

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів картоплезбирального комбайна
з дослідженням системи очищення бульбовороху

Виконав(ла): студент(ка) 2 курсу, групи МГм-61

спеціальності 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

	(підпис)	Гурник Я.В. (прізвище та ініціали)
Керівник	(підпис)	Сташків М.Я. (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	(підпис)	Сташків М.Я. (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	(підпис)	Бабій А.В. (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис)	Левкович М.Г. (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

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

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

студенту Гурнику Ярославу Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів картоплезбирального комбайна
з дослідженням системи очищення бульбовороху

Керівник роботи Сташків М.Я., к.т.н., доц.

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

Затверджені наказом ректора від «14» листопада 2025 року № 4/7-969

2. Термін подання студентом завершеної роботи 15.12.2025

3. Вихідні дані до роботи агротехнічні вимоги до технологічного процесу збирання картоплі; типовий технологічний процес збирання картоплі; базова конструкція картоплезбирального комбайна

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

1. Загально-технічний розділ

2. Аналітико-дослідницький розділ

3. Проектно-рекомендаційний розділ

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

Загальні висновки.

Перелік посилань

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

1. Картоплезбиральний комбайн. Складальне креслення (2 слайди). 2. Технологічна схема картоплезбирального комбайна. 3. Система очищення бульбовороху досліджуваної конструкції. 4. Система очищення бульбовороху пропонованої конструкції.

5. Дослідження динаміки взаємодії бульбовороху з елеватором (3 слайди).

6. Дослідження НДС приводу пруткового транспортера

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях</i>	<i>Сенчишин В.С., к.т.н., доц.</i>		
	<i>Теслюк В.М.</i>		

7. Дата видачі завдання 15.11.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Загально-технічний розділ</i>	<i>20.11.2025</i>	
2	<i>Аналітико-дослідницький розділ</i>	<i>30.11.2025</i>	
3	<i>Проектно-рекомендаційний розділ</i>	<i>10.12.2025</i>	
4	<i>Безпека життєдіяльності, основи охорони праці</i>	<i>15.12.2025</i>	
	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.12.2025</i>	

Студент

(підпис)Гурник Я.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)Сташків М.Я.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП.....	7
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	9
1.1. Аналіз способів збирання картоплі	9
1.2. Конструкції сепаруючих органів картоплезбиральних комбайнів	10
1.3. Обґрунтування конструкції та функціональної схеми системи очищення бульбовороху картоплезбирального комбайна.....	15
2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	19
2.1. Дослідження динаміки взаємодії бульбовороху з елеватором.....	19
2.2. Дослідження динамічної навантаженості пруткового елеватора	24
2.3. Аналіз НДС приводу транспортера.....	35
3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ.....	39
3.1. Обґрунтування параметрів сепаруючого елеватора.....	39
3.2. Енергетичний розрахунок системи очищення бульбовороху	41
3.3. Визначення параметрів зубчатого вінця приводу полотна сепаруючого елеватора.....	43
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	49
4.1. Техніка безпеки при експлуатації комбайна	49
4.2. Завдання безпеки життєдіяльності	54
ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	62
ДОДАТКИ.....	66

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Гурник Ярослав Вікторович.

Тема роботи – „Обґрунтування параметрів картоплезбирального комбайна з дослідженням системи очищення бульбовороху”.

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

Керівник роботи – Сташків Микола Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Мета роботи – обґрунтування параметрів системи очищення бульбовороху однорядкового картоплезбирального комбайна.

Об’єкт дослідження – технологічний процес сепарації бульбовороху.

Предмет дослідження – система очищення бульбовороху однорядкового картоплезбирального комбайна.

Методи дослідження: порівняльний, теоретико-емпіричний, математичного та комп’ютерного моделювання.

Отримані результати:

- проведено аналіз технологій та засобів збирання картоплі;
- проведено аналіз конструкцій систем сепарації бульбовороху;
- обґрунтовано конструкцію та функціональну схему системи очищення бульбовороху однорядкового картоплезбирального комбайна;
- досліджено динаміку взаємодії бульбовороху з елеватором;
- проведено дослідження динамічної навантаженості пруткового елеватора;
- проведено аналіз напружено-деформованого стану приводу транспортера з використанням комп’ютерного моделювання;
- обґрунтовано параметри сепаруючого елеватора;
- проведено енергетичний розрахунок системи очищення бульбовороху;
- визначено параметри зубчатого вінця приводу полотна транспортера;

- подано заходи техніки безпеки при експлуатації картоплезбирального комбайна та розглянуто завдання безпеки життєдіяльності.

Практичне значення отриманих результатів.

Обґрунтовано конструктивно – технологічні параметри системи сепарації бульбовороху однорядкового картоплезбирального комбайна.

Структура роботи.

Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та ілюстративної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків.

Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 66 арк. формату А4, додатки – 12 арк. формату А4, ілюстративний матеріал – 12 арк. формату А4.

Ключові слова: картопля, технологія збирання картоплі, картоплезбиральний комбайн, система сепарації бульбовороху, конструктивно - технологічні параметри, комп'ютерне моделювання.

ВСТУП

Картопля належить до найбільш трудомістких культур у структурі польових сівозмін. Частка витрат праці на збирання картоплі може перевищувати 30–40 % загальних витрат на її вирощування, що зумовлено високою питомою трудомісткістю операцій викопування, сепарації бульбовороху та відділення домішок. У традиційних технологіях, коли викопування виконувалося вручну або малопродуктивними машинами, основна частина втрат урожаю та механічних пошкоджень виникала саме на етапах підкопування й первинного відділення бульб від ґрунтової маси. Перехід до механізованого, а особливо до сучасного комбайнового збирання, дав змогу істотно знизити собівартість отримання товарної продукції, стабілізувати виробничий процес та підвищити економічну ефективність вирощування культури. Разом з тим застосування високопродуктивних збиральних машин висуває підвищені вимоги до конструкції та роботи технологічних систем, оскільки вони повинні забезпечувати якісне викопування, селективну сепарацію та мінімальне травмування бульб за широкого спектра ґрунтово-кліматичних умов.

Ключовими елементами механізованого збирання картоплі є робочі органи картоплезбиральних комбайнів, які умовно поділяються на системи викопування та системи сепарації. Робочі органи для викопування забезпечують формування робочого шару ґрунту, його розпушення і підкопування гребеня разом із бульбами. Типовими конструкціями виступають лемішні, дискові, комбіновані копачі та вібраційні робочі органи, кожен із яких створює свій характерний режим руйнування ґрунту й формує різний профіль потоку бульбовороху. Ефективність викопування значною мірою визначає подальший перебіг процесів сепарації, оскільки однорідність потоку, ступінь розпушення ґрунтової маси та швидкість руху бульб впливають на інтенсивність сортувальних дій і рівень їх травмування.

Сепарація бульбовороху є критично важливим етапом технологічного процесу збирання. Під терміном «бульбоворох» розуміють складну багатофазну суміш, яка включає бульби різних розмірів, ґрунт різної структури й вологості, каміння, грудки, рослинні рештки та інші механічні домішки. Механічна взаємодія між цими компонентами визначає як ефективність відділення домішок, так і інтенсивність ударних та стискальних навантажень, що діють на бульби. Сучасні сепараційні системи застосовують гумові або металеві елеваторні грохоти, планчасті чи пруткові транспортери, пасивні та активні очисники, вібраційні платформи, очисні валки, ножі-відбійники, а також комбіновані системи з регульованою кінематикою. Кожен тип обладнання формує характерний механізм руйнування ґрунтових агрегатів та відділення бульб, від якого залежить рівень пошкодженості та чистоти продукції.

Подальше удосконалення систем сепарації бульбовороху повинно базуватись на системному аналізі існуючих технологій викопування картоплі та порівняльному огляді сучасного обладнання для сепарації бульбовороху з урахуванням наукових публікацій і промислових рішень провідних виробників картоплезбиральної техніки. Окрему увагу необхідно приділяти критеріям оцінювання якості сепарації, впливу конструктивно-кінематичних параметрів на ушкодженість бульб та адаптації машин до різних ґрунтово-кліматичних умов.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз способів збирання картоплі

Технологічний процес механізованого збирання картоплі, незалежно від конкретного типу машини (картоплекопач, причіпний або самохідний картоплезбиральний комбайн), включає такі базові операції: підкопування гребеня з бульбами; первинне розпушення і транспорт бульбовороху; поетапну сепарацію ґрунту та домішок; доочищення і ручне чи автоматизоване сортування; укладання в бункер або формування валка.

За ступенем механізації розрізняють:

- начіпні та причіпні картоплекопачі (однорядні та дворядні) з вивантаженням у валок або на ґрунт;
- причіпні картоплезбиральні комбайни з бункером або завантаженням у транспорт;
- самохідні багаторядні комбайни з містким бункером, автоматичною системою контролю глибини ходу та розвиненими секціями очищення.

Робочий орган для викопування, як правило, представлений лемешем (лемішно-ножовим блоком) у поєднанні з дисковими ножами й опорно-копіювальними колесами чи котками. У сучасних машинах застосовують як пасивні лемеші, так і активні вібраційні лемеші та дискові підкопувальні системи, які забезпечують розпушення гребеня з мінімальною руйнацією бульб.

Технологічна схема більшості європейських і американських картоплезбиральних комбайнів (Grimme GT 170, Dewulf Enduro, Oxbo AR-4BX тощо) передбачає послідовне проходження бульбовороху через систему: леміш – головний ґрунтовіддільний елеватор (решітчастий транспортер) – один або кілька додаткових елеваторів із різною комбінацією агресорів/агітаторів – секції валкових, осьових, зірчастих або стрічкових сепараторів – доочищення на сортувальному столі чи столі відбору з можливістю ручного контролю якості.

За типом агрегатування та кількістю рядків виділяють:

- однорядні навісні картоплекопачі для малих і середніх господарств;
- дво- та чотирирядні причіпні комбайни з гідравлічно керованими робочими органами;
- трьох- та чотирирядні самохідні комбайни з бункерами підвищеної місткості (12–18 т) та повністю гідростатичним приводом.

За типом підкопувального робочого органа розрізняють:

- лемішні (пластинчасті) копачі, у яких ґрунт із бульбами зрізується та спрямовується на решітчастий транспортер;
- лемішно-дискові системи, що поєднують леміш із дисковими ножами для підрізання гребенів та бокових стінок;
- вібраційні лемеші й вібраційні грохоти, де сепарація починається вже на стадії підкопування;
- роторні викопувальні органи (шнекові, барабанні), які використовуються переважно у спеціалізованих машинах.

Основні вимоги до робочих органів викопування: забезпечення стабільної глибини ходу в межах ± 2 см від заданого рівня; мінімізація зрізів та ударів по бульбах; відсутність зміщення рядків та надмірного руйнування гички; обмеження питомих енерговитрат.

1.2. Конструкції сепаруючих органів картоплезбиральних комбайнів

Типи, конструкція та параметри робочих органів машин для збирання картоплі встановлюються виходячи з розташування бульби у ґрунті, форми та розмірів бульби та гички. Крім того, різні робочі органи мають різну механічну дію на бульбу картоплі.

При збиранні робочі органи діють і на ґрунт, в якому знаходиться бульба.

Тому при проектуванні робочих органів, особливо підкопуючих та сепаруючих, необхідно враховувати фізико-механічні властивості ґрунту [2].

У конструкції картоплезбирального комбайна будь-якого типу повинні міститись такі робочі органи: підкопуючі, грудкоруйнуючі, бадиллєвідокремлювальні та сепаруючі робочі органи.

Бадиллєвідокремлювальні та сепаруючі робочі органи складають систему очищення бульбовороху картоплезбирального комбайна.

У практиці механізованого збирання картоплі застосовують два базові підходи до усунення бадилля: перший передбачає його видалення з поверхні поля до початку підкопування бульб, другий – відділення бадилля від бульбового вороху безпосередньо в процесі роботи картоплезбиральних комбайнів. Засоби для попереднього зрізування або руйнування бадилля можуть виконуватися у вигляді окремих спеціалізованих машин або інтегруватися як самостійні робочі вузли, встановлені на рамі комбайна перед підкопуючими робочими органами.

Застосування робочих органів для попереднього видалення бадилля хоча й полегшує роботу комбайнів, але не дозволяє видалити бадилля з поля повністю (у полі залишається 30...35% бадилля). Тому навіть у разі попереднього видалення бадилля в картоплезбиральному комбайні необхідні робочі органи для остаточного відділення бадилля.

У картоплезбиральних комбайнах застосовуються різноманітні бадиллєвидаляючі пристрої, які можна класифікувати по способах відділення, оснований на різних фізико-механічних властивостях бадилля і бульб картоплі.

Робочими органами, що працюють за принципом розділення компонентів по фрикційних властивостях є гірки різної конструкції – подовжні та поперечні (рис. 1.1).

Відмінності аеродинамічних властивостей розділюваних компонентів стали основою для створення бадиллєвідокремлювальних робочих органів пневматичного типу.

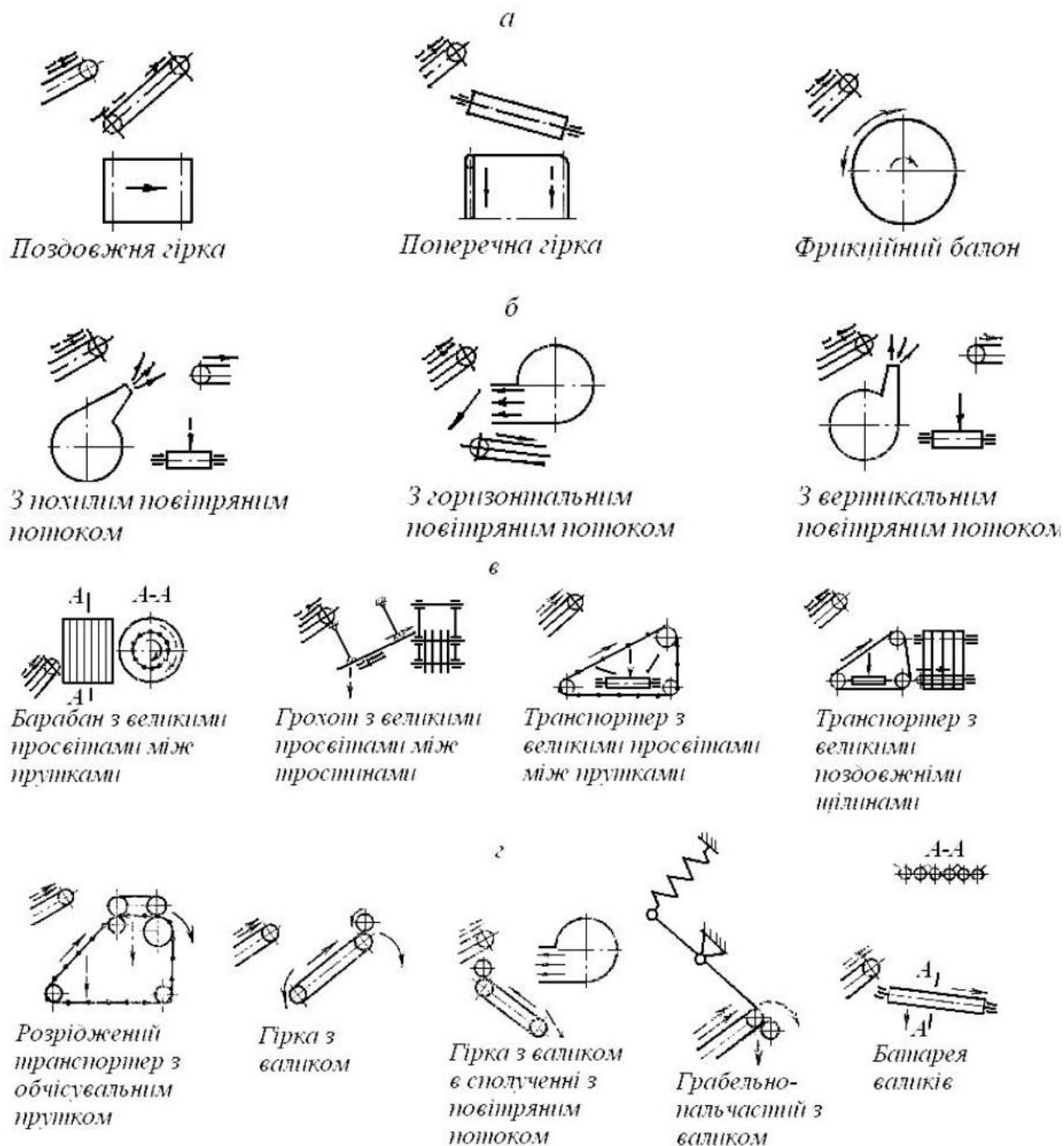


Рисунок 1.1 – Типи робочих органів для видалення бадилля

Відділення бадилля на ґратчастій поверхні ґрунту ґрунтується на розділенні компонентів по розмірах, зокрема для бадилля, грудок ґрунту й каменів по довжині. Якщо масу грудок ґрунту, бульб і бадилля помістити на рухому поверхню з просвітами декілька більшими, ніж розміри бульб і грудок, то бульби і грудки ґрунту проваляться, стебла бадилля затримуються на поверхні.

До таких робочих органів відноситься транспортер лозини з великими просвітами, грохоти з великими просвітами між тростинами, барабан з великими просвітами між розташованими усередині прутками і ін. Ці робочі органи можуть виконувати процес тільки при добре розосередженій масі без наявності бульб, що міцно утримуються на столонах.

Бадиллєвідокремлювальні робочі органи, що працюють по принципу відриву бульб, виконують цю операцію головним чином протяганням маси стебел бадилля з бульбами через щілину, розміри якої менше розмірів бульб. Розрізняються ці робочі органи залежно від того, як створюється зусилля протягання. Для цієї мети використовується пара вальців, які мають обертовий рух назустріч один одному, гірка у поєднанні з вальцями, батарея вальців й ін.

На рис. 1.2 представлена схема бадиллєвідділюючого пристрою транспортерного типу, в якому передбачено розділення операцій відокремлення бадилля. Пристрій складається з бадиллявідвідного розрідженого транспортера 1, пруткового елеватора 2, притискного транспортера 3, бульбоочісувального валика 4 і компенсаційних пружин 5. Працює пристрій таким чином.

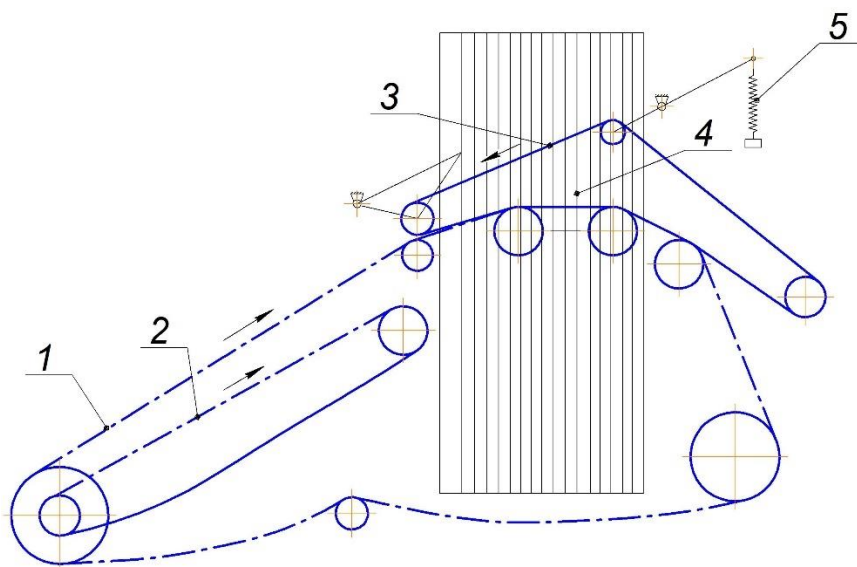


Рисунок 1.2 – Бадиллєвидаляючий пристрій транспортерного типу

Бадилля, бульби і ґрунт подаються на транспортер 1, на якому відбувається розшарування маси: бульби і ґрунт прокидаються вниз на

елеватор вітки 2, а бадилля з бульбами, які утримуються на столонах зависає на прутках. Потім бадилля притискається до розрідженого транспортера притискним прогумованим транспортером 3 і в такому стані просувається до нерухомого обчісуючого валика 4. Тут бульби обчісуються, а бадилля виноситься за межі машини.

Сепаруючі робочі органи призначені для руйнування підкопаного лемешем шару, виокремлення бульб з ґрунту та домішок і для передавання їх на наступні робочі органи машини.

Всі сепаруючі робочі органи поділяють на три групи:

1. Пристрої для відокремлення бульби від сухого, дрібного, сипкого ґрунту, які працюють, як правило, за принципом просіювання ґрунту через решета, сита та інші елементи.
2. Пристрої для відокремлення бульб від міцних ґрунтових грудок, близьких до них за розмірами.
3. Пристрої для відокремлення вологого (пластичного) ґрунту.

Сепаруючі робочі органи поділяють на такі типи:

- робочі органи просіваючого типу, до найбільш поширених з яких відносяться пруткові елеватори;
- коливні грохоти;
- сепаруючі робочі органи барабанного типу;
- робочі органи для відокремлення бульби від грудок та каміння;
- сортувальні столи.

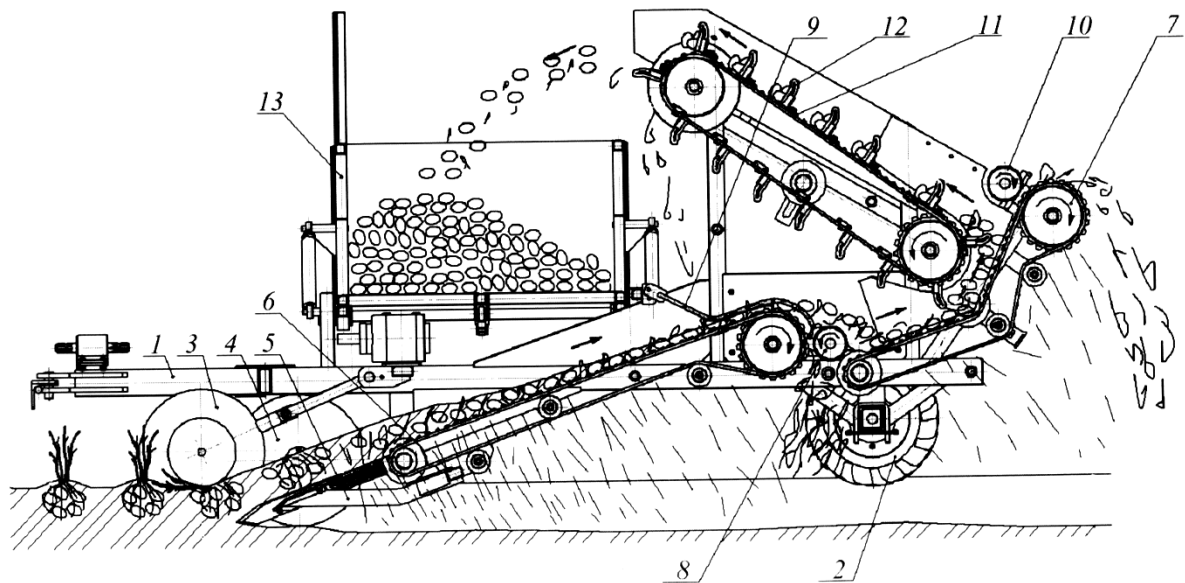
На даний час все ще не створено достатньо надійні, ефективні та продуктивні робочі органи для повного відділення бульби від міцних грудок ґрунту та каміння.

1.3. Обґрунтування конструкції та функціональної схеми системи очищення бульбовороху картоплезбирального комбайна

З позицій конструкторського підходу, на відміну від безумовних функціональних вимог до картоплезбирального комбайна, таких як забезпечення якісного викопування бульб і ефективної сепарації вороху, операції перебирання та сортування не є критично обов'язковими для виконання безпосередньо на машині. Ці процеси можуть здійснюватися окремо – вручну або із застосуванням сортувальних столів і стаціонарних пунктів. Отже, мінімально необхідною функцією комбайна є накопичення зібраного бульбовороху в бункері з подальшим транспортуванням його до визначеного місця на краю поля. При цьому за сприятливих погодних умов тимчасове відкрите зберігання картоплі сприяє підсиханню та світловому загартуванню бульб, що позитивно позначається на їх придатності до сортування і тривалого зберігання [21].

З урахуванням сучасних тенденцій економічного розвитку України, де значна частка валового виробництва картоплі зосереджена у приватних і фермерських господарствах, затребуваною є конструкція комбайна, яка відзначається простотою, надійністю, компактністю та низькою вартістю. Така машина має забезпечувати механізоване виконання основних операцій технологічного процесу збирання – викопування, сепарації, а також вивантаження продукції в транспортний засіб або, транспортування вороху в бункері-накопичувачі до краю поля з подальшим вивантаженням у борт чи тару для наступного сортування.

На підставі аналізу результатів наукових досліджень і публікацій, присвячених технологіям і технічним засобам збирання картоплі, об'єктом дослідження обрано систему сепарації бульбовороху бункерного картоплезбирального комбайна причіпного (напівпричіпного) типу, який призначений для однорядного збирання картоплі з міжряддям 50–70 см за відповідною технологічною схемою (рис. 1.3) [30].



1 – рама; 2 – ходові колеса; 3 – опорний коток; 4 – відрізні диски; 5 – лемеші;
 6 – приймальний транспортер; 7 – передавальний транспортер; 8 – приймальний валець;
 9 – бадиллєвловлювальні прутки; 10 – відбійний валець; 11 – завантажувальний
 транспортер; 12 – скребки завантажувального транспортера; 13 – бункер

Рисунок 1.3 – Функціональна схема бункерного картоплезбирального комбайна з досліджуваною системою очищення бульбовороху

Оснoву системи очищення бульбовороху становлять сепаруючі робочі органи елеваторного типу, зокрема три пруткові транспортери: приймальний 6, передавальний Г-подібної конфігурації 7 та завантажувальний 11. До складу системи також входять приймальний 8 і відбійний 10 вальці, а також бадиллєвловлювальні прутки 9.

Приведення в дію транспортерів і вальців здійснюється від валу відбору потужності трактора з частотою обертання 540 об/хв через карданну передачу, систему редукторів і ланцюгові приводи.

Під час викопування бульбоносний шар ґрунту зазнає горизонтальної деформації внаслідок стискання дисковими робочими органами та вертикальної – у процесі підкопування лемішем. У результаті на сепарацію в комбайн надходить скиба ґрунту зі вже порушеними внутрішніми структурними зв'язками.

Найбільше навантаження щодо процесу очищення вороху припадає на приймальний транспортер 6, на якому здійснюється основна сепарація ґрунтових домішок і видалення бадилля. При цьому ворох переміщується у напрямку вгору до приймального вальця 8 і далі на передавальний Г-подібний транспортер 7. З метою інтенсифікації процесу сепарації в конструкції передбачено застосування бадиллєвловлювальних прутків 9 у поєднанні з приймальним вальцем 8.

Завантажувальний транспортер 11 оснащений скребками 12, які захоплюють бульби в зоні перегину передавального транспортера 7 та забезпечують їх подальше транспортування для завантаження в бункер 13.

У процесі роботи приймальний транспортер 6 здійснює просіювання значної частини ґрунту крізь міжпругкові зазори, а система бадиллєвловлювальних прутків 9 спільно з приймальним вальцем 8 забезпечує відокремлення бадилля від бульб із подальшим скиданням бадилля, інших рослинних залишків і затриманих ґрунтових частинок на поверхню викопаного поля. Загальний вигляд системи сепарації бульбовороху подано на рис. 1.4.

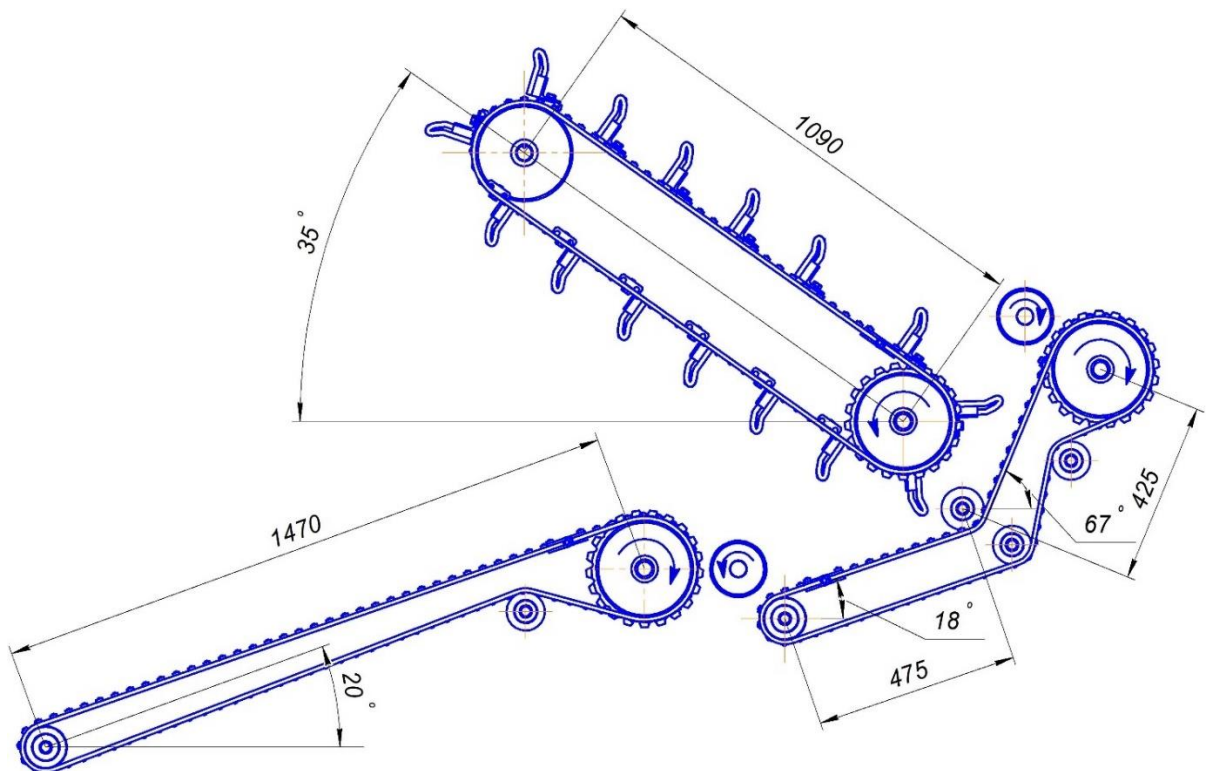


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд системи очищення бульбовороху досліджуваної конструкції

Основним недоліком системи сепарації бульбовороху розглянутої конструкції є не надто висока сепарувальна здатність приймального пруткового елеватора.

Для підвищення сепарувальної здатності приймального транспортера пропонується ведений циліндричний ролик замінити на ролик у формі еліпса [3]. Для компенсації додаткового розтягування полотна елеватора пропонується натяжний ролик монтувати на пружинній основі.

Загальний вигляд системи очищення бульбовороху пропонованої конструкції показана на рис. 1.5.

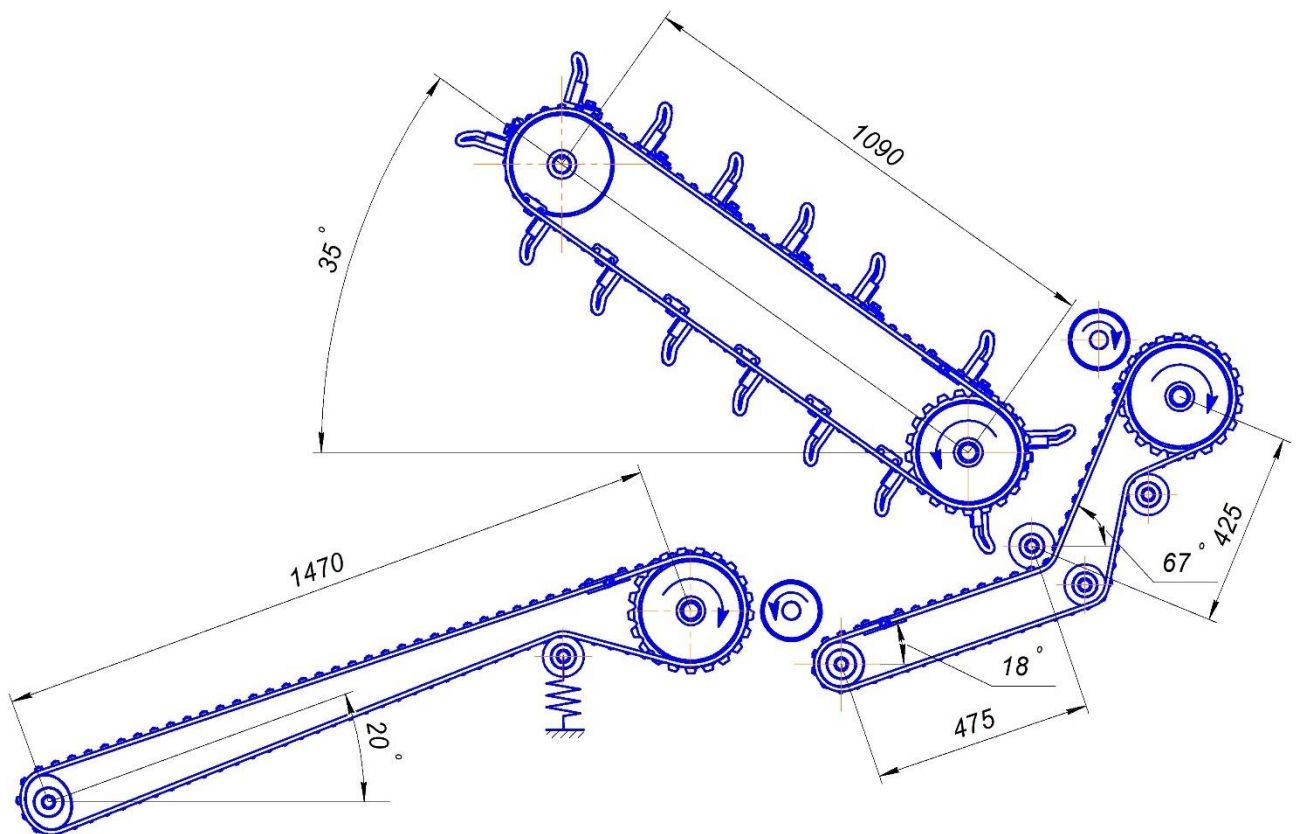


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд системи очищення бульбовороху пропонованої конструкції

Такі зміни у конструкції системи очищення бульбовороху дозволять підвищити ефективність сепарації бульбовороху шляхом його підкидання на полотні елеватора за рахунок коливного руху, що створюватиметься при обертанні еліптичного ролика.

2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Дослідження динаміки взаємодії бульбовороху з елеватором

Для дослідження динаміки взаємодії бульбовороху з елеватором застосуємо методику, описану в [13].

Вважаємо, що процес взаємодії прутків елеватора з бульбоворохом матиме двоетапний характер. На першому етапі, коли еліптичний ролик розташований паралельно до полотна транспортера, безпосередній вплив прутків приймального транспортера на бульбоворох характеризується його переміщенням вздовж полотна транспортера з певною початковою швидкістю.

На другому етапі, коли еліптичний ролик розташований перпендикулярно до полотна транспортера, вплив прутків транспортера на бульбоворох характеризується появою додаткової швидкості підкидання бульбовороху.

Розглянемо взаємодію прутків приймального транспортера з бульбоворохом, прийнявши припущення, що потужність, яка витрачається на холостий хід робочих органів і на підйом бульбовороху, залишається сталою.

З огляду на те, що процес взаємодії відбувається протягом короткого проміжку часу, для його опису застосуємо теорему про зміну кількості руху:

$$m \cdot (V_2 - V_1) = F \cdot \Delta t, \quad (2.1)$$

де m - маса бульбовороху, кг;

V_1 – швидкість бульбовороху до підкидання, м/с;

V_2 – швидкість руху бульбовороху при підкиданні, м/с;

F – сила удару при підкиданні бульбовороху протягом часу Δt , Н;

Δt – час удару, с.

Припустимо, що вага прутка елеватора має відносно невелику величину і інерційна складова прутка незначно впливатиме на силу удару. Величину сили удару виразимо з потужності, що витрачається на привод приймального

транспортера. Загальна потужність на привод приймального транспортера складається з наступних складових:

$$P_{заг} = P_{хх} + P_{пв} + P_{кр}, \quad (2.2)$$

де $P_{заг}$ - загальна потужність приводу транспортера, Вт;

$P_{хх}$ - потужність холостого ходу приймального транспортера, Вт;

$P_{пв}$ - потужність, що витрачається на пересування бульбовороху, Вт;

$P_{кр}$ - потужність, що витрачається на подрібнення бульбовороху, Вт.

Вважаючи, що потужності, які витрачаються на холостий хід та переміщення бульбовороху матимуть постійні значення, то потужність, що затрачається на подрібнення бульбовороху можна виразити з (2.2):

$$P_{кр} = P_{заг} - P_{хх} - P_{пв}. \quad (2.3)$$

Сила удару прутка транспортера по бульбовороху визначається виразом:

$$F = \frac{P_{кр}}{V_{тр}} = \frac{P_{заг} - P_{хх} - P_{пв}}{V_{тр}}, \quad (2.4)$$

де $V_{тр}$ – швидкість руху приймального транспортера, м/с.

Інтенсивність взаємодії бульбовороху з прутком транспортера залежатиме від кута β , який характеризуватиме також і напрямок удару. Схему для визначення кута β подано на рис. 2.1.

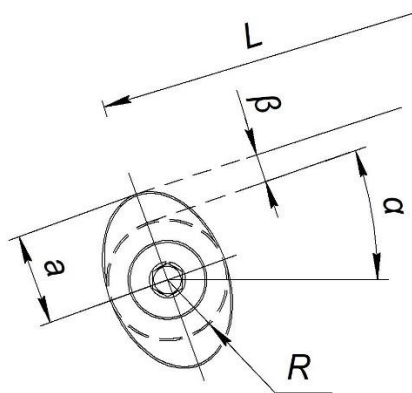


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для визначення кута β

Рівняння для визначення кута β матиме вигляд:

$$\beta = \arctan\left(\frac{a - R}{L}\right)$$

де a – довжина більшої півосі еліпса, мм;

R – радіус приводного ролика (рівний довжині меншої осі еліпса), мм;

L – робоча довжина приймального транспортера, мм;

α – кут нахилу приймального транспортера до горизонту, град.

Схему динамічної взаємодії прутка приймального транспортера з бульбоворохом подано на рис. 2.2.

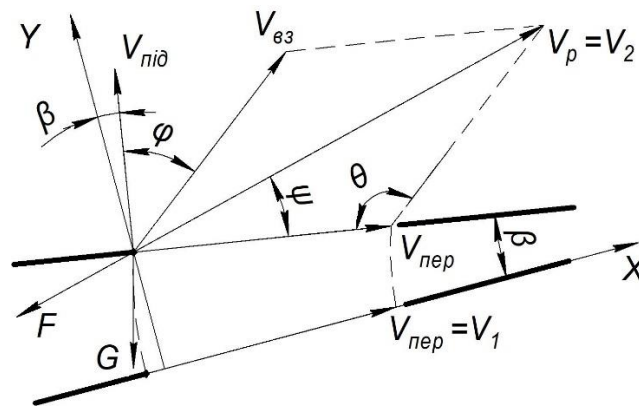


Рисунок 2.2 – Схема динамічної взаємодії прутка транспортера з бульбоворохом

Напрямок руху вздовж елеватора характеризуватиме поточний кут нахилу елеватора α , а напрямок удару характеризуватиме кут β . В результаті абсолютна швидкість частинок компонента визначатиметься за правилом паралелограма (рис. 2.1), а кут напрямку руху θ за лежатиме від величини та напрямку складових швидкостей:

$$V_p = \sqrt{V_{vz}^2 + V_{пер}^2 - 2V_{vz}^2 \cdot V_{пер}^2 \cdot \cos\theta}, \quad (2.5)$$

де V_{vz} – швидкість руху компонента після взаємодії з прутком елеватора, м/с;

$V_{пер}$ – швидкість руху бульбовороху по елеваторі, м/с.

Кут ψ напрямку результуючої швидкості руху бульбовороху після взаємодії з прутками транспортера знайдемо за теоремою синусів:

$$\frac{\sin \theta}{V_p} = \frac{\sin \psi}{V_{\theta}}. \quad (2.6)$$

звідки

$$\psi = \frac{V_{\theta}}{V_p} \sin \theta.$$

Прийmemo такі вихідні припущення. По-перше, окремі компоненти бульбовороху здатні здійснювати відносне переміщення одні відносно одного. По-друге, сили опору, що виникають у процесі цього відносного руху компонентів бульбовороху, є пропорційними їхній швидкості.

З урахуванням встановлених закономірностей рівняння руху окремого компонента в межах бульбовороху доцільно подати у вигляді системи диференціальних рівнянь.

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = -G \sin \alpha - F_{on} \cos \psi; \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = -G \cos \alpha - F_{on} \sin \psi, \end{cases} \quad (2.7)$$

де G – вага бульбовороху, кг;

F_{on} – сила опору руху компонентів всередині бульбовороху, Н.

З рис. 2.2 видно, що сила опору руху компонентів всередині бульбовороху пропорційна їх швидкості руху та визначається виразом:

$$F_{on} = v \frac{dx}{dt}, \quad (2.8)$$

де v – коефіцієнт опору руху компонента бульбовороху, Н/(м/с).

Перетворимо вираз (2.7) з урахуванням виразу (2.8):

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} = -g \sin \alpha - \frac{v}{m} \frac{dx}{dt} \cos \psi; \\ \frac{d^2y}{dt^2} = -g \cos \alpha - \frac{v}{m} \frac{dy}{dt} \sin \psi, \end{cases} \quad (2.9)$$

Розв'язок системи рівнянь (2.9) дозволяє отримати рівняння, що описують переміщення бульбовороху вздовж осей X та Y з плином часу t [13]:

$$x = \frac{m \cdot (V_p \cdot v \cdot \cos \psi + m \cdot g \cdot \sin \alpha)}{v^2 \cdot \cos \psi^2} \left(1 - e^{-\frac{v}{m} \cos \psi \cdot t} \right) - \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{v \cdot \cos \psi} \cdot t;$$

$$y = \frac{m \cdot (V_p \cdot v \cdot \sin \psi + m \cdot g \cdot \cos \alpha)}{v^2 \cdot \sin \psi^2} \left(1 - e^{-\frac{v}{m} \sin \psi \cdot t} \right) - \frac{m \cdot g \cdot \cos \alpha}{v \cdot \sin \psi} \cdot t.$$

У графічному вигляді переміщення бульбовороху після взаємодії з прутком активного елеватора відображено на рис. 2.3.

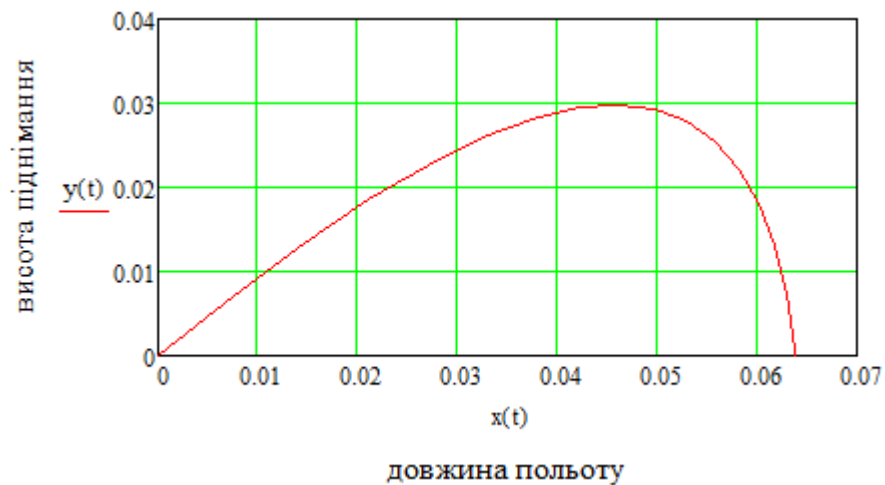


Рисунок 2.3 – Траєкторія руху бульбовороху після взаємодії з прутком елеватора

Аналізуючи отриманий графік, можна зауважити, що траєкторія руху картопляного вороху є параболою і залежить від кута β впливу активатора (еліптичного ролика) руху полотна транспортера і швидкості руху бульбовороху по полотну транспортера. При прийнятих значеннях ($\alpha=20^\circ$, $V=1,3$ м/с, $m=8$ кг, $\nu=25$ Н/(м/с), $\psi=0,5$ рад) висота підкидання бульбовороху становить ≈ 30 мм, а дальність його польоту вздовж полотна транспортера ≈ 64 мм.

На рис. 2.4 показано характер зміни траєкторії бульбовороху в часі вздовж осей X та Y.

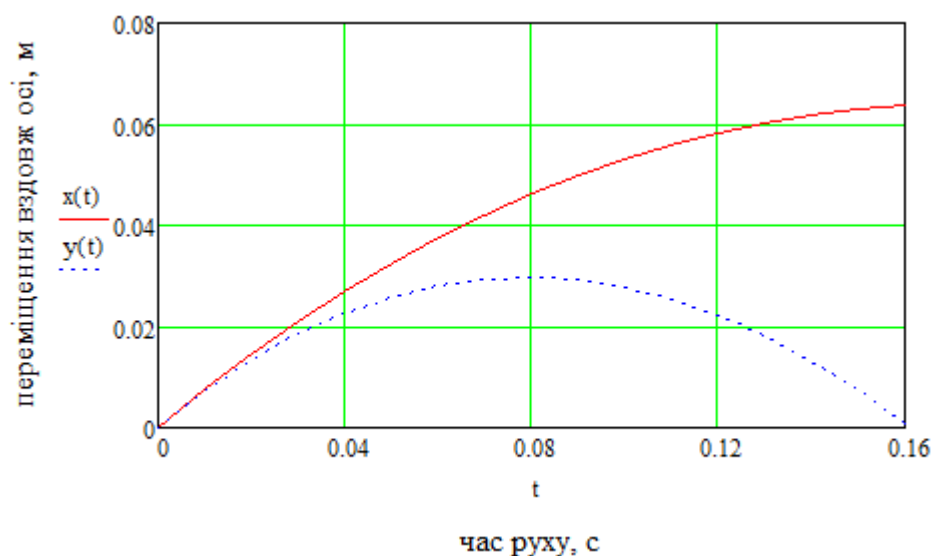


Рисунок 2.4 – Зміна траєкторії руху бульбовороху в часі

З рис. 2.4 видно, що при заданих вихідних параметрах тривалість польоту бульбовороху при його підкиданні на елеваторі становитиме $\approx 0,16$ с.

2.2. Дослідження динамічної навантаженості пруткового елеватора

Теоретичні підходи до дослідження динамічних явищ є універсальними для різних типів машин, оскільки незалежно від їх призначення та конструктивного виконання всі машини характеризуються спільними властивостями, зокрема пружністю ланок і здатністю за певних умов до

виникнення коливальних процесів. Відмінності в розрахункових моделях визначаються параметрами конкретних динамічних систем і режимами технологічного навантаження, які безпосередньо впливають на інтенсивність збуджених коливань.

У період протікання перехідних процесів у приводних механізмах, зумовлених пружними коливаннями, що виникають під дією динамічних навантажень, реальні навантаження істотно відрізняються від статичних та інерційних як за величиною, так і за характером їх зміни в часі. Визначення дійсного характеру навантаження механізмів, яке охоплює технологічні та динамічні складові за різних режимів роботи, є необхідною умовою для проектування надійних машин із мінімальними матеріальними та енергетичними витратами, а також для досягнення в експлуатації максимальної продуктивності шляхом раціонального використання резервів міцності й потужності. Для механізмів підйомно-транспортних машин динамічні навантаження мають визначальний вплив [9].

Полотно пруткових елеваторів коренезбиральних машин, натягнуте між ведучими та веденими шківками або зірочками, є гнучким по всій довжині в площині, перпендикулярній до його робочої поверхні. Для регулювання величини провисання, створення необхідного попереднього натягу та компенсації подовження полотна в процесі експлуатації застосовують спеціальні пристрої з натяжними і підтримувальними роликами.

Пружні ланки таких транспортерів – паси та ланцюги – зазнають деформацій під дією зовнішніх навантажень, зумовлених моментами електродвигуна і гальм, а також опором робочої машини. Водночас зосереджені маси привода, зокрема ротор електродвигуна, окрім основного руху, здійснюють малі коливання, унаслідок чого їх миттєві швидкості змінюються, а окремі маси в певні моменти часу випереджають або відстають одна від одної. У відповідності до такого змінного руху пружні ланки, що з'єднують ці маси,

періодично стискаються або розтягуються, що супроводжується зростанням або зменшенням зусиль порівняно з передаваним середнім навантаженням.

Змінна складова сил або крутних моментів, що виникає під час пружних коливань, у ряді випадків може досягати значних величин, унаслідок чого сумарні миттєві навантаження істотно перевищують статичні та інерційні. Це створює передумови для перевантаження механізмів і виходу з ладу окремих елементів конструкції. Окрім того, переважна більшість відмов деталей машин має втомний характер і зумовлена тривалою дією змінних динамічних навантажень [9].

У процесі виконання коренезбиральною машиною технологічних операцій можливі ситуації аварійного стопоріння тягового органу транспортера, зокрема внаслідок заклинювання коренеплоду або потрапляння каміння. У таких режимах у тяговому органі виникають максимальні динамічні навантаження, здатні спричинити серйозні пошкодження, наприклад розрив ланцюга чи защемлення паса. У скребкових конвеєрах захист тягових органів від аварійних навантажень реалізується за допомогою запобіжних муфт, зокрема зі зрізними штифтами або турбомуфт [9].

Параметри коливального руху полотна пруткового транспортера – частота, амплітуда та фаза – можуть істотно змінюватися залежно від жорсткості тягового елемента, його конструктивного виконання, розподілу маси, довжини, величини натягу, лінійної швидкості та кута нахилу транспортера, геометричних параметрів траси й інших факторів. За наявності струшувачів додатковий вплив на характер коливань мають їх розташування, габаритні розміри та співвідношення струшуючих зірочок [9, 13].

Підвищення натягу тягових елементів елеватора дає змогу забезпечити більш стійкий режим коливань полотна і створити локальні прискорення, вертикальна складова яких майже по всій довжині транспортера перевищує прискорення вільного падіння. Це формує умови для відриву транспортованих частинок від поверхні елеватора по всій його площині. Водночас збільшення

натягу супроводжується різким зростанням навантажень на привід елеватора та його вали, а також інтенсифікацією зношування тягових елементів, насамперед ланцюгових [9].

Для сепаруючого пруткового транспортера коренезбирального комбайна динамічні навантаження доцільно характеризувати через коефіцієнт динамічності [9, 27].

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{ст}}}, \quad (2.10)$$

де H – висота падіння вантажу на пруток;

$\delta_{ст}$ – статичне переміщення від дії вантажу q_1 , що падає на пруток.

$$\delta_{ст} = \frac{h \cdot q_1}{EA}, \quad (2.11)$$

де h – відстань між опорами транспортера;

E – модуль пружності елемента транспортера;

A – площа поперечного перетину елемента.

Якщо висоту падіння коренеплодів можна визначити, враховуючи умову переходу кінетичної енергії у потенціальну $mV^2/2 = mgH$:

$$H = g \cdot V^2 / 2,$$

де g – прискорення вільного падіння;

V – швидкість падіння бульбоплодів.

Тоді формула (2.10) матиме вигляд:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{g \cdot V^2}{\delta_{ст}}}. \quad (2.12)$$

Враховуючи ударне навантаження, яке сприймає пруток від бульбовороху, відносно динамічне видовження матеріалу елемента транспортера можна визначити за формулою [28]

$$\Delta h_{дин} = \Delta h \cdot k_d = \Delta h \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{g \cdot V^2}{\delta_{CT}}} \right). \quad (2.13)$$

Для несучого елемента пруткового транспортера визначимо власну частоту коливань. Розглянемо відповідну пружну систему, подаючи її у вигляді балки, що спирається на дві шарнірні опори та навантажена зосередженою силою P , прикладеною на відстані a від однієї з опор (рис. 2.5). Під дією цього навантаження балка зазнає прогину, внаслідок чого її нейтральна вісь у деформованому стані набуває положення кривої 1–1.

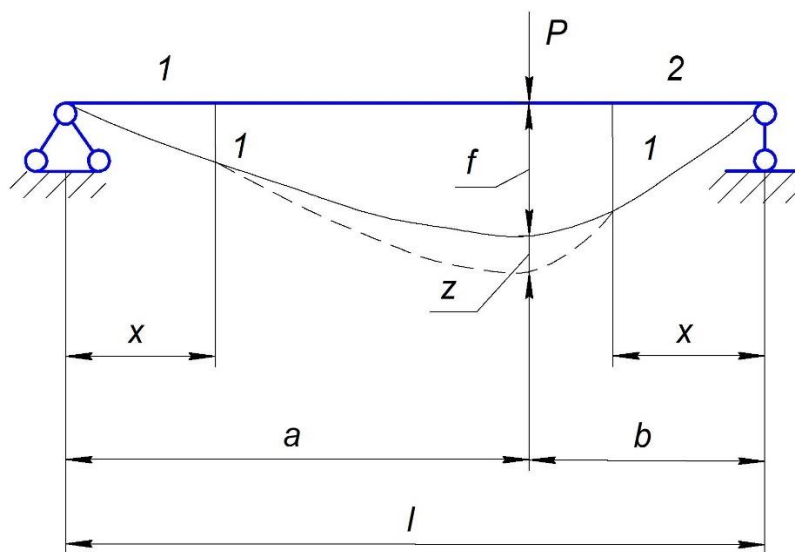


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема прутка транспортера

Кількість енергії, що передається системі під час виведення її зі стану рівноваги, дорівнює сумі кінетичної та потенціальної енергій вантажу і пружної системи. За умови вільних коливань значення цієї повної енергії залишається сталою величиною [27]:

$$U + T = const. \quad (2.14)$$

Рівняння (2.14) свідчить про те, що під час коливального руху в системі безперервно відбувається взаємне перетворення різних форм енергії без супроводу енергетичних втрат. Принцип, покладений в основу рівняння (2.14), є застосовним виключно до систем з однією ступінню вільності, оскільки закон збереження енергії в такому формулюванні не враховує процесів перерозподілу енергії, характерних для систем із кількома ступенями вільності [29].

Максимальний прогин балки f (рис. 2.5) спостерігається у перетині під вантажем P . Його величину можна знайти користуючись відомими залежностями опору матеріалів [11].

Для розглядуваної схеми на ділянці зліва:

$$EIy = -\frac{Pbx}{6l}(l^2 - b^2) + \frac{Pbx^3}{6l}, \quad (2.15)$$

на ділянці справа:

$$EIy = -\frac{Pax}{6l}(l^2 - a^2) + \frac{Pax^3}{6l}, \quad (2.16)$$

де E – модуль пружності першого роду для матеріалу балки,

I – осьовий момент інерції поперечного перетину балки,

y – прогин балки у перетині з координатою x ;

P – вага вантажу,

l – довжина прольоту балки, $l = a + b$.

Оскільки

$$EI f = -\frac{Pba}{6l}(l^2 - b^2) + \frac{Pba^3}{6l} = -\frac{Pb^2a^2}{3l}. \quad (2.17)$$

Виходячи із виразу (2.17), можна записати, що на ділянці зліва

$$EIy = \frac{Pa^2b^2}{3l} \left[-\frac{x}{2a^2b}(l^2 - b^2) + \frac{x^3}{2a^2b} \right], \quad (2.18)$$

або

$$EIy = \frac{Pab}{6l} \left[-x(a + 2b) + \frac{x^3}{a} \right], \quad (2.19)$$

звідси прогин на ділянці зліва

$$y = \frac{f}{2ab} \left[-x(a + 2b) + \frac{x^3}{a} \right], \quad (2.20)$$

де $f = \frac{Pa^2b^2}{3EI \cdot l}$.

Аналогічно визначимо прогин на ділянці справа

$$y = \frac{f}{2ab} \left[-x(b + 2a) + \frac{x^3}{b^3} \right]. \quad (2.21)$$

У разі виведення розглядуваної системи зі стану рівноваги вона здійснюватиме коливальний рух відносно положення пружної рівноваги 1–1. При цьому відхилення від положення статичної рівноваги на першій ділянці

$$y = \frac{z}{2ab} \left[-x(a + 2b) + \frac{x^3}{a} \right], \quad (2.22)$$

на другій ділянці

$$y = \frac{z}{2ab} \left[-x(b + 2b) + \frac{x^3}{b} \right], \quad (2.23)$$

де z – додаткова змінна деформація середнього перетину балки при коливаннях.

Швидкості переміщення на першій ділянці

$$y' = \frac{z'}{2ab} \left[-x(a+2b) + \frac{x^3}{a} \right], \quad (2.24)$$

на другій ділянці

$$y' = \frac{z'}{2ab} \left[-x(b+2b) + \frac{x^3}{b} \right]. \quad (2.25)$$

Кінетична енергія системи визначається з рівняння

$$T = T_1 + T_2, \quad (2.26)$$

де T_1 - кінетична енергія вантажу,

T_2 - кінетична енергія балки.

Кінетична енергія вантажу (на першій ділянці)

$$T_1 = \frac{P}{2g} (z')^2, \quad (2.27)$$

де $z' = \frac{dz}{dt}$,

g - прискорення вільного падіння.

Кінетична енергія балки на першій ділянці

$$T_2^{(1)} = \int_{T_2} \frac{dT_2^{(1)}}{1} = \frac{1}{4a^2b^2} \int_0^a \frac{\gamma F dx}{2g} (z')^2 \left[-x(a+2b) + \frac{x^3}{a} \right]^2, \quad (2.28)$$

після визначення інтеграла, отримаємо

$$T_2^{(1)} = \frac{\gamma F (z')^2}{2g} \cdot \frac{a}{210b^2} (4a^2 + 28ab + 70b^2). \quad (2.29)$$

Аналогічно кінетична енергія балки на другій ділянці

$$T_2^{(2)} = \frac{\gamma F (z')^2}{2g} \cdot \frac{b}{210a^2} (4b^2 + 28ab + 70a^2), \quad (2.30)$$

де γ – питома вага матеріалу балки,

F – площа поперечного перетину балки,

dm – маса елемента балки, $dm = \gamma F dx / g$.

Кінетична енергія балки

$$T_2 = T_2^{(1)} + T_2^{(2)} = \frac{\gamma F (z')^2}{2g} \cdot \left\{ \frac{a}{210b^2} (4a^2 + 28ab + 70b^2) + \frac{b}{210a^2} (4b^2 + 28ab + 70a^2) \right\}, \quad (2.31)$$

після перетворень виразу (2.31), отримаємо

$$T_2 = \frac{\gamma Fl}{2g} \cdot (z')^2 \cdot k, \quad (2.32)$$

де
$$k = \frac{1}{210l} \left\{ \frac{a}{b^2} (4a^2 + 28ab + 70b^2) + \frac{b}{a^2} (4b^2 + 28ab + 70a^2) \right\},$$

після спрощення отримаємо

$$k = \frac{1}{210l} \left\{ 70l + 4b \frac{\lambda(\lambda^4 + 7\lambda^2) + (1 + 7\lambda)}{\lambda^2} \right\}, \quad \text{де } \lambda = \frac{a}{b}.$$

Підсумовуючи вирази (2.36) і (2.41) отримаємо, що повна кінетична енергія досліджуваної пружної системи визначається за формулою

$$T = \frac{(z')^2}{2g} \cdot (P + \gamma Flk). \quad (2.33)$$

Визначимо потенціальну енергію досліджуваної пружної системи при згині

$$U = U_1 + U_2, \quad (2.34)$$

де U_1 – потенціальна енергія балки при згині на першій ділянці, яку визначимо за формулою [28]

$$U_1 = \int_0^a \frac{EI}{2} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx, \quad (2.35)$$

U_2 – потенціальна енергія балки при згині на другій ділянці [28]

$$U_2 = \int_0^b \frac{EI}{2} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx, \quad (2.36)$$

Визначивши інтеграли виразів (2.35) і (2.36) із врахуванням рівнянь (2.22) і (2.23), отримаємо, що потенціальна енергія на першій ділянці

$$U_1 = \frac{3EI}{2ab^2} \cdot z^2, \quad (2.37)$$

на другій ділянці

$$U_2 = \frac{3EI}{2ba^2} \cdot z^2. \quad (2.38)$$

Отже, повна потенціальна енергія системи з врахуванням (2.37) і (2.38)

$$U = \frac{3EI}{2} \cdot \frac{a+b}{a^2b^2} \cdot z^2. \quad (2.39)$$

Згідно рівняння (2.14) запишемо

$$\frac{3EI}{2} \cdot \frac{a+b}{a^2b^2} \cdot z^2 + \frac{(z')^2}{2g} \cdot (P + \gamma Flk) = \text{const}. \quad (2.40)$$

Продиференціювавши рівняння (2.40) за t отримаємо диференціальне рівняння другого порядку

$$z'' + \frac{3EI(a+b)g}{a^2b^2(Q+k\gamma Fl)} \cdot z' = 0, \quad (2.41)$$

розв'язок рівняння (2.41) має вигляд

$$z = C_1 \sin w_0 t + C_2 \cos w_0 t,$$

де C_1 і C_2 - постійні інтегрування,

w_0 - частота власних коливань розглядуваної пружної системи, яка дорівнює

$$w_0 = \sqrt{\frac{3EI(a+b)g}{a^2b^2(P+k\gamma Fl)}}. \quad (2.42)$$

У виразі (2.42) позначимо через $\delta_{пр}$ пружну деформацію

$$\delta_{пр} = \frac{a^2b^2(P+k\gamma Fl)}{3EI(a+b)}, \quad (2.43)$$

тоді для визначення частоти власних коливань пружної системи отримаємо

$$w_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{пр}}}. \quad (2.44)$$

Отримані аналітичні залежності для оцінювання параметрів динамічної навантаженості елемента пруткового транспортера, а також співвідношення для визначення деформацій і частоти власних коливань його несучого елемента з урахуванням власної маси прутка можуть бути безпосередньо використані в інженерних розрахунках відповідних конструктивних рішень. Урахування власної ваги несучого елемента зумовлює зниження частоти власних коливань пружної системи та зменшення коефіцієнта динамічності, що створює

передумови для оптимізації геометричних параметрів несучого елемента і, як наслідок, забезпечує зменшення металоємності конструкції в цілому.

2.3. Аналіз НДС приводу транспортера

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану приводу приймального транспортера від ваги бульбовороху, що поступає на нього.

За допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks створюємо твердотільну модель приводу транспортера (рис. 2.6).

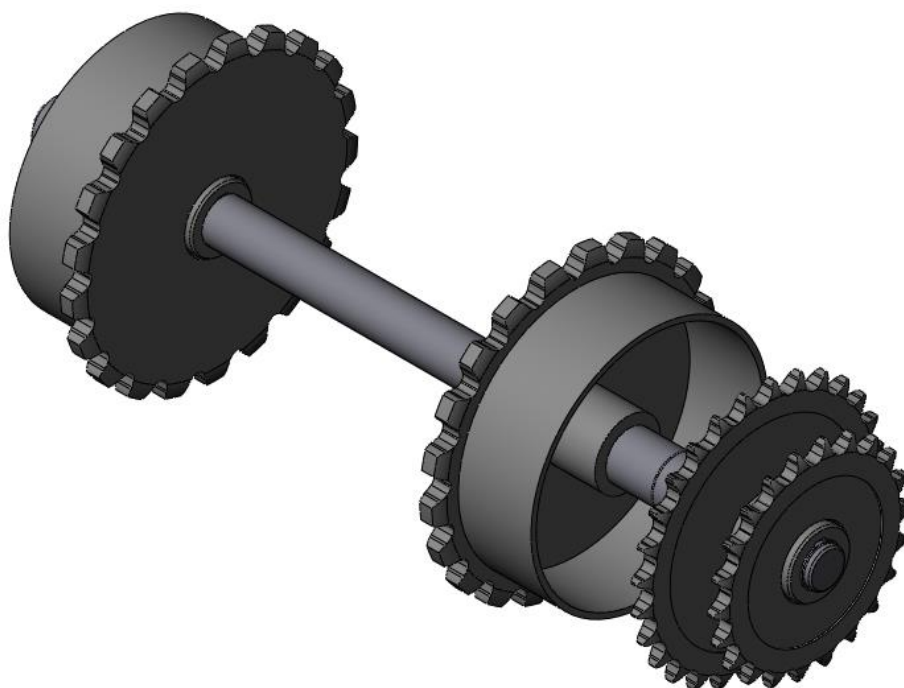
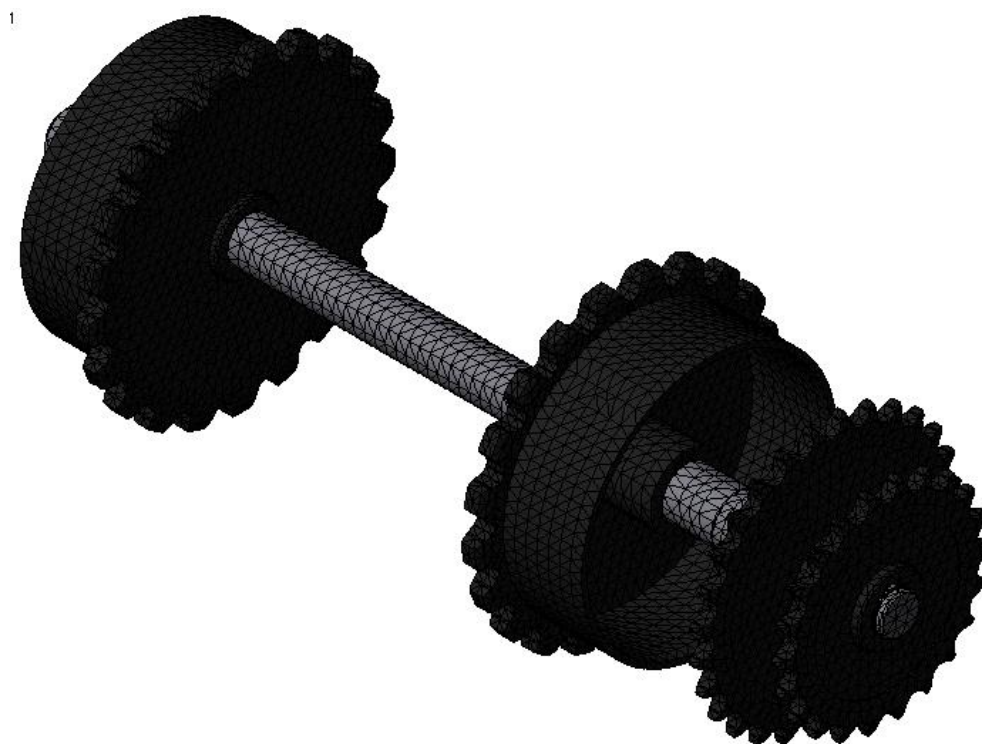


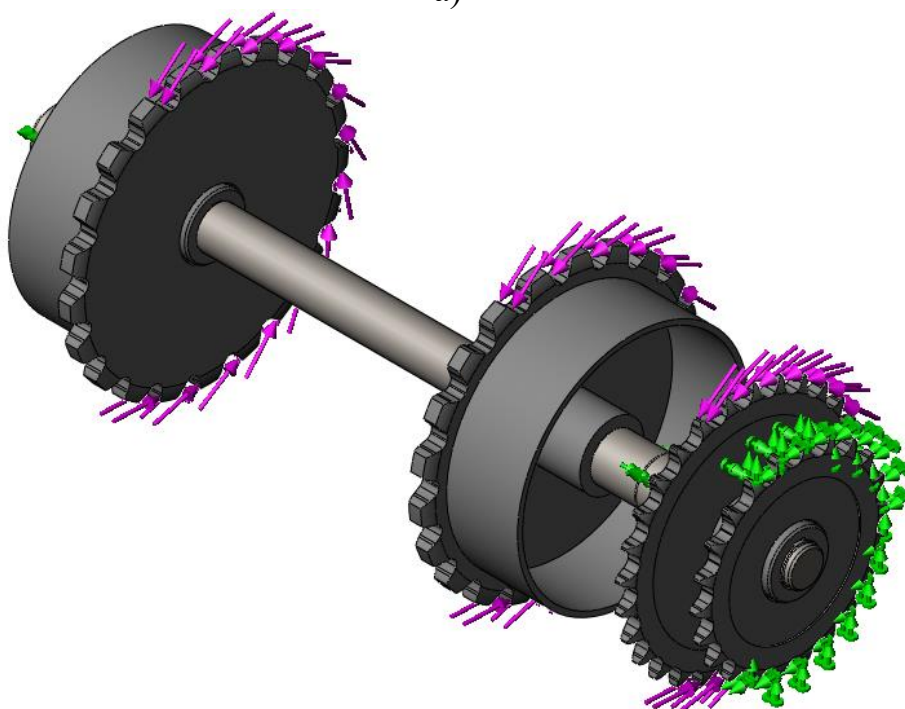
Рисунок 2.6 – Твердотільна модель приводу приймального транспортера

За допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks проводимо аналіз напружено-деформівного стану приводу приймального транспортера.

Для цього створюємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі приводу приймального транспортера (рис. 2.7, а).



a)



б)

Рисунок 2.7 – Моделювання приводу приймального транспортера

Задаємо умови закріплення приводу приймального транспортера – шарніри на валу у місці встановлення опорних підшипників тертя кочення й умовне защемлення приводної зірочки, – та навантаження на зубчаті колеса

приводу полотна транспортера й зусилля на зірочці приводу Г-подібного сепаруючого транспортера (рис. 2.7, б).

Результати розрахунку НДС приводу транспортера за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation подано на рис. 2.8 – рис. 2.10.

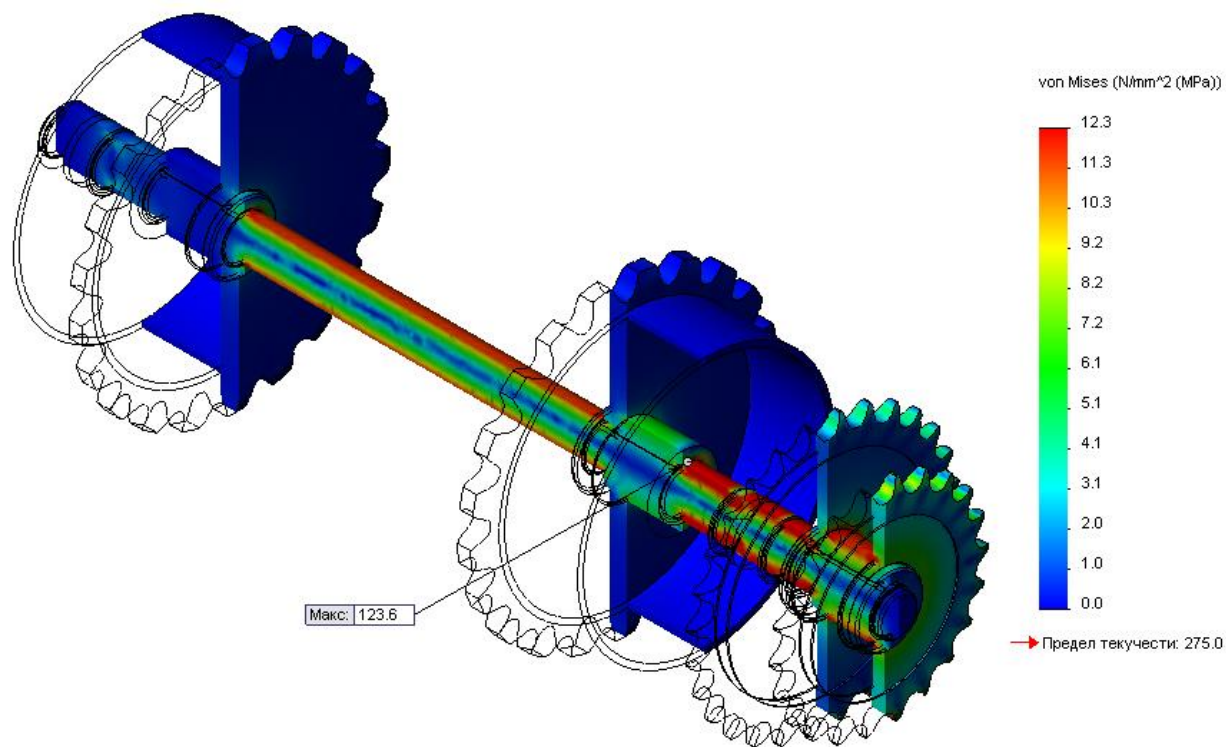


Рисунок 2.8 – Результати розрахунку напружень (за теорією Фон Мізеса)

Як бачимо за результатами розрахунку, максимальні напруження в елементах приводу приймального транспортера становлять ≈ 124 МПа.

На рис. 2.9 показано деформації приводу приймального транспортера.

Максимальні деформації приводу складають $\approx 0,34$ мм.

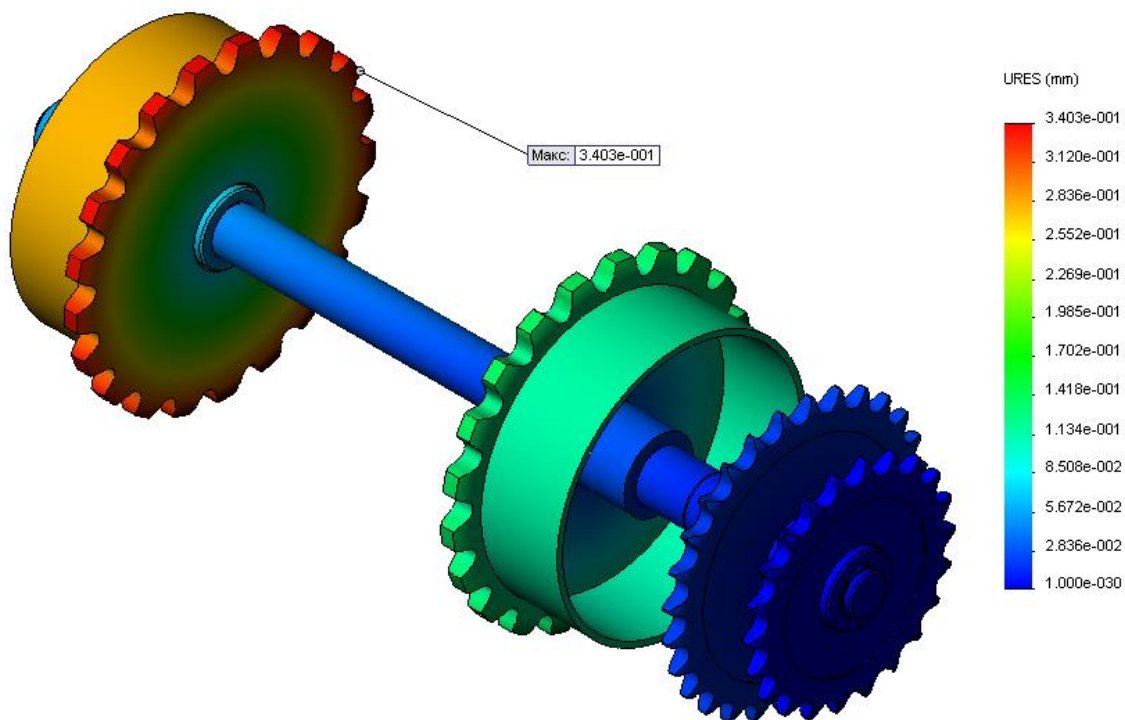


Рисунок 2.9 – Результати розрахунку деформацій приводу

На рис. 2.10 показано розподіл запасу міцності приводу.

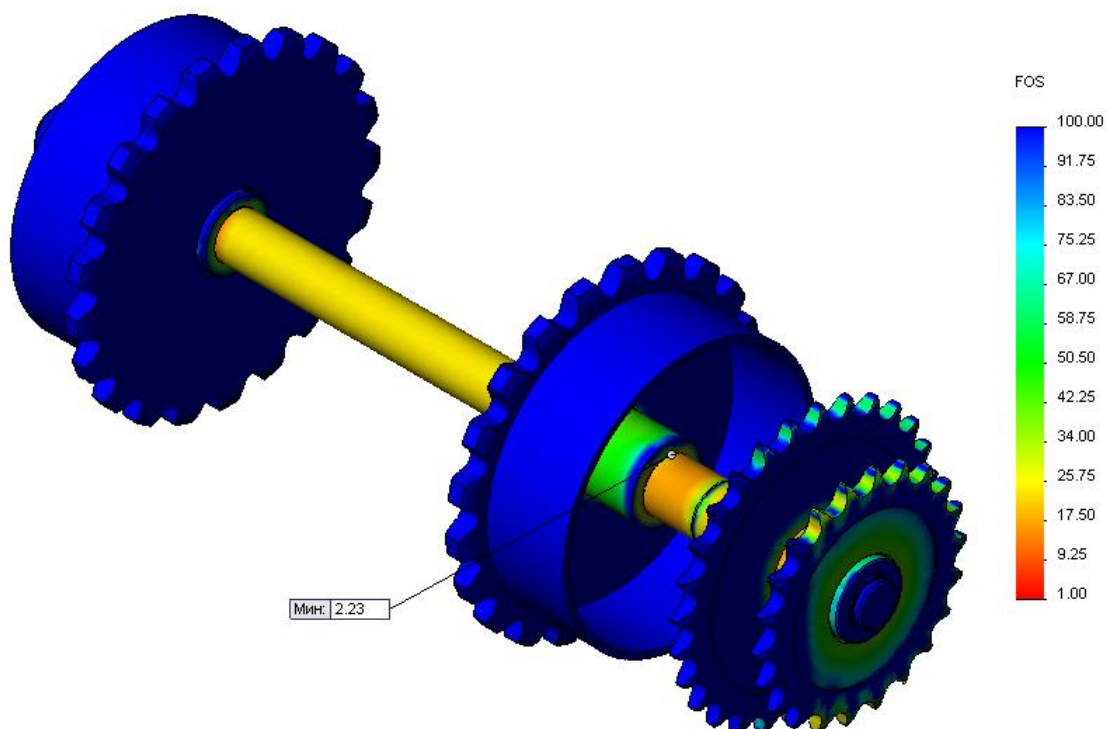


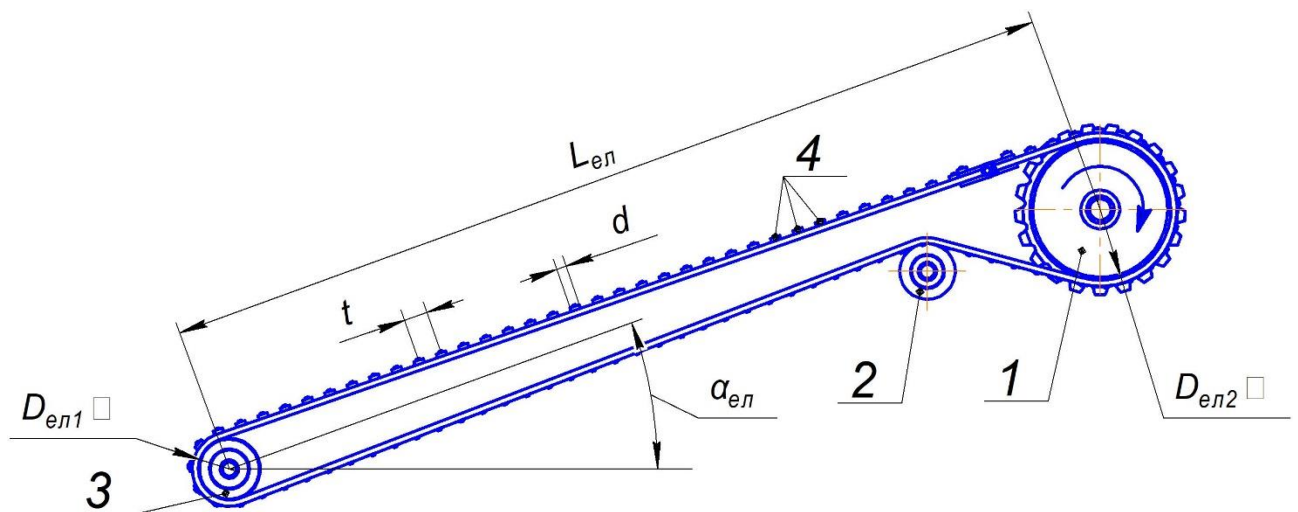
Рисунок 2.10 – Розподіл коефіцієнтів запасу міцності приводу

Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності становить $\approx 2,2$.

3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Обґрунтування параметрів сепаруючого елеватора

Сепаруючий елеватор пруткового типу (рис. 3.1) призначений для інтенсивного руйнування підрізаного ґрунтового шару та відокремлення з нього домішок у процесі сепарації. Конструктивно він містить приводну частину, до складу якої входять ведучі та ведені зірочки, підтримувальні ролики, а також робоче полотно. Полотно сформоване зі сталевих прутків, закріплених на сталевих штампованих ланках [28].



1 - ведучий барабан; 2 - натяжний ролик; 3 - ведений ролик; 4 - пруток

Рис. 3.1. Схема розрахунку пруткового елеватора

Розрахунок виконаємо для двох транспортерів – завантажувального та передавального Г-подібної конфігурації. Величину просвіту між прутками t та їх діаметр d приймаємо з врахуванням вимог щодо допустимих втрат бульб, які не повинні перевищувати 3 %. Відповідно до цього приймаємо $t = 5 \dots 15$ см та $d = 10 \dots 15$ мм [28].

Ширину полотна транспортерів визначаємо за відповідною розрахунковою залежністю [28]:

$$B_{\text{ЕЛ}} = n \cdot B_M, \quad (3.1)$$

де n - кількість робочих рядків картоплекопача, $n=1$.

Тоді

$$B_{\text{ЕЛ}} = 1 \cdot 0,7 = 0,7 \text{ м.}$$

Швидкість руху полотна транспортера визначається за формулою [29]:

$$V_{\text{ЕЛ}} = (1,1 \dots 2,0) \cdot V_M \cdot K_{\text{П}}, \quad (3.2)$$

де V_M - швидкість руху машини: для легких ґрунтів $V_M = 1,5 \dots 2$ м/с; для важких ґрунтів $V_M = 0,5 \dots 0,7$ м/с [29];

$K_{\text{П}}$ - коефіцієнт руйнування гряди опорним котком картоплекопача, $K_{\text{П}} = 1,2$.

Отже,

$$V_{\text{ЕЛ}} = (1,1 \dots 2,0) \cdot (0,5 \dots 1,2) \cdot 1,2 = 0,66 \dots 2,88 \text{ м/с.}$$

Швидкість руху приймального транспортера приймаємо більшою порівняно зі швидкістю наступного транспортера, оскільки саме на першому транспортері здійснюється інтенсивніша сепарація бульбовороху [28].

Отже,

$$V_{\text{ЕЛ1}} = 1,2 V_{\text{ЕЛ2}}, \quad (3.3)$$

Довжину приймального транспортера вибирають з конструктивних міркувань, приймаючи її в межах [28]:

$$L_{\text{ЕЛ}} = (30 \dots 50) \cdot t, \quad (3.4)$$

де t - крок ланцюга, $t = 0,038 \dots 0,041$ м [10].

Тоді

$$L_{\text{ЕЛ}} = (30 \dots 50)(0,038 \dots 0,041) = 1,14 \dots 2,05 \text{ м.}$$

Приймаємо $L_{ЕЛ} = 1470$ мм.

Кут нахилу основного елеватора приймаємо з умови відсутності сповзання бульбовороху:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ЕЛ1} < f, \quad (3.5)$$

де f - коефіцієнт тертя бульбовороху по металу. Для ґрунту $f=0,4$.

$$\alpha_{ЕЛ1} < \operatorname{arctg}(f) = \operatorname{arctg}(0.4) = 21.8^\circ.$$

Приймаємо для приймального транспортера $\alpha_{ЕЛ1}=20^\circ$.

3.2. Енергетичний розрахунок системи очищення бульбовороху

Визначення потужності, що затрачається на привод системи очищення бульбовороху проведемо за формулою визначення потужності на привод стрічкового елеватора за умови, що кут нахилу приймального транспортера до горизонту складає $\alpha = 20^\circ$. Потужність такого класу конвеєрів визначають за наступним чином.

Потужність, необхідна на привод стрічкового транспортера, становить [3]:

$$N_I = \frac{Kn \cdot Q \cdot L}{367} (W \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (3.6)$$

де Kn – коефіцієнт, що враховує втрати при пуску, на перегин стрічки на барабані, в зоні завантаження та ін., для $L < 2$ м $Kn = 5,8$;

Q – продуктивність транспортера, $\frac{m}{год}$;

L – довжина транспортера, за ескізною компоновкою машини приймаємо $L = 1$ м;

W – коефіцієнт опору руху, який залежить від продуктивності транспортера;

α - кут нахилу транспортера.

Продуктивність транспортера визначимо із залежності

$$Q = 3.6 \cdot K_c \cdot m_{max}, \quad (3.7)$$

де K_c – секундна подача бульбовороху;

m_{max} – максимальна маса бульбовороху.

Тоді з урахуванням (3.1) і (3.2) отримаємо

$$Q = \frac{3.6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot v_m \cdot m_{max} \cdot 10^4}{b \cdot a} = \frac{3.6 \cdot v_m \cdot m_{max}}{a} = \frac{3.6 \cdot 1.7 \cdot 0.08}{0.200} = 2.5 \text{ м / год}$$

Для $Q = 2.5 \text{ м / год}$ $W = 4.2$ отримаємо:

$$N_1 = \frac{5.8 \cdot 2.5 \cdot 1}{367} (4.2 \cos 20^\circ + \sin 20^\circ) = 0.17 \text{ кВт}.$$

Загальна потужність на привод приймального елеватора картоплезбирального комбайна з урахуванням втрат в елементах приводу складатиме

$$N = \frac{2 \cdot N_1}{\eta_n \cdot \eta_{en}}, \quad (3.8)$$

де $\eta_n = 0.99$ - ККД пари підшипників встановлених у приводі приймального елеватора. У приводі наявні 3 пари підшипників;

$\eta_{en} = 0.9$ - к.к.д. відкритої ланцюгової передачі встановленої у приводі.

Тому

$$N = \frac{2 \cdot 0.17}{0.99^3 \cdot 0.9} = 0.09 \text{ кВт}.$$

Крутний момент на привідному барабані приймального елеватора складатиме

$$T_I = \frac{N_I}{\omega}, \quad (3.9)$$

де ω - кутова швидкість обертання вала приводного барабана, c^{-1} .

За формулою (3.4) ω становитиме

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 30 \cdot v_m \cdot 1 - \varepsilon}{30 \cdot i \cdot \pi \cdot r_k} = \frac{v_m \cdot 1 - \varepsilon}{i \cdot r_k} = \frac{1.7 \cdot 1 - 0.07}{1.12 \cdot 0.300} = 4.7 c^{-1}.$$

Отже

$$T_I = \frac{0.04 \cdot 10^3}{4.7} = 8.5 H \cdot m$$

3.3. Визначення параметрів зубчатого вінця приводу полотна сепаруючого елеватора

Для усунення можливості проковзування полотна стрічкового транспортера відносно приводного барабана на внутрішній його стороні передбачено зубчатий вінець. Тобто транспортер виконуватиме одночасно і функцію зубчатого паса (див. рис. 1.15).

За [10] для крутного моменту $T_I = 8.5 H \cdot m$ вибираємо модуль зубчатого вінця $m = 4 mm$

Виходячи з радіуса приводного барабана визначаємо кількість зубів, що буде на ньому виконана

$$z_I = \frac{2 \cdot r}{m} = \frac{2 \cdot 145}{4} \approx 72.5. \quad (3.10)$$

Прийmemo $z_I = 73$.

Оскільки другий шків є натяжним то для нього приймаємо мінімальну кількість зубів $z_2 = 22$. Тому $d_2 = z_2 \cdot m = 22 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$.

Визначаємо число зубів стрічки при заданій між центровій віддалі за формулою

$$z_p = \frac{2 \cdot A}{\pi \cdot m} \sqrt{1 - \left(\frac{m \cdot \Delta z}{A} \right)^2} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot \Delta z}{\pi} \cdot \arcsin \frac{m \cdot \Delta z}{A}, \quad (3.11)$$

де A - між центрова віддаль, яка у відповідності до ескізного компоновання складає $A = 1000 \text{ мм}$;

$$\Delta z = \frac{z_2 - z_1}{2} = \frac{73 - 22}{2} = 25.5.$$

Отже

$$z_p = \frac{2 \cdot 1000}{3.14 \cdot 4} \sqrt{1 - \left(\frac{4 \cdot 22.5}{1000} \right)^2} + \frac{73 + 22}{2} + \frac{2 \cdot 22.5}{3.14} \cdot \arcsin \frac{4 \cdot 22.5}{1000} = 198.6.$$

З [29] приймаємо $z_p = 200$.

Приведену до модуля міжосьову віддаль розраховуємо за формулою

$$A_0 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(z_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\frac{\pi^2}{16} \left(z_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{\Delta z^2}{2}}. \quad (3.12)$$

Після підстановки числових значень отримаємо

$$A_0 = \frac{3.14}{4} \cdot 200 - 47.5 + \sqrt{\frac{3.14^2}{16} 200 - 47.5^2 - \frac{22.5^2}{2}} = 238.4.$$

Тоді міжосьова віддаль становитиме

$$A = A_0 \cdot m = 238.4 \cdot 4 = 953.6 \text{ мм}$$

Розраховуємо кількість зубів вінця стрічки, що перебувають у зачепленні з ведучим та веденим шківками за формулою

$$n_{1,2} = \frac{z_{1,2}}{2} \pm \frac{z_{1,2}}{\pi} \arcsin \frac{\Delta z}{A_0}. \quad (3.13)$$

Після підстановки значень отримаємо

$$n_2 = \frac{22}{2} - \frac{22}{3.14} \arcsin \frac{22.5}{238.4} = 10,3,$$

$$n_1 = \frac{73}{2} + \frac{73}{3.14} \arcsin \frac{22.5}{238.4} = 38.7.$$

Приймаємо для подальших розрахунків $n_2 = 10$, $n_1 = 39$.

Розраховуємо колову силу, що передається зубчатим вінцем за формулою

$$P_{\kappa} = \frac{2 \cdot M_{cp}}{m \cdot z_2} \cdot 10^3, \quad (3.14)$$

де $M_{cp} = T_1 = 8.5 \text{ Нм}$ - крутний момент на ведучому барабані.

Отже

$$P'_{\kappa} = \frac{2 \cdot 8.5}{4 \cdot 73} \cdot 10^3 = 58.2 \text{ Н}.$$

Розрахункова колова сила, що залежить від умов роботи

$$P_{\kappa} = P'_{\kappa} \cdot \frac{d_1}{d_2}, \quad (3.15)$$

де d_1 - коефіцієнт, що залежить від величини перевантаження, і для перевантаження до 30 % складає $d_1 = 1.15$;

d_2 - коефіцієнт, що розраховується за емпіричною формулою.

$$d_2 = 0.9^{s-2}, \quad (3.16)$$

де s - кількість шківів (у тому числі і натяжних роликів), у досліджуваному механізмі $s = 3$.

Отже

$$d_2 = 0.9^{3-2} = 0.9$$

$$P_{\kappa} = 58.2 \cdot \frac{1.15}{0.9} = 74.4 \text{ Н}.$$

Визначаємо лінійну швидкість зубчатого паса

$$v_p = \frac{m \cdot z_1 \cdot \omega_1}{2} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 73 \cdot 4.7}{2} = 0.69 \text{ м/с}$$

Визначаємо вагу метра довжини зубчатого вінця транспортера: для $m = 4$
 $q = 60 \text{ кг} / \text{м}^2$ [29].

Розраховуємо ширину каркасу зубчатого вінця за допустимим контактним тиском

$$B \geq \frac{P'_k \left(1 + \frac{1}{n_2} \right) \cdot 10^3}{1.16 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[6]{\frac{z_p}{z_1 \cdot \omega_1 \cdot L_h} \cdot p_k \cdot h \cdot n - 2 \cdot \frac{q \cdot v_p^2}{g}}}, \quad (3.17)$$

де $p_k = 2.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - допустимі контактні напруження;

h - висота зуба зубчатого вінця, яка за [29] для $m = 4$ складає $h = 2.5 \text{ мм}$;

n - кількість зубів паса, що перебувають у зачепленні з меншим шківом передачі, якщо ведений шків менший, то $n = n_2$;

L_h - термін служби передачі (ресурс), год.

Термін служби передачі (ресурс) визначається за формулою

$$L_h = 365 \cdot L_0 \cdot K_p \cdot t_3 \cdot L_3 \cdot K_3 \quad (3.18)$$

де $L_0 = 10$ років – термін служби саджалки;

K_p – коефіцієнт річного використання;

$t_3 = 8$ год – тривалість зміни;

$L_3 = 1$ – число змін;

K_3 - коефіцієнт ефективності використання змінного часу.

Коефіцієнт річного використання становить:

$$K_p = \frac{N_p}{365} = \frac{30}{365} = 0.1, \quad (3.19)$$

де N_p – кількість днів у році протягом яких використовується машина.

Коефіцієнт ефективності використання змінного часу K_3 визначається за формулою

$$K_3 = \frac{t_{p.з.}}{t_3} = \frac{4,5}{8} = 0,56 \quad (3.20)$$

де $t_{p.з.}=4,5$ год – час роботи у зміні.

$$L_h = 365 \cdot 10 \cdot 0,1 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,56 = 1635,2 \text{ год}$$

Після підстановки значень отримаємо

$$B \geq \frac{58,2 \cdot \left(1 + \frac{1}{10}\right) \cdot 10^3}{1,16 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[6]{\frac{200}{73 \cdot 4,7 \cdot 1636}} \cdot 2,5 \cdot 10^6 \cdot 2,5 \cdot 10 - 2 \cdot \frac{60 \cdot 0,69^2}{9,81}} = 3,3 \text{ мм}.$$

Для проектованого зубчатого вінця вибираємо найближче табличне значення, яке відповідає модулю $m = 4$ $B = 20 \text{ мм}$.

Визначаємо податливість каркасу зубчатого вінця

$$\alpha = \alpha' / B, \quad (3.21)$$

де α' - питома податливість каркасу зубчатого вінця, яка для $m = 4$ складає $\alpha' = 6 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2 \cdot \text{Н}$

Отже

$$\alpha = 6 \cdot 10^{-4} / 20 = 3 \cdot 10^{-5} \text{ мм} \cdot \text{Н}.$$

Розраховуємо поправку до ведучого шківів

$$\Delta D_I = 10^{-3} \cdot m \cdot \frac{z_I}{\pi} + \frac{\alpha \cdot z_I}{2 \cdot \pi} \left[P'_\kappa \cdot \left(1 + \frac{1}{n_2}\right) + 2 \cdot 10^{-3} q \cdot B \cdot \frac{v_p^2}{g} \right] \times \quad (3.22)$$

$$\times \left[1 + \text{cth } 0,05 \cdot n_I \cdot \text{cth } 0,05 \cdot n_I - 1 \right].$$

Звідки отримаємо

$$\Delta D_I = 10^{-3} \cdot 4 \cdot \frac{73}{3,14} + \frac{3 \cdot 10^{-5} \cdot 73}{2 \cdot 3,14} \left[58,2 \cdot \left(1 + \frac{1}{10}\right) + 2 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 20 \cdot \frac{0,69^2}{9,81} \right] \times$$

$$\times \left[1 + \text{cth } 0,05 \cdot 39 \cdot \text{cth } 0,05 \cdot 39 - 1 \right] = 0,12 \text{ мм}.$$

Поправку для веденого шківa рахуємо за формулою

$$\Delta D_2 = 10^{-3} \cdot m \cdot \frac{z_2}{\pi} + \frac{\alpha \cdot z_2}{2 \cdot \pi} \left[P'_k \cdot \left(1 + \frac{1}{n_2} \right) + 2 \cdot 10^{-3} q \cdot B \cdot \frac{v_p^2}{g} \right].$$

Отже,

$$\Delta D_2 = 10^{-3} \cdot 4 \cdot \frac{22}{3,14} + \frac{3 \cdot 10^{-5} \cdot 22}{2 \cdot 3,14} \times \\ \times \left[58,2 \cdot \left(1 + \frac{1}{10} \right) + 2 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 20 \cdot \frac{0,69^2}{9,81} \right] = 0,02 \text{ мм}.$$

Визначаємо розрахункові розміри ведучого і веденого шківів за формулою

$$D_{H1,2} = m \cdot z_{1,2} - 2 \cdot \delta + \Delta D_{1,2}, \quad (3.23)$$

де δ - відстань від впадини паса до нейтральної лінії, і для $m = 4$ складає $\delta = 0,8 \text{ мм}$.

Тому

$$D_{H1} = 4 \cdot 73 - 2 \cdot 0,8 + 0,12 = 290,52 \text{ мм};$$

$$D_{H2} = 4 \cdot 22 - 2 \cdot 0,8 + 0,02 = 86,42 \text{ мм}.$$

Визначаємо допуски на розрахункові діаметри шківів:

$$D_{H1} = 290,52^{-250} \text{ мм}; \quad D_{H2} = 86,42^{-230} \text{ мм}.$$

Розраховуємо ширину шківів

$$B_1 = B + m = 20 + 4 = 24 \text{ мм}.$$

Розраховуємо попередній натяг транспортера із зубчатим вінцем

$$2T_0 = P'_r \cdot \left(1 + \frac{1}{z_2} \right) + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{q \cdot v_p^2 \cdot B}{g} = \\ = 58,2 \cdot \left(1 + \frac{1}{10} \right) + 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{60 \cdot 0,69^2 \cdot 20}{9,81} = 64,1 \text{ Н}.$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Техніка безпеки при експлуатації комбайна

Забезпечення охорони праці під час виконання картоплезбиральних робіт визначається специфікою технологічного процесу, який поєднує підкопування гряди, транспортування вороху, інтенсивні операції сепарації й очищення та накопичення/вивантаження бульб. Картоплезбиральний комбайн належить до складних сільськогосподарських машин із великою кількістю рухомих механізмів і приводів (конвеєрні полотна, сепарувальні решета, вальці/барабани, вентиляторні або пневмосепараційні вузли, механізми гичковідокремлення тощо). У контексті досліджуваної теми питання безпеки набуває подвійної ваги, оскільки інтенсифікація очищення зазвичай супроводжується підвищенням швидкостей, зростанням рівнів шуму/вібрацій, збільшенням енергонасиченості приводів і ризиків травмування.

Нормативною основою організації безпечних умов праці під час експлуатації та обслуговування комбайна є галузеві Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві (НПАОП 01.0-1.01-12), що встановлюють вимоги до організації робочих місць, експлуатації техніки та виконання робіт у рослинництві. Вимоги щодо навчання, інструктажів і перевірки знань персоналу визначаються НПАОП 0.00-4.12-05. Для машинобудівної складової (вимоги до конструкції, огорожень, доступів, попереджувального маркування, інформації для оператора) доцільно застосовувати комплекс стандартів з безпечності машин, зокрема ДСТУ EN ISO 4254-1 (загальні вимоги безпеки для сільськогосподарських машин), ДСТУ EN ISO 12100 (принципи проєктування та оцінювання ризиків) і ДСТУ EN ISO 13857 (безпечні відстані до небезпечних зон). Для стандартизованих знаків безпеки та евакуаційних позначень застосовується ДСТУ EN ISO 7010:2019.

Характерні небезпечні та шкідливі фактори для оператора й обслуговуючого персоналу під час збирання картоплі можна класифікувати як механічні, фізичні, хімічні та організаційні. До механічних належать затулювання/захоплення одягу рухомими частинами (конвеєри, ланцюги, зірочки, вали, вальці, барабани), травмування в зоні заземлення між рухомими елементами системи очищення, удари частинами вороху або сторонніми предметами, а також травмування під час обслуговування гідроприводів і механізмів підйому/складання. Особливо небезпечними є зони «втягування» на початку конвеєрів та у місцях переходу вороху з одного робочого органу на інший, де формуються мінімальні зазори та високі швидкості відносного руху. Вимоги щодо мінімізації цих ризиків повинні реалізовуватись конструктивно — огороженнями, блокуваннями, безпечними зазорами і раціональним компонуванням — з урахуванням підходу оцінювання ризиків, який встановлено ДСТУ EN ISO 12100.

Фізичні фактори включають шум і вібрацію, а також запиленість повітря робочої зони. Для картоплезбиральних комбайнів джерелом підвищеної вібрації є вібраційні решета, ексцентрикові механізми, коливні сепаратори, а також взаємодія ходової системи з нерівностями поля. Нормативно-методичний підхід до забезпечення вібраційної безпеки робочих місць обґрунтовано в ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008, який поширюється на робочі місця та джерела вібрації й визначає загальні вимоги до захисту працівників. У дипломному проектуванні, коли параметри системи очищення обґрунтовуються за продуктивністю та якістю сепарації, доцільно додатково оцінювати вплив прийнятих частот/амплітуд коливань на комфорт і безпеку оператора: надмірні коливання збільшують стомлюваність, погіршують керованість і підвищують імовірність помилок, що прямо корелює з травматизмом.

Запиленість і аерозолі ґрунту/органічних домішок характерні для сухих умов збирання та інтенсивної сепарації вороху (особливо при застосуванні вентиляторного очищення). Тому безпечна організація робіт повинна

передбачати використання засобів індивідуального захисту органів дихання залежно від фактичних умов, а також підтримання технічного стану ущільнень, кожухів і напрямних елементів системи очищення для зменшення пиловиділення. Окремий ризик становлять вихлопні гази самохідних машин або тракторів при причіпних/напівпричіпних виконаннях, тому організація робіт повинна забезпечувати провітрюваність у місцях технічного обслуговування та недопущення тривалого перебування працівників у зоні вихлопу під час регулювань.

Організаційні заходи охорони праці охоплюють допуск персоналу до робіт, навчання, інструктажі, забезпечення ЗІЗ, медичні огляди та контроль дисципліни виконання робіт. Порядок навчання і перевірки знань з питань охорони праці, а також вимоги до інструктажів визначає НПАОП 0.00-4.12-05, який є базовим документом для організації системи навчання на підприємстві. Перед початком сезону збирання картоплі повинні проводитися цільові інструктажі щодо роботи саме з картоплезбиральним комбайном, з акцентом на небезпечні зони системи очищення, порядок зупинки та аварійного вимкнення, вимоги до регулювань і очищення вузлів від намотування рослинних решток. Усі операції з очищення/регулювання механізмів у зоні конвеєрів, вальців або решіт повинні виконуватися лише після повної зупинки приводів та забезпечення неможливості самовільного пуску.

Технічні вимоги до безпечної експлуатації комбайна повинні включати забезпечення огорожень і захисних пристроїв для небезпечних зон. Для сільськогосподарських машин загальні вимоги до безпеки під час конструювання і виробництва встановлює ДСТУ EN ISO 4254-1, який також акцентує на необхідності надання виробником інформації щодо безпечної експлуатації та попередження залишкових ризиків. Практично це означає, що в проєктних рішеннях для системи очищення бульбовороху (решітні блоки, вальцеві сепаратори, пневмоочищення) необхідно передбачати такі конструктивні заходи: унеможливлення доступу рук до зон защемлення

(огородження, кожухи, лабіринтові щитки), витримування безпечних відстаней до небезпечних зон за ДСТУ EN ISO 13857, а також розміщення елементів регулювання в безпечних місцях.

Для обґрунтування параметрів очищення доцільно вводити критерій «технологічна безпека» поряд із критеріями якості очищення та пошкоджуваності бульб: збільшення інтенсивності сепарації не повинно приводити до таких швидкостей/зазорів, які суттєво підвищують ризик втягування або викиду сторонніх предметів.

Важливим елементом є електробезпека під час ремонтів та налагоджень електрообладнання (освітлення, датчики, виконавчі механізми, електроприводи допоміжних систем). Для електроустановок споживачів в Україні діють «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» (ДНАОП 0.00-1.21-98), затверджені наказом Мінпраці. В умовах сільськогосподарського виробництва особливу небезпеку становлять волога, забруднення та механічні пошкодження кабелів/роз'ємів, тому повинні застосовуватися технічні рішення, що мінімізують ризик ураження електричним струмом: захисне заземлення, справні запобіжні пристрої, герметичні з'єднання, контроль стану ізоляції та правильний вибір ступеня захисту електрообладнання від пилу й вологи.

Гідросистема комбайна створює специфічні ризики: високий тиск, небезпека гідроін'єкцій при пошкодженні рукавів, неконтрольоване опускання піднятих вузлів, пожежна небезпека при витоку гідравлічної рідини на нагріті поверхні. Тому технічне обслуговування має проводитися з обов'язковим скиданням тиску, фіксацією піднятих робочих органів механічними упорами та застосуванням рукавів/фітінгів, що відповідають робочим параметрам. Під час проєктування параметрів системи очищення, якщо передбачаються гідроприводи регулювання частот або положень робочих органів, необхідно передбачати запобіжні клапани й гідрозамки, які унеможливають самовільне переміщення. Це прямо узгоджується з підходом до зменшення ризику, закладеним у ДСТУ EN ISO 12100.

Під час сервісних робіт часто виникає потреба у вантажопідіймальних операціях (демонтаж сепараторів, заміна редукторів, натяжних валів, секцій конвеєрів). Для таких робіт доцільно керуватися «Правилами охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання» (НПАОП 0.00-1.80-18), які встановлюють вимоги до безпечної організації підіймально-транспортних операцій, стропування та контролю справності підіймального обладнання. На практиці це означає необхідність використання справних стропів і траверс, заборону перебування людей під піднятим вантажем, застосування визначених точок підйому на рамі комбайна та виконання підіймальних операцій навченим персоналом.

Для забезпечення інформаційної безпеки оператора та обслуговчого персоналу у виробничій зоні необхідне попереджувальне маркування та сигнальні знаки (обертові частини, високий тиск, заборона доступу, обов'язкові ЗІЗ, напрям евакуації). Стандартизовані знаки безпеки та їх графічні виконання визначає ДСТУ EN ISO 7010:2019, який застосовується на робочих місцях і для протипожежної та евакуаційної інформації. У межах дипломного проєкту доцільно відобразити на принциповій схемі або в описі компоновки місця встановлення знаків у зоні системи очищення, оскільки саме там зосереджені найбільш травмонебезпечні точки.

Підсумовуючи, охорона праці при використанні картоплезбирального комбайна з розвиненою системою очищення бульбовороху повинна формуватися як комплекс взаємопов'язаних заходів: конструктивне зменшення ризиків на стадії обґрунтування параметрів очищення (огородження, безпечні відстані, блокування, доступність регулювань), організаційна дисципліна експлуатації та сервісу відповідно до НПАОП 01.0-1.01-12 і НПАОП 0.00-4.12-05, а також контроль фізичних факторів (вібрації за ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008) і належне маркування за ДСТУ EN ISO 7010:2019.

4.2. Завдання безпеки життєдіяльності

Безпека життєдіяльності (БЖД) – це наука, що вивчає теоретичні основи взаємодії людини з навколишнім середовищем і способи забезпечення безпеки її життя і діяльності в середовищі існування й умовах сучасного виробництва.

Головною задачею науки про безпеку життєдіяльності є забезпечення комфортних умов існування людини на всіх стадіях її життєвого циклу і нормативно припустимих рівнів впливу негативних факторів на людину і природне середовище.

Інтенсивне зростання народонаселення, розвиток промисловості, енергетики, транспорту, а також збільшення числа надзвичайних ситуацій викликає збільшення рівня впливу негативних факторів на навколишнє середовище і людину, вносить дисбаланс у природні процеси, які забезпечують стабільність життєвого циклу на Землі.

Розробці концепції стійкого розвитку життя на Землі була присвячена конференція ООН у Ріо-де-Жанейро в 1992 році, на якій прийнятий документ «Порядок денний XXI століття» і сформульований висновок про необхідність глобального партнерства держав у всіх сферах для здійснення стабільного соціального, економічного й екологічного розвитку. У робочих документах конференції передбачається рішення проблем безпеки життєдіяльності людей на державному рівні.

В діалектичному аспекті стан навколишнього середовища, яке включає атмосферу, літосферу та гідросферу, фауну, флору, тобто біосферу Землі (виключаючи вплив людини) повинен характеризуватися так званою «динамічною рівновагою».

Таке положення (динамічна рівновага) визначає поступовий природно логічний розвиток, логічно обумовлену еволюцію біосфери, яка диктується об'єктивними законами її розвитку.

Аналіз сумісного розвитку біосфери та людства на протязі історично значного часу показує, що ці природні об'єктивні закони розвитку біосфери підлягають впливу діяльності людини, яка прогресивно інтенсифікується.

Діяльність є необхідною умовою існування людини і людського суспільства. Форми діяльності різноманітні. Вони включають інтелектуальні, прикладні і духовні процеси, що протікають у виробничій, науковій, суспільній, культурній, у побуті, і інших сферах життя людини.

Праця – є вищою формою діяльності людини. У зв'язку з цим, на думку філософів, самим адекватним визначенням людини є «людина діюча» – *Homo agens*.

Досвід еволюції людства свідчить, що його будь-яка діяльність є потенційно небезпечною. Модель процесу діяльності людини в найбільш загальному вигляді можна представити узагальненою системою, яка складається з двох взаємозалежних елементів: «людина» і «середовище її існування» (рис. 4.1). Задачею рівноважного існування системи «людина – середовище існування» є досягнення наступних двох цілей.

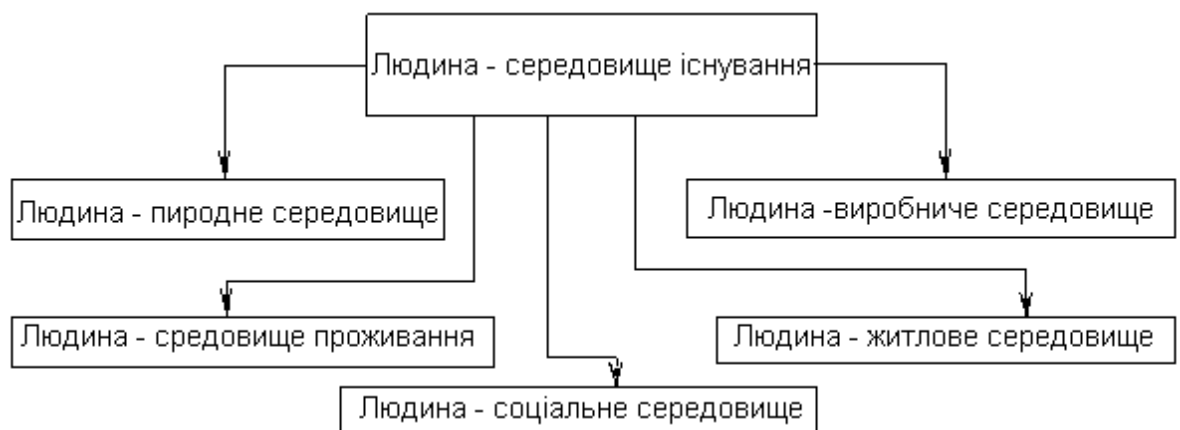


Рисунок 4.1 – Структурна схема системи «людина – середовище існування»

Перша ціль полягає в забезпеченні позитивного ефекту в плані підвищення продуктивності праці і, як наслідок – комфортності життя людини.

Друга ціль полягає у виключенні небажаних наслідків діяльності людини на навколишнє середовище і здоров'я сьогоденного і майбутнього поколінь.

До основних негативних наслідків діяльності людини відносяться такі: збиток здоров'ю і життю людини, пожежі, аварії, катастрофи, тобто явища, що вносять елемент порушення в динамічну рівновагу стану системи «людина – середовище існування». Унаслідок цього негативні явища, що виникають у розглянутій системі в результаті діяльності людини чи природних процесів, що протікають у середовищі існування, називаються *небезпеками*.

Безпека – це стан системи «людина – середовище існування» при якому з визначеною імовірністю виключається прояв небезпек.

Забезпечення комфортних умов діяльності і відпочинку створює передумови для прояви найвищої працездатності людини. При цьому формування, вибір і визначення комфортних умов (параметрів і організації виробничого, природного, соціального середовища, середовища проживання) діяльності і відпочинку повинні ґрунтуватися на знанні закономірностей взаємозв'язків системи «людина – середовище існування», фізіології людини, його психологічного стану і функціональних можливостей. У результаті реалізації такого підходу забезпечується зменшення травматизму і захворюваності людей, зменшення кількості цих небезпек і зниження їх рівня.

Таким чином, забезпечення безпеки і нешкідливості праці, ефективного відпочинку, з дотриманням вимог екології, природних процесів розвитку біосфери буде забезпечувати збереження життя і здоров'я не тільки людини, але і біосфери Землі, а значить і людства в цілому.

Зниження ступеня небезпеки і шкідливості негативних факторів середовища існування, зменшення їхньої кількості, виконується на основі інформації, яка одержується в процесі ідентифікації (розпізнавання) цих негативних факторів і забезпечується доцільним вибором і застосуванням конкретних ефективних захисних методів і засобів.

Виходячи з цього, *комплексною науковою задачею БЖД* є теоретичний аналіз, розробка методів ідентифікації і кількісної оцінки негативних факторів, які генеруються складовими середовища існування.

При цьому пріоритетним напрямком є рішення задач БЖД на етапі проектування предметів праці, діяльності людини, а також прогнозування природних явищ, які можуть викликати аварії, катастрофи, надзвичайні ситуації. Наукові задачі БЖД не обмежуються перерахованими аспектами. До них відносяться також наступні напрями:

- комплексна оцінка багатфакторного впливу негативних факторів середовища існування на працездатність і здоров'я людини;
- визначення параметрів комфортних умов праці і відпочинку;
- розробка і реалізація нових методів і засобів захисту людини і навколишнього середовища від дії негативних факторів;
- моделювання надзвичайних ситуацій.

Практичні задачі БЖД полягають у розробці і створенні нових принципів і засобів захисту людини і природного середовища від впливу негативних факторів.

Виходячи з цього, *об'єктом вивчення БЖД* є комплекс явищ і процесів у системі «людина – середовище існування», що негативно впливають на людину і природне середовище (в глобальному масштабі – на біосферу Землі).

З метою докладного аналізу взаємозв'язків у якості складових узагальненої системи «людина – середовище існування», виділяються наступні основні підсистеми:

«Людина – природне середовище». Причому, поняття «природне середовище» містить у собі флору і фауну, мікро- і макроорганізми, що являють собою біосферу Землі;

«Людина – виробниче середовище». У цю підсистему, у свою чергу входять такі системи як «людина – машина», «людина – робоча зона»;

«Людина – середовище проживання» («людина – міське середовище» чи «людина – сільське середовище»);

«Людина – житлове середовище» («людина – побутове середовище»);

«Людина – соціальне середовище». Ця підсистема охоплює практично взаємозв'язки людини, як індивідуума, в усіх перерахованих вище підсистемах.

У процесі еволюції людини сформувалася також підсистема «виробниче середовище – природне середовище», яка називається техносферою. Практично ця підсистема сформувалася внаслідок предметної діяльності людини, що сполучена з виникненням нових негативних факторів різного рівня інтенсивності, які діють як на людину, так і на природне середовище – біосферу Землі. Унаслідок цього область техносфери, поширюючись на атмосферу, гідросферу і літосферу, робить свій негативний вплив як на фауну, так і на флору Землі вносить елемент порушення в динамічний рівноважний стан системи «людина – середовище існування».

Таким чином, *техносфера* являє собою локалізовану область біосфери, яка сформувалася в результаті діяльності людини в регіонах розміщення великих міст і промислових об'єктів. Фізико-хімічні та біологічні характеристики техносфери відрізняються від природних характеристик біосфери, наприклад, підвищеним рівнем теплових випромінювань, підвищеною запиленістю, загазованістю повітря, підвищеним рівнем енергетичних випромінювань, підвищеним рівнем шуму і вібрації, зниженою концентрацією або відсутністю природних мікроорганізмів, присутністю модифікованих або нових вірусів, бактерій і т.п.

Виходячи зі структури й існуючих взаємозв'язків системи «людина – середовище існування» впливає, що наука «Безпека життєдіяльності» вивчає негативні фактори, їхній вплив на людину і навколишнє, виробниче, побутове, міське середовище, як в умовах повсякденного життя, так і при виникненні надзвичайних ситуацій техногенного і природного походження.

Реалізація цілей і рішення задач безпеки життєдіяльності включає наступні *основні етапи* наукової і практичної діяльності людини:

- ідентифікація негативних факторів і опис зон їхнього впливу на біосферу Землі. На цьому етапі досліджується комплексний вплив

негативних факторів техносфери і негативний вплив її окремих складових – підприємств, машин, приладів і т.п. Ідентифікації підлягають як реальні, так і потенційні небезпеки, що повинні виявлятися на етапі проектування при аналізі технологічних і виробничих процесів існуючих промислових об'єктів;

- розробка і реалізація ефективних систем попередження і методів захисту від небезпек. Такі системи і методи повинні розроблятися і закладатися для технічної реалізації на етапі проектування об'єктів предметної діяльності людини. Вони повинні бути невід'ємною частиною процесу створення об'єкта будь-якої складності;
- розробка і реалізація, створення, підготовка і утримування у належному технічному стані засобів, передбачених для ліквідації наслідків реалізації небезпек;
- організація навчання населення питанням забезпечення безпеки життєдіяльності в реальних ситуаціях;
- підготовки фахівців із забезпечення безпеки життєдіяльності.

Основними *методами*, що застосовуються для рішення задач у БЖД, є моделювання, спостереження, експеримент, математична статистика, аналіз, прогнозування. При цьому використовуються досягнення природознавчих наук, професійної медицини (гігієни праці), психології, економіки і дослідження соціальних явищ, результати науково-технічного прогресу. Завдяки такому підходу до вирішення поставлених задач забезпечується вибір оптимальних форм діяльності людини, організації праці, відпочинку, професійного добору, заснованих на медико-біологічних, технічних, ергономічних, суспільно-правових і наукових основах.

ВИСНОВКИ

Комплексний аналіз технологій механізованого збирання картоплі та конструктивних рішень щодо сепарації бульбовороху в картоплезбиральних машинах показав, що найбільша частка втрат урожаю і пошкоджень бульб формується на етапах викопування та первинного очищення.

На підставі огляду конструкцій сучасних картоплезбиральних комбайнів систематизовано класифікацію сепаруючих пристроїв і бадилле-відокремлювальних вузлів та обґрунтовано вибір об'єкта дослідження – системи сепарації причіпного однорядного картоплезбирального комбайна. Встановлено, що основне навантаження в процесі очищення припадає на приймальний прутковий транспортер, а його недостатня сепарувальна здатність є ключовим недоліком базової конструкції.

Запропоновано конструктивне удосконалення системи очищення бульбовороху картоплезбирального комбайна шляхом заміни веденого циліндричного ролика приймального елеватора на еліптичний ролик із заміною жорсткого натяжного ролика на натяжний ролик на пружинній основі.

Теоретичними дослідженнями динаміки взаємодії бульбовороху з прутковим елеватором доведено, що введення еліптичного ролика формує коливний режим полотна та забезпечує підкидання вороху, інтенсифікуючи руйнування ґрунтових агрегатів і просіювання домішок. Для прийнятих вихідних параметрів отримано висоту підкидання вороху близько 30 мм, дальність переміщення вздовж полотна близько 64 мм та тривалість польоту близько 0,16 с, що підтверджує потенційне підвищення ефективності сепарації без принципової зміни загальної технологічної схеми.

Досліджено питання динамічної навантаженості пруткового транспортера та отримано аналітичні залежності для оцінювання коефіцієнта динамічності, деформацій і власної частоти коливань несучих елементів з урахуванням їх маси. Показано, що врахування власної ваги прутка знижує частоту власних коливань

і коефіцієнт динамічності, створюючи передумови для оптимізації геометричних параметрів і зменшення металоємності конструкції при забезпеченні необхідної надійності.

Проведено аналіз напружено-деформованого стану приводу приймального транспортера методом скінченних елементів у середовищі SolidWorks Simulation. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження становлять близько 124 МПа, максимальні деформації – близько 0,34 мм, а мінімальний коефіцієнт запасу міцності – близько 2,2, що свідчить про достатню міцність та працездатність елементів приводу за заданих умов навантаження.

Обґрунтовано конструктивні параметри сепаруючого елеватора (крок розташування і діаметр прутків, ширину полотна, швидкісні режими, довжину та кут нахилу) та виконано енергетичний розрахунок системи очищення.

Отримані результати підтверджують доцільність модернізації приймального пруткового елеватора шляхом використання еліптичного ролика, як засобу інтенсифікації сепарації бульбовороху. Запропоноване рішення є потенційно технічно реалізовуваним, відповідає вимогам до простоти та надійності машин і може бути використане як база для подальших експериментальних досліджень (визначення показників чистоти, втрат і пошкодженості бульб) та уточнення оптимальних кінематичних параметрів системи сепарації бульбовороху картоплезбирального комбайна.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бабій А.В. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр» / А.В. Бабій, Т.А. Довбуш, М.В. Бабій, О.І. Ткаченко, М.Я. Сташків. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2023. 246 с.
2. Булгаков В. Перспективи створення нових машин для збирання картоплі // Motorization and power industry in agriculture (MOTROL). Lublin, 2007. 9, 22–27.
3. Транспортёр-сепаратор картоплезбиральної машини / С.В. Вознюк, Р.Б. Гевко, С.В. Синій, В.М. Осуховський. Патент на корисну модель UA 76992 U, 2013, Бюл. №2.
4. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, Г.Р. Гаврилюк. К.: Каравела, 2004. 552 с.
5. Гайченко В.А. Основи безпеки життєдіяльності людини. К.: МАУП, 2002. 232с.
6. Гевко Р.Б. Підвищення техніко-економічних показників машин для збирання картоплі / Р.Б. Гевко, С.В. Синій, О.В. Гундзик // Український журнал прикладної економіки. 2016. 1, 1, 39-49.
7. 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.
8. Грушецький С.М. Способи активізації сепарації картопляного вороху / С.М. Грушецький, В.В. Підлісний // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства, Вип. 199 «Механізація сільськогосподарського виробництва», 2019. 61-74.
9. Грушецький С., Корчак М., Захаравеч Т. (2021) Аналіз сепарувально-транспортувальних механізмів для коренебульбозбиральних машин.

- Науковий журнал «Інженерія природокористування», 4(22), 63-72. doi: 10.5281/zenodo.6967501.
10. Ловейкін В.С. Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич., Човнюк Ю.В., І.О. Кадикало К.: ЦП «КОМПРІНТ», 2019. 292 с.
 11. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
 12. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / За ред. А.Ф. Головчука. Кн. 3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. К.: Грамота, 2005. 576 с.
 13. Кузьменко С.В. Підвищення ефективності технологічного процесу збирання картоплі з обґрунтуванням параметрів і режиму роботи удосконаленого комбайна. Дипломна робота освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістр». Дніпро: ДДАЕУ, 2022. 84 с.
 14. Мельник І.І. Комплекси машин для виробництва картоплі / І.І. Мельник, В.Д. Гречкосій, Р.В. Шатров // Аграрна техніка та обладнання, 2009. 1(6), 30-33.
 15. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» / В.П. Олексюк, А.В. Бабій, М.Я. Сташків, Н.І. Хомик та ін. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 93 с.
 16. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського виробництва: підруч. у 2 т: Т 1/ А.В. Рудь, І.М. Бендера, Д.Г. Войтюк та ін.; за ред. А.В. Рудя. К.: Агроосвіта, 2012. 584 с.
 17. Пастухов В.І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. Методи і результати. Харків: „Ранок-НТ”, 2003. 100 с.
 18. Погорілий С.О., Молоцький М.Я. Технологія вирощування картоплі в Лісостепу України: Монографія. Біла Церква: БДАУ, 2007. 164.

19. Попович П.В. Енергетичний спосіб розкриття статичної невизначеності несучих рамних стержневих систем мобільних сільськогосподарських машин // П.В. Попович, М.Я. Сташків, Г.Б. Дутка, Т.А. Довбуш // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Харків: ХНТУСГ, 2012. Вип. № 120: Технічні системи і технології тваринництва. С. 220 - 225.
20. Практикум із машиновикористання в рослинництві: Навч. Посібник / За ред. І.І. Мельника. К.: Кондор, 2004. 284 с.
21. Рослинництво: Підручник / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко; За ред.. О.І. Зінченка. К Аграрна освіта, 2001. 591 с.
22. Синій С.В. Сучасний розвиток картоплезбиральної техніки в Україні. // Тези XXV наук.-техн. конф. проф.-викл. складу “Актуальні проблеми та перспективи науки і виробництва” (технічний напрямок). Луцьк: НВВ ЛНТУ, 2010. С. 169-170.
23. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Т.1. Машини для рільництва. К.: Урожай, 2001. 384 с.
24. Рибак Т. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин / Т. Рибак, М. Підгурський, М. Сташків // Техніка АПК, 2007. №11-12. С. 6-9.
25. Хомик Н. І. Особливості навантаженості пруткових транспортерів / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції „Проблеми сучасних технологій виготовлення та надійності передач з гнучким зв’язком“.Тернопіль: Крок, 2011. С. 93-95.
26. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.

27. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності Агроінженерія / Н.І. Хомик, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, А.В. Бабій, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2025. 180 с.
28. Хомик Н.І. Дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.Тернопіль, 2002. 180 с.
29. Хомяк О.М. Підйомно-транспортні пристрої: навч. посіб. для студентів ден. та заоч. форм навчання / О.М. Хомяк, Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко. Київ: КНУТД, 2014. 163 с.
30. Dovbush T., Khomyk N., Dovbush A., Palyukh A. (2022) Estimation of the load capacity and the strain-stress state of rod transporters. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol. 108, no 4, pp. 5-15.
31. Hevko, R., Tkachenko, I., Synii, S., Flonts, I. (2016). Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. 49. 53-60.
32. Nanka, A., Morozov, I., Morozov, V., Krekot, M., Poliakov, A., Kiralhazi, I., Lohvynenko, M., Ryndiaiev, V., Dyakonov, S., & Stashkiv, M. (2021). Substantiation of the presence and parameters of seed guides in the openers, which increase the quality of sowing and yield. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 4, №. 1 (112), 61–75.
33. Pidgurskyi M., Stashkiv M., Pidgurskyi I., Oleksyuk V., Pidluzhnyi O., Bykiv D., Borys I., Bulaienko R., Stashkiv V., Mushak A. (2024) Methodology of experimental and analytical research of technical systems. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 50–58.
34. Stashkiv Mykola, Pidgurskyi Ivan, Pidluzhnyi Oleh, Pidgurskyi Mykola, Levkovych Mykhaylo, Skliarov Ruslan, Mushak Andriy (2022). Analysis of the stress-strain state of the vehicle frame by finite element method // Scientific Journal of TNTU. Ternopil: TNTU, 2022. 108, 4, 89 – 102.

ДОДАТКИ