукрових буряків від залишків досить прості і надійні в роботі, ефективно виділяють з вороху коренеплодів ґрунтові домішки. Недоліки: підвищене травмування коренеплодів буряків, малоефективне відділення рослинних решток, залипання зазорів між спицями ґрунтом, особливо вологим, тому потребують встановлення спеціальних очищувачів.

Проаналізувавши переваги і недоліки різного виду очисників коренеплодів цукрових буряків, у даній дипломній роботі у конструкції бурякозбирального бункерного дворядного комбайна з активною роторною викопуючою вилкою і коренезабірником, запропоновано встановити очисник коренеплодів, що складається з лопатевого вала (бітера), пруткового відцентрового барабана і шнека. Це забезпечує ефективну роботу машини на ґрунтах середньої твердості і вологості при невеликій забур'яненості полів і нормальній врожайності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Основними викопуючими робочими органами бурякозбиральних машин є лемеші, дискові або вильчасті копачі, рідше віброкопачі.

У даній дипломній роботі розроблено коренезабірник ВРО дворядного комбайна. У базовому варіанті встановлені вильчасті копачі і консольно закріплені шнекові вальці, які виконують роль коренезабірника і очисника та подають коренеплоди на прутковий транспортер. Недолік існуючої конструкції у тому, що при збиранні в умовах підвищеної вологості не забезпечується необхідна якість очищення. Це призводить до зниження продуктивності машини і підвищення засміченості вороху коренеплодів. Для доведення вороху за показниками засміченості до необхідних кондицій необхідним є додаткове доочищення коренів.

У дипломній роботі розроблено коренезабірник вильчатого викопуючого пристрою, у якому взамін консольних вальцевих валів запропоновано встановити лопатевий вал, прутковий барабан і шнековий вал. Завдяки такому удосконаленню коренеплоди після вильчатих копачів лопатевим валом подаються на прутковий барабан, чим забезпечується достатня сепарацію ґрунту. Потім шнековий вал подає коренеплоди на поздовжній транспортер комбайна, продовжуючи інтенсивне очищення коренеплодів від ґрунту і рослинних домішок.

Застосування запропонованої конструкції коренезабірників у викопуючо-очисному пристрої дворядного бурякозбирального комбайна забезпечить підвищення якості виконання технологічного процесу очищення вороху із дотриманням нормативних показників засміченості коренеплодів, забезпечить безвідмовну роботу агрегату в умовах підвищеної вологості ґрунту із дотриманням якісних показників очищення, усуне потребу доочищення коренів. Все це збільшить продуктивність комбайна.

У дипломній роботі виконані необхідні розрахунки відповідно до розробленого удосконалення. Конструктивні рішення відображені у графічній частині дипломної роботи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

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 двоурядковий 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.Погорельый, Н.В. Татьянако, 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 ОСГ 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-sclale 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. *ИММАТЕН: Agricultural engineering. Bucharest. Romania 2020.* Vol. 61, no 2. PP. 175-182.