

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

(повна назва вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему: Обґрунтування параметрів скребкового транспортера
коренезбиральної машини КС-6Б

Виконав: студент (ка) 6 курсу групи МСнм-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Аношкін І.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Хомик Н.І.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Ляшук О.Л.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2020

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин
Освітній ступінь магістр
Напрямок підготовки _____
(шифр і назва)
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Гевко Р.Б.

«_____» _____ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Аношкіну Івану Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування параметрів скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6Б

Керівник проекту (роботи) Гевко Роман Богданович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «11» вересня 2019 року № 4/7-799

2. Термін подання студентом проекту (роботи) 26 травня 2020 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) ширина захвату машини 2,7 м; робоча швидкість 11 км/год; споживана потужність 110-136 кВт; лінійна швидкість поздовжнього транспортера 1,5 м/с; кут нахилу транспортера 55⁰.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (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. Транспортер поздовжній. Складальне креслення (1А1). 2. Транспортер верхній. Складальне креслення (1А2). Рама транспортера верхнього. Складальне креслення (1А2) 3. Полотно базового транспортера. Складальне креслення (1А1). 4. Конструкція нового транспортера. Складальне креслення (1А1). 5. Вал ведучий. Складальне креслення (1А1). 6-8. Деталювання (3А1).

6. Консультанти розділів проекту (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

11 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 30.03.20	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 20.04.20	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 05.05.20	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 10.05.20	
9	Реферат. Вступ. Висновки.	до 12.05.20	
10	Графічна частина. Специфікації	до 14.05.20	

Студент _____
(підпис)

Аношкін І.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____
(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Аношкін Іван Володимирович

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6Б»

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 (33 найменування), 14 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 80 сторінок, на яких є 1 таблиця, 22 рисунки. Додатки розміщені на 28 сторінках. Графічна частина складається з 8 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

При збиранні цукрових буряків важливим є дотримання кондиційних вимог, оскільки це суттєво впливає на їх зберігання при кагатуванні, та на подальшу переробку. Це можна забезпечити узгодженою роботою транспортуючо-очисних систем коренезбиральних машин, зокрема скребкових трансвертерів, які є одними із основних робочих органів збиральних машин.

Удосконалення скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6 є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок досліджень дипломної роботи.

Мета роботи

Дослідження параметрів скребкового транспортера коренеплодів машини КС-6Б для підвищення його продуктивності і довговічності, а також схеми кріплення його елементів, що підвищує надійність та довговічність конструкції в цілому.

Завдання дипломної роботи магістра:

- проаналізовано конструкції скребкових (пруткових) транспортерів коренезбиральних машин;
- обґрунтовано зміни внесені у конструкцію коренезбиральної машини КС-6Б;
- виконано розрахунок технологічних, конструктивних і кінематичних параметрів скребкового транспортера;
- виконано розрахунок деталей поздовжнього транспортера на міцність, а саме, приводного вала, шпонкового з'єднання, довговічності підшипників; заклепкових з'єднань скребків; зварного з'єднання стійки; розрахунок болтового кріплення відбивача
- проаналізовано показники, які визначають ефективність роботи сільськогосподарських машин;
- обґрунтовано удосконалену схему транспортера;
- досліджено роботоздатність тягового паса пруткового транспортера;
- виконано перевірку повздовжнього транспортера на тягову здатність;
- розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях та екології.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи скребкового транспортера коренеплодів коренезбиральної машини.

Предмет дослідження. Технологічні, силові розрахунки та розрахунки на міцність конструктивних елементів скребкового транспортера коренеплодів коренезбиральної машини.

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

Наукова новизна отриманих результатів.

Доведено можливість використання скребкового транспортера удосконаленої конструкції, що забезпечує достатньо високе очищення коренеплодів, зменшення їх втрат, а також підвищує надійність та довговічність конструкції в цілому.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблено нову схему пруткового транспортера, яка має забезпечувати більшу його продуктивність і довговічність, а також схеми кріплення його елементів, що підвищує надійність та довговічність конструкції в цілому.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на Х Всеукраїнській студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 25-26 квітня 2017 року; на II Міжнародній студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 25-26 квітня 2019 року; на VIII міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів, Тернопіль, ТНТУ, 27-28 листопада 2019 року.

Ключові слова: коренезбиральна машина, скребковий (прутковий) транспортер, ворох коренеплодів, тяговий пас.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП	9
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	10
1.1. Аналіз конструкцій пруткових транспортерів коренезбиральних машин	10
1.2. Аналіз об'єкту розробки (будова, принцип роботи та недоліки базової конструкції)	19
1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра	21
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	24
2.1. Обґрунтування змін внесених у конструкцію коренезбиральної машини КС-6Б	24
2.2. Обґрунтування технологічних, конструктивних і кінематичних параметрів скребкового транспортера	28
2.3. Розрахунок деталей скребкового транспортера на міцність.....	31
2.3.1. Розрахунок приводного вала	31
2.3.2. Розрахунок шпонкового з'єднання	38
2.3.3. Розрахунок довговічності підшипників	39
2.3.4. Розрахунок заклепкових з'єднань скребків	40
2.4. Розрахунок зварного з'єднання стійки.....	42
2.5. Розрахунок болтового кріплення відбивача.....	47
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	50
3.1. Показники сільськогосподарських машин, які визначають їх ефективність	50
3.2. Обґрунтування удосконаленої схеми транспортера	53
3.3. Роботоздатність тягового паса пруткового транспортера	61
3.4. Перевірка паса повздовжнього транспортера на тягову здатність	64

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	67
4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації машини КС-6Б з розробленим транспортером	67
4.2. Протипожежні заходи при експлуатації машини КС-6Б	69
4.3. Способи проведення аварійно-відбудовних робіт	71
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	75
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	77
ДОДАТКИ.....	81

ВСТУП

З часу розробки і застосування перших технічних засобів для механізованого збирання цукрових буряків у світовій практиці накопичено великий досвід в області створення відповідних робочих органів і машин.

Фізико-механічні властивості гички і коренів цукрових буряків, їх розміщення на поверхні ґрунту впливають на технологію збирання, умови роботи гичко- і бурякозбиральних машин, на конструкції їх робочих органів.

Важливим є поєднання показників роботи комплексу машин для вирощування цукрових буряків, збирального, навантажувально-транспортного і переробного за експлуатаційними, агротехнічними і економічними критеріями; підвищення продуктивності, якості і технологічної надійності машин та засобів. Для цього доцільно пристосувати бурякозбиральні машини, особливо їх гичкозрізаючі і викопуючі робочі органи для збирання буряків із підвищеним варіюванням агрофізичних характеристик, а також забезпечення можливостей зміни процесів збирання залежно від ґрунтово-кліматичних умов [3, 16,17, 18, 19, 23? 33, 34].

Аналіз процесів зрізання гички і викопування коренеплодів [16-19, 33?34], показує, що у відповідних робочих органів значною мірою вичерпані технологічні і технічні можливості для радикального підвищення експлуатаційно-економічних показників машин. Тому, поряд із їх вдосконаленням, необхідно шукати нові напрямки і методи подальшої інтенсифікації процесів збирання, створення нових типів робочих органів і підвищення на цій основі продуктивності, надійності і техніко-економічної ефективності бурякозбиральних машин. Підвищення загального інженерно-технічного рівня конструювання бурякозбиральних машин можна досягнути зниженням енергомісткості, динамічної і вібраційної навантаженості вузлів і деталей, підвищенням механічного ККД і зносостійкості машин, а також створення належних умов праці механізаторів. Ці вимоги – комплексні і поєднують конструктивні, технологічні та загально організаційні задачі.

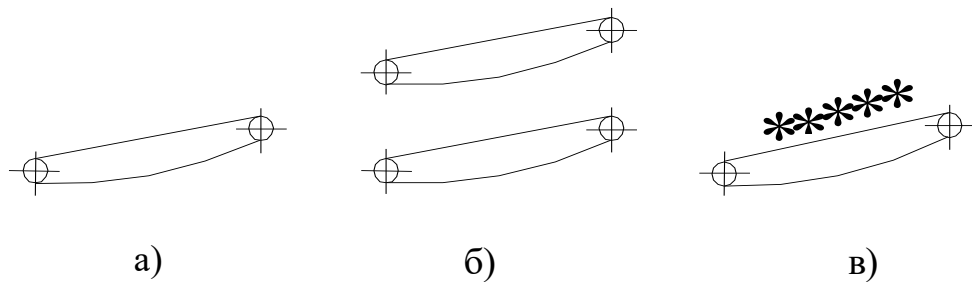
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Аналіз конструкцій пруткових транспортерів коренезбиральних машин

Конвеєри-очисники відносять до основних робочих органів коренезбиральних машин. Від якості виконання технологічного процесу очищення коренеплодів залежать: продуктивність праці, повнота і своєчасність збирання врожаю, можливість його подальшого зберігання та раціонального використання, механічна ерозія ґрунту, кількість транспорту для перевезення зібраної з поля маси продукції.

До виконання технологічного процесу очищення коренеплодів від ґрунту при механізованому збиранні пред'являть такі вимоги. Цей процес повинен здійснюватися з мінімальними втратами дрібних коренеплодів та їх відбитих частин, мінімальною кількістю пошкоджених коренеплодів при ударному впливі внаслідок завищених швидкостей елементів робочих органів [6, 8, 22, 24, 27, 29, 33, 34].

Ворох коренеплодів, що поступають на очищення, – це механічна суміш твердих тіл різної форми та величини, проміжки між яким заповнені повітрям. У воросі коренеплодів крім ґрунтових домішок може міститися значна кількість смітної рослинності, яка намотується на активні робочі елементи конструкції очисника, а також каміння, металеві предмети, що можуть приводити до заклинювання та поломки робочого органу.



а) одноконтурні; б) двоконтурні; в) комбіновані.

Рисунок 1.1 – Типи пруткових транспортерів коренезбиральних машин:

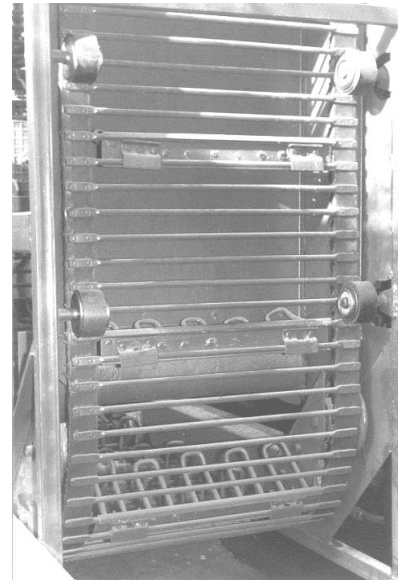
Для транспортування і сепарації коренеплодів цукрових буряків, та гички всередині корене- і гичкозбиральних машин, для завантаження у бункер, на транспортний засіб навантажувачами як робочий орган використовують поздовжні та вивантажувальні пруткові транспортери, які можуть бути одно-, двоконтурними або комбінованими (рисунок 1.1).

Пруткова гірка одноконтурного конвеєра (див. рис. 1.1а) безперервно рухається навколо двох валів, один з яких приводить у рух, інший є натяжним. Ворох коренеплодів подається з боку натяжного вала і проходить верхньою гілкою до її згину, звідки поступає на інші робочі чи транспортуючі органи, кут встановлення його обмежений пропускною здатністю. Двоконтурний (див. рис. 1.1б) складається з двох нескінченних пруткових гілок; дає можливість переміщення вороху коренеплодів під будь-яким кутом до горизонту, включаючи вертикальний напрям, оскільки його гілки встановлені паралельно одна до одної і транспортують ворох між верхньою гілкою нижнього і нижньою гілкою верхнього контурів. Ефективне очищення буряків відбувається при провертанні компонентів вороху за рахунок різниці швидкостей гілок. У комбінованому (див. рис. 1.1в) повніше очищення досягається завдяки додатковому впливу щіток, встановлених над верхньою частиною одноконтурної нескінченної гілки. У всіх трьох типах очищення проходить просіюванням через прутки. Форму і параметри пруткового транспортера вибирають залежно від схеми компоновки агрегату і необхідної продуктивності [20, 29].

Такі транспортери складаються із розташованих паралельно один до одного з певним кроком прутків, з'єднаних за допомогою фігурних гачків на кінцях, прикріплених до гнучких елементів: втулково-роликів ланцюгів (рисунок 1.2а), гумових пасів (рисунок 1.2б), і утворюють нескінченне решітчасте полотно. На прутках похилих транспортерів для підтримання транспортованої маси встановлюють з певним кроком пальчасті скребки, з різьбовим або зварним кріпленням, полотно огинають ведучі і ведені зірочки або шківни і підтримуючі ролики.



а)



б)

а) до втулково-роликкових ланцюгів; б) до гумових пасів.

Рисунок 1.2 – Типове кріплення елементів пруткових транспортерів:

Проаналізуємо деякі патентні рішення, направлені на покращення конструкцій пруткових транспортерів бурякозбиральних машин.

Транспортуєче полотно (рисунок 1.3) містить тягові паси 1, з'єднані між собою прутками 2 і активізатори 3, що змонтовані на прутках. Для підвищення експлуатаційної надійності кожен з активізаторів виконаний у вигляді двох огинаючих суміжні прутки скоб 4, що розташовані вертикально і з'єднані між собою фіксаторами через пружний елемент 5 (а.с. СРСР № 1724064).

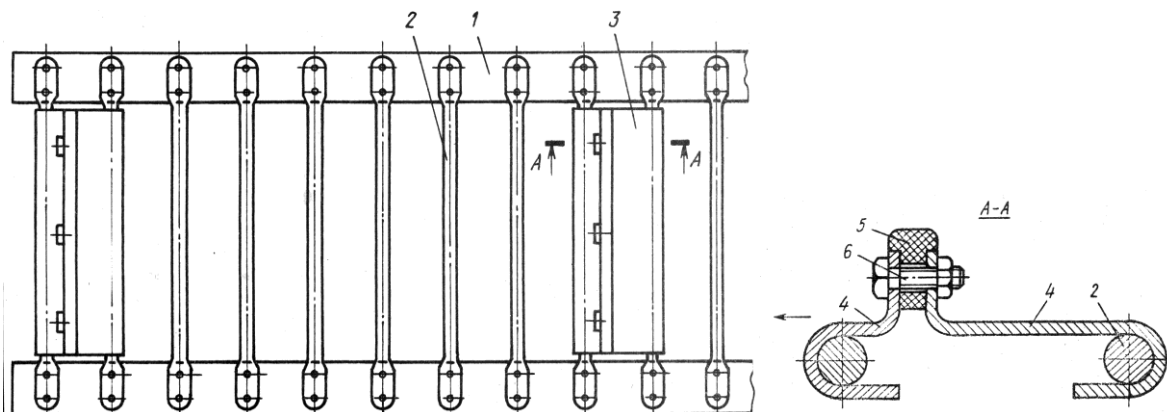


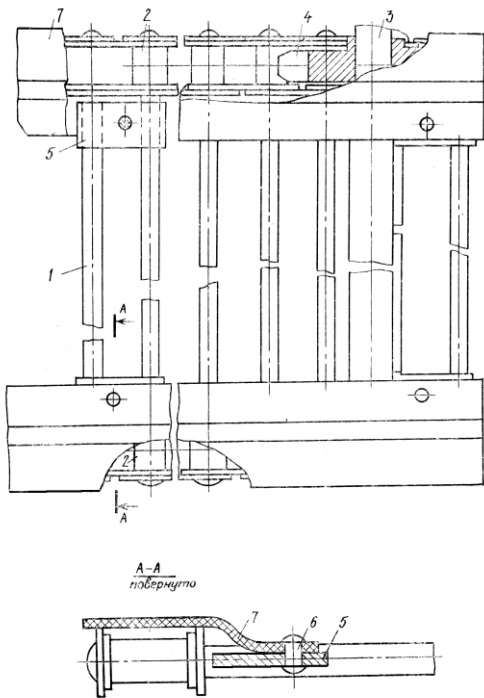
Рисунок 1.3 – Конструкція пруткового транспортера коренезбиральної машини згідно АС 1724064

Транспортер (рисунок 1.4а) містить полотно, прутки 1 якого з'єднані через нескінченні тягові ланцюги 2 і ведучий вал 3 із зірочками 4. Для зменшення зношування ланцюгів і зірочок, зниження енергомісткості на полотно транспортера за периметром зовнішнього контуру ланцюгів встановлені нескінченні еластичні стрічки 7, ширина яких більша ширини ланцюгів. Стрічки прикріплені через заклепки 6 до накладок 5, що з'єднують попарно прутки через певний крок (а.с. СРСР № 793451).

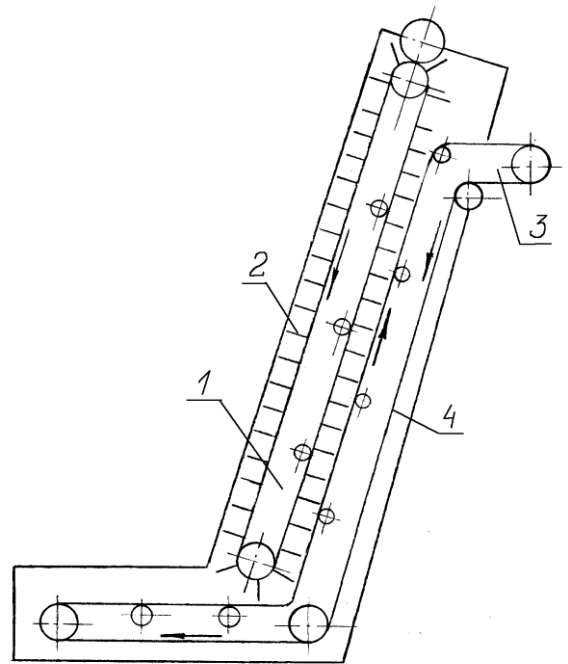
Транспортер (рисунок 1.4б) містить транспортуючі прутки 2, закріплені на парі нескінченних тягових ланцюгів 1 і 3, одягнутих на зірочки 4. Для підвищення надійності транспортера, зокрема, уникнення забивання впадин зірочок ґрунтом і рослинними рештками, поперечний переріз зуба зірочки в зоні від ділильного кола до кола впадин виконано у формі трапеції, повернутої меншою стороною, що має розмір, однаковий з товщиною диска, до осі зірочки (а.с. СРСР № 704507).

Бурякоочисник з підйомником (рисунок 1.4в) включає нескінченний підймальний транспортер 4 з нахиленим подаючим прольотом 3. Транспортер містить два паралельні бокові ланцюги, з'єднані поперечними прутками, що направлені поперек напрямку переміщення транспортера. Транспортер 1 з виступаючими еластичними пальцями 2 встановлений поверх транспортера 4, підтискає буряки. Швидкість стрічки транспортера 1 перевищує швидкість транспортера 4, завдяки чому при транспортуванні проходить ще й очищення буряків (патент США № Ч 382471).

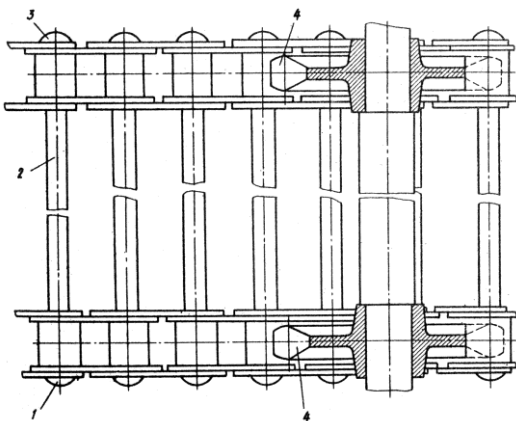
Полотно (рисунок 1.4г) містить нескінченні зубчасті паралельні паси 1. Для підвищення надійності кожен пас армований двома металевими тросами 5, котрі розташовані у його середній частині і вміщені на всій довжині у вигляді однакових плоских периферичних кривих, вершини котрих зміщені одна відносно одної на півперіод і виступають на $\frac{1}{4}$ за пас з обох сторін, утворюючи кронштейни 2 для кріплення прутків 4 покритих еластичним матеріалом 3 (а.с. СРСР № 1731083).



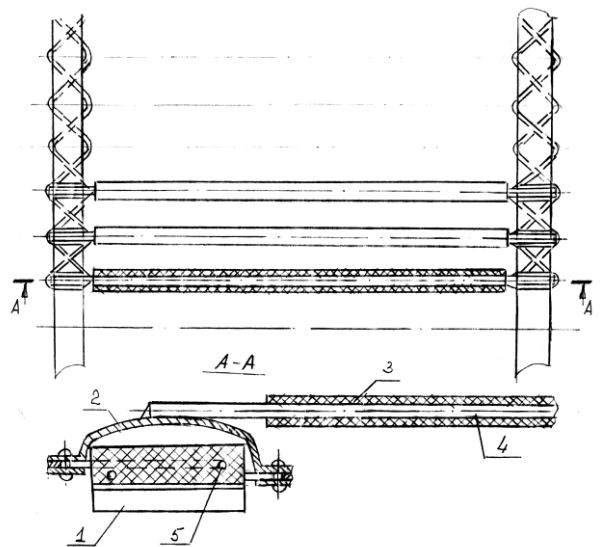
а)



в)



б)



г)

а) згідно АС 793451; б) згідно АС 704507;

в) згідно патенту США Ч 382471;

г) згідно АС 1731083.

Рисунок 1.4 – Конструкції пруткових транспортерів
коренезбиральних машин

Полотно вивантажувального транспортера (рисунок 1.5а) містить два нескінченних тягових елементи 1 і 2, з'єднаних поперечними прутками 3. Для зменшення травмування буряків транспортер виконаний скребковим і середня частина прутків зігнута відносно кінців вниз на величину скребка 4 (а.с. СРСР № 1690590).

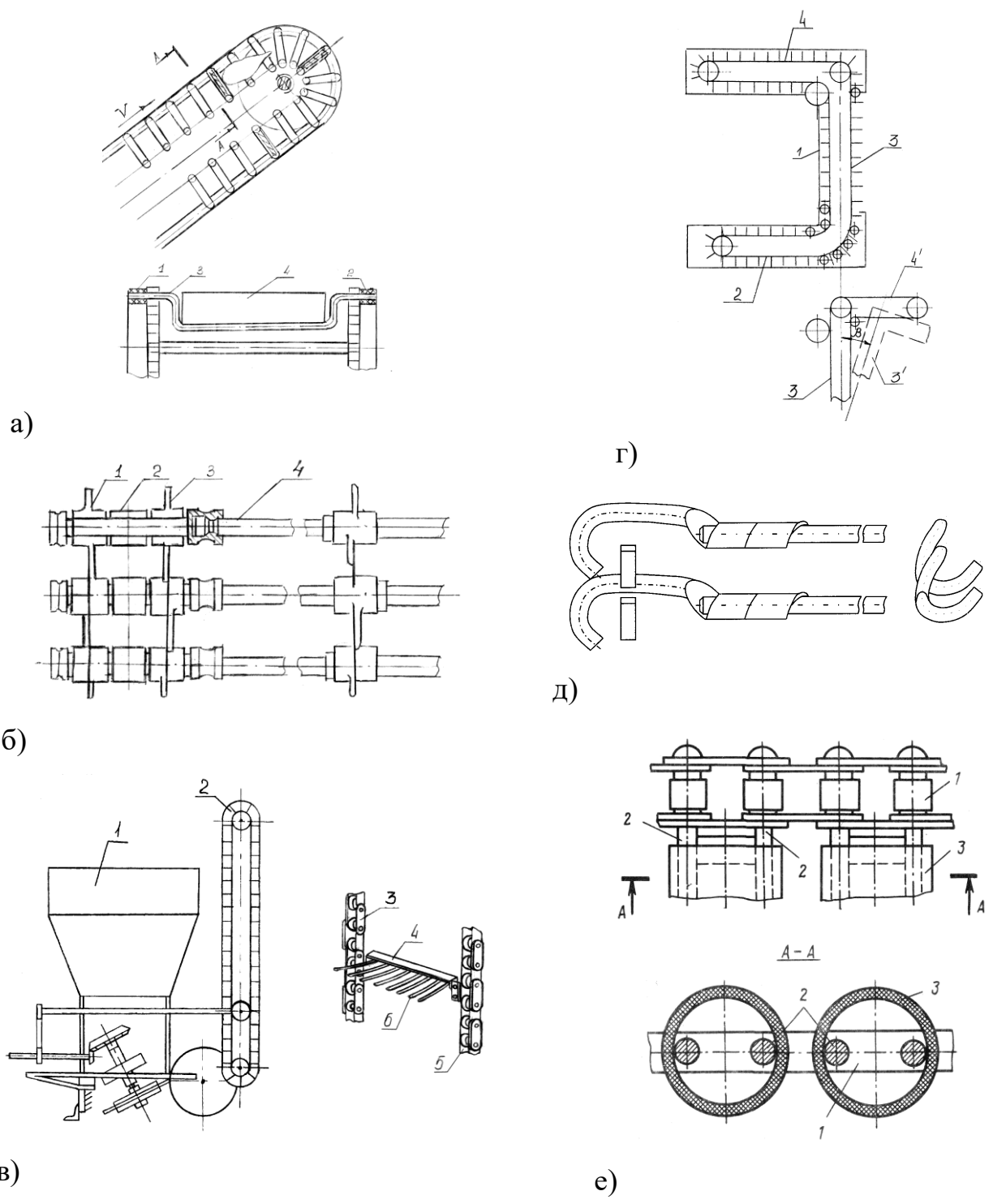
Полотно (рисунок 1.5б) містить роликові ланки двох ланцюгів 1, 3, пальці 2 і розташовані між ними прутки 4 з кільцевими виточками на кінцях. Для підвищення експлуатаційної надійності палець у місці з'єднання з прутками має циліндричну виїмку з кільцевим виступом під виточку прутка (а.с. СРСР № 377109).

На задній стороні рами машини (рисунок 1.5в) є бункер 1, вертикально встановлений конвеєр 2 для подачі коренів. На планках 4, що з'єднують нескінченні тягові ланцюги 3 і 5 під гострим кутом до напрямку руху цього конвеєра встановлені захвати 6 у вигляді вилок, виконаних у формі гребінчастих зубів, направлених назовні (заявка Японія № 57-37283).

Транспортуючий пристрій 1 для бурякозбиральних комбайнів (рисунок 1.5г) містить горизонтальну ділянку 2 поздовжнього транспортування, вертикальну ділянку 3 транспортування вгору і прилягаючу до неї горизонтальну ділянку перевантаження 4, що встановлена з можливістю переводу з одного положення в інше, протилежне за напрямом (заявка ФРГ 3812154).

Полотно (рисунок 1.5д) складається з прутків 2, з'єднаних з тяговими ланками через фіксатори 1. Для спрощення конструкції полотна фіксатор виконаний у вигляді пружини, один кінець якої охоплює пруток, а інший – жорстко зацемлений на тяговій ланці (а.с. СРСР № 695608).

Полотно транспортера (рисунок 1.5е) має прикріплені до розташованих паралельно двох тягових роликових ланцюгів 1 прутки 2, що з'єднані попарно, і утворюють рамки, на які для зменшення травмування коренеплодів насаджені еластичні трубки 3, внутрішній діаметр яких рівний ширині рамки (а.с. СРСР № 1384249).

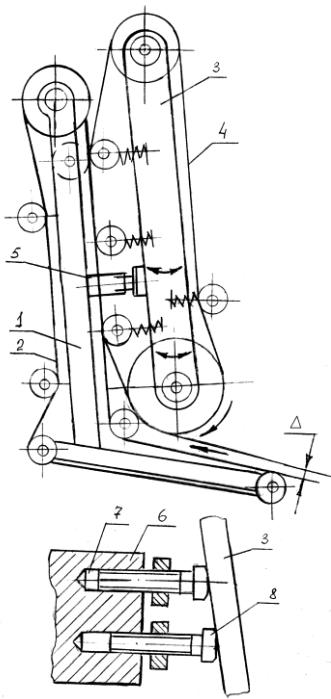


а) згідно АС № 1690590; б) згідно АС 377109;

в) згідно заявки Японія № 57-37283;

г) згідно заявки ФРГ № 3812154; д) згідно АС 695608; е) згідно АС 1384249.

Рисунок 1.5 – Конструкції пруткових транспортерів
коренезбиральних машин



У бурякозбиральних машинах використовується транспортер (рисунок 1.6), що містить на рамі 1 L-подібне транспортує полотно 2, а на шарнірно встановленій рамі 3 – полотно 4. Між рамами транспортуєчих полотен встановлено пристрій 5 для зміни відстані між ними, який виконаний у вигляді закріпленого на рамі 1 упора 6 з двома різьбовими отворами 7, в які встановлюються різьбові елементи 8, що мають консольні кінці, для взаємодії з шарнірно встановленою рамою 3 (а.с. СРСР № 1628905).

Рисунок 1.6 – Конструкція пруткового транспортера коренезбиральної машин згідно АС 1628905.

Проблема обґрунтування та вибору основних параметрів конструкцій очисників коренеплодів від ґрунту виникла з початком розвитку бурякозбиральної техніки. Низку питань з теорії, конструкції та розрахунку очисників розглянуто у працях таких вчених: А.А. Василенка, Я.І. Верменка, Г.Д. Петрова, Л.В. Погорілого, М.В. Татьяна, А.К. Сарапулова, А.І. Портянко, Ю.З. Маліхіна, Б.П. Шабельника, Гевка Р.Б., Ткаченка І.Г., Хомик Н.І., Павелчак О.Б. та ін. Авторами дано детальний аналіз конструкцій та умов роботи таких транспортерів, визначені конструктивні параметри як самих транспортерів, так і їх приводів, обґрунтовано міжосьові відстані, число зубів ведучих зірочок, частота обертання валів, кут нахилу до горизонту, крок скребків, їх висота з умов максимальної пропускної здатності транспортера, відстань між прутками, швидкість руху полотна при умові мінімального пошкодження коренів і нормального транспортування вороху. Наведено дослідження з визначення продуктивності пруткових транспортерів залежно від врожайності коренів чи гички; розглянуто умови розкидання коренів при їх виході з транспортера, розглянуто взаємодію

коренів із скребками для забезпечення відриву коренів від полотна при транспортуванні, взаємодію коренів між собою при їх транспортуванні та ін. При цьому для отримання залежностей розглядався окремий коренеплід і його взаємодія з робочим органом; взаємодія між собою двох коренеплодів, як двох тіл певних мас. Отримані результати сприяють подальшому розвитку теорії очищення коренеплодів і дослідження очисників [6, 8, 22, 24, 27, 29, 33, 34].

Швидкість елеваторного полотна встановлюється залежно від розташування його в машині, а саме, безпосередньо за викопуючим робочим органом – оптимальна швидкість 1,6...2 м/с, розташованого всередині технологічної схеми 1...1,5 м/с; для транспортерів гички рекомендована швидкість 1,5... 1,6 м/с [22, 24, 27]. Високі швидкості сприяють кращій сепарації ґрунту при високій вологості, однак в умовах середньої вологості коренеплодам наносяться значні пошкодження, тому для забезпечення оптимальних умов роботи у таких транспортерах варто передбачати дві швидкості руху вороху.

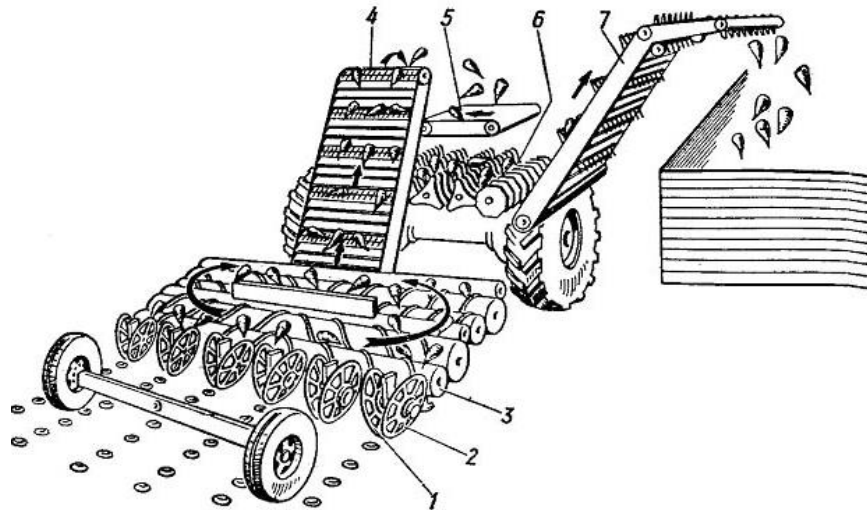
Суттєві відмінності фізико-механічних властивостей ґрунтів, розмірно-масових характеристик коренеплодів, технологій їх збирання і переробки призвели до застосування різнотипних конструкцій робочих органів бурякозбиральних машин. Застосування способу збирання і відповідних компоновальних схем машин в основному залежить від площ посівів, а також ґрунтово-кліматичних умов. Найбільш широке застосування знайшли дві технології: пряме комбайнування (однофазний спосіб) і роздільний спосіб.

У розвинутих країнах Європи, де цукрові буряки культивують у значному обсязі, для реалізації першої технології широко застосовують шестирядні самохідні бункерні комбайни. За один прохід вони виконують усі технологічні операції від видалення гички до завантаження коренеплодів. Порівняно з іншими способами збирання скорочується число проходів енерго-технологічних засобів, економиться 30...40 % палива, зменшується ущільнення ґрунту ходовими системами та у 3...4 рази знижуються затрати праці механізаторів на одиницю виробленої продукції [18, 19].

1.2. Аналіз об'єкту розробки (будова, принцип роботи та недоліки базової конструкції)

Машина коренезбиральна самохідна КС-6Б призначена для збирання буряків після попереднього зрізання гички, доочистки і вивантаження буряків на транспортний засіб [15]. Машина має накопичувач, який дозволяє проводити транспортування для завантаження буряків без зупинки збирального агрегату. Коренезбиральна машина обладнана гідромеханічним автоматом водіння, електрообладнанням, кабіною з очищенням і підігрівом повітря.

Принцип роботи машини. За допомогою автомату водіння передні колеса машини направляють точно серединою міжрядь буряків. Завдяки цьому встановленні під кутом один до одного диски копачів витягують корені із ґрунту і за допомогою бітера перекидають їх на шнековий очисник. Схема технологічного процесу роботи машини КС-6Б показана на рисунку 1.7. Під дією обертання шнеків з різною швидкістю, ворох буряків очищається від ґрунту та рослинних решток і подається на поздовжній елеватор.



1, 2 – відповідно дисковий пасивний і приводний копачі; 3 – редуктор приводу;
4 – шнековий очисник; 5 – поздовжній транспортер; 6 – транспортер бункера;
7 – грудкоподрібнювач; 8 – вивантажувальний транспортер.

Рисунок 1.7 – Технологічна схема бурякозбиральної машини КС-6Б:

Технічні дані бункерної самохідної коренезбиральної машини КС-6Б наведені у таблиці 1.1 [15].

Таблиця 1.1

Показник		Величина	
Габаритні розміри машини, мм	у робочому положенні не більше:	довжина	7500+300
		ширина	6210+50
		висота	4000
	у транспортному положенні не більше:	довжина	7500+50
		ширина	3300+50
		висота	4000
Конструктивна маса машини, кг, не більше:	з дисковим викопуючим пристроєм	11750+270	
	з вильчастим викопуючим пристроєм	11450+250	
	з вібраційним викопуючим пристроєм	11670+330	
Об'єм бункера-накопичувача, м.куб		від 8 до 10	
Робоча швидкість, (м/сек) км/год		3,5 (11)	
Транспортна швидкість, м/сек (км/год)		5,6 (до 20)	
Продуктивність за годину основного часу, га, (з дисковим викопуючим пристроєм):		1,00...2,4	
Кількість обслуговуючого персоналу, чол		1	
Потужність двигуна СМД-60-02, кВт, (к.с.)		112 (150)	
ЯМЗ-236ДК-6, кВт (к.с)		136 (185)	
Робочий тиск у гідросистемі приводу вивантажувального транспортера та в основній гідросистемі, МПа		150	
Глибина підкопування середня, см		74.	
Пошкодження коренеплодів, всього %		5,1	
у тому числі сильно пошкоджених, %		1,9	
Дорожній просвіт, мм		250	
Робоча ширина захвату, м		2,7	
Кількість рядків, що збирається, шт.		6	
Лінійна швидкість поздовжнього транспортера, м/с		1...1,5.	
Лінійна швидкість вивантажувального транспортера, м/с		1,14	
Ширина поздовжнього транспортера, м		0,9	
Довжина полотна поздовжнього транспортера, м		5,15	
Крок скребків поздовжнього транспортера, м		0,35	
Висота скребків поздовжнього транспортера, м		0,17	
Кут нахилу поздовжнього транспортера, град		55	
Тип кріплення елементів поздовжнього транспортера		до гумових пасів	

Передавальний вал сприяє кращому заповненню міжскребкового простору транспортера і тим самим – підвищенню його продуктивності. Поздовжній транспортер подає корені у бункер, звідти вони горизонтальним

стрічковим транспортером переміщується на поперечний транспортер бункера, який подає їх на вивантажувальний транспортер і вантажить у кузов транспорту, який іде поруч.

При сприятливих умовах, коли у воросі немає ґрунтових домішок, напрям руху стрічкового транспортера можна змінити на протилежний. При цьому корені будуть попадати відразу на вивантажувальний транспортер. Для зміни транспортних засобів на ходу передбачена можливість короткочасного (на 20...30 с) відключення стрічкового і вивантажувального транспортерів. При цьому корені збирають у бункер. Після зміни транспортних засобів всі механізми знову включають у роботу [15].

Включення і виключення транспортера здійснюється натискання чи послабленням гальмівної стрічки планетарною редуктора за допомогою гідроциліндра, яким керують з кабіни.

1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

Тема дипломної роботи «Обґрунтування параметрів скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6Б».

Найбільш важливими критеріями оцінки роботи коренезбиральних машин є якісні показники виконання технологічного процесу і надійність вузлів та агрегатів. Коренезбиральна машина повинна забезпечувати викопування коренів з ґрунту, їх очищення від ґрунту та рослинних залишків, а також завантаження буряків у транспортний засіб. Загальна забрудненість коренів не повинна перевищувати 8 %, у тому числі рослинними рештками 2 %. Кількість коренів, що залишились у ґрунті і загублені на його поверхні не повинна бути більшою за 1,5 % від загальної маси. Коренеплодів з пошкодженнями не повинно бути більше від 20 %, у тому числі з сильними – не більше 5 %. Пошкодженні коренеплоди погано зберігаються, вони загнивають самі і спричиняють загнивання повноцінної продукції. У результаті втрачається сировина і зменшується вихід цукру.

Одним з джерел пошкоджень і втрат коренеплодів є поздовжній, скребково-прутковий транспортер коренезбиральної машини. Пруткові транспортери поряд з конвеєрами-очисниками інших типів відносять до основних робочих органів коренезбиральних машин, надійність яких сприяє створенню досконалих машин. Якість виконання технологічного процесу очищення коренів від ґрунту впливає на низку факторів: повне і своєчасне збирання врожаю, підвищення продуктивності праці, можливість подальшого зберігання і раціонального використання врожаю, уникнення механічної ерозії ґрунту, використання оптимальної кількості транспортних засобів для перевезення врожаю з полів.

Переваги пруткових транспортерів: простота і дешевизна конструкції, висока транспортуюча здатність, можливість переміщення вороху під кутом і на значну відстань, якісне виконання технологічного процесу очищення коренів на піщаних ґрунтах. Недоліки: велика кількість рухомих елементів конструкції, нездатність відділення від коренів міцних ґрунтових грудочок, погіршена якість очищення на глинистих ґрунтах, низька надійність, обумовлена швидким зношуванням деталей тертя з'єднувальних елементів.

У зоні вивантаження коренеплодів у бункер коренезбиральної машини на барабанах приводного вала поздовжнього транспортера скребок змінює поступальний рух на обертальний і на коренеплоди починає діяти відцентрова сила, яка викликає різке збільшення швидкості руху коренеплодів та їх удар об задню стінку бункера, або переліт через неї. Отже, коренеплоди не тільки травмуються, але і втрачаються безповоротно. До недоліків конструкції серійного поздовжнього транспортера також слід віднести його шарнірне встановлення на раму машини, оскільки у важких умовах роботи з цієї причини виникають поломки у приводі.

Під час роботи на вологих зв'язних ґрунтах спостерігається набивання ґрунту і рослинних залишків у внутрішні порожнини приводних барабанів, що перешкоджає нормальному зачепленню зубів гумово-кордових стрічок полотна та порушення нормального протікання технологічного процесу.

Для усунення вказаних недоліків запропоновано удосконалити коренезбиральну машину КС-6, встановивши на ній вивантажувальний скребково-прутковий транспортер, який матиме спеціальний відбійний фартух, що буде запобігати ударам коренеплодів об задню стінку бункера, тим самим зменшуючи пошкодження і втрати коренеплодів у зоні вивантаження їх у бункер.

Для підвищення надійності приводу замість шарнірного запропоновано жорстке встановлення транспортера на раму машини. Для цього у задній частині рами слід приварити два спеціальні кронштейни. Конструкцію ведучого вала також необхідно змінити, передбачивши спеціальні кронштейни для монтажу на раму машини.

Для забезпечення видалення з порожнин приводних барабанів налиплого ґрунту у конструкції ведучого вала встановлюємо спеціальні чистики, що змонтовані з внутрішньої сторони приводних барабанів.

Для розкриття поставленого у дипломній роботі завдання необхідно провести відповідні конструктивні та кінематичні розрахунки удосконаленої конструкції, а також розрахунки на міцність її елементів. Дослідити удосконалену схему транспортера.

Розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Прийняті конструктивні рішення відобразити у графічній частині.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування змін внесених у конструкцію коренезбиральної машини КС-6Б

Причини пошкоджень і втрат коренеплодів викликані поздовжнім скребково-прутковим транспортером машини КС-6Б такі: різке збільшення швидкості руху коренеплодів та їх удар об задню стінку бункера, або переліт через неї за через те, що скребок змінює поступальний рух на обертальний у той момент, коли полотно проходить через барабани приводного вала і на коренеплоди починає діяти відцентрова сила.

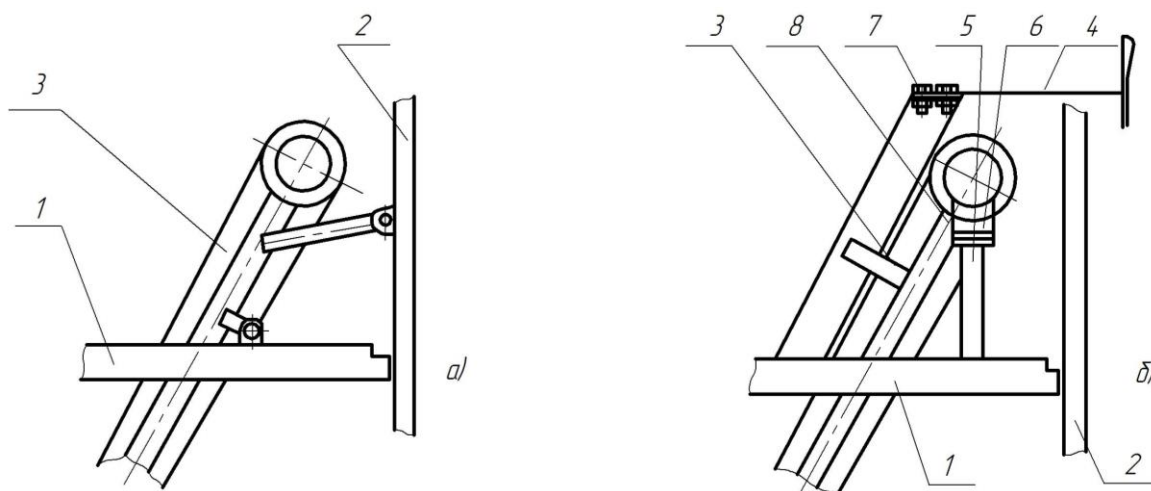
Шарнірне встановлення транспортера на основну раму машини призводить до того, що у важких умовах роботи з цієї причини виникають поломки у приводі.

При роботі на перезволожених ґрунтах спостерігається набивання ґрунту і рослинних залишків у внутрішні порожнини приводних барабанів, що порушує нормальне зачеплення зубів тягових стрічок полотна скребкового транспортера, а це спричиняє порушення технологічного процесу збирання коренеплодів.

Один із недоліків базової конструкції поздовжнього скребкового транспортера – це відсутність можливості натягу його полотна. У процесі експлуатації воно витягується і виникає необхідність у його вкороченні, оскільки у результаті відбувається вихід його із зачеплення з приводними барабанами і полотно пробуксовує, що викликає забивання транспортера.

Рішення для усунення недоліків і покращення роботи транспортера поздовжнього. Для зменшення пошкоджень і втрат коренеплодів у зоні вивантаження коренеплодів у бункер доцільно встановити спеціальний відбивач поз.4 (рисунок 2.1), що буде запобігати ударам коренеплодів об задню стінку бункера, а також не допускати втрат [27, 32].

Відбивач (рисунок 2.2) складається з рами та відбійного фартуха, який кріпиться до неї за допомогою п'ятьох болтів М10-6g×35 ГОСТ 7796-70.

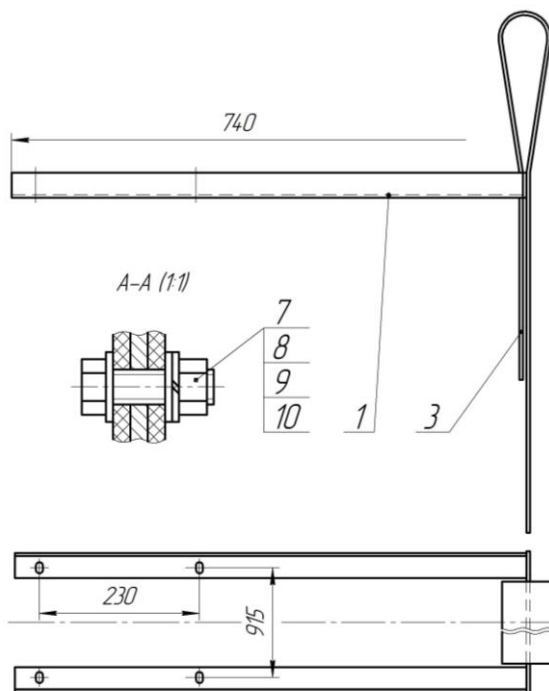


1 – рама; 2 – бункер; 3 – поздовжній транспортер; 4 – відбивач; 5 – стійка;
6 – опора; 7 – болти М10-6g×35; 8 – болти М12-6g×45 ГОСТ 7796-70

а) серійна конструкція; б) конструкція, що пропонується:

Рисунок 2.1 – Конструктивні схеми транспортерів:

Відбійний фартух виготовлений з гумовотканинного полотна ТМКЩ-С-5×500 ГОСТ 7338-77. Відбивач кріплять до щитків транспортера чотирма болтами М10-6g×35 ГОСТ 7796-70.



1 – рама; 3 – фартух; 7 – болт; 8 – гайка; 9,10 – шайби

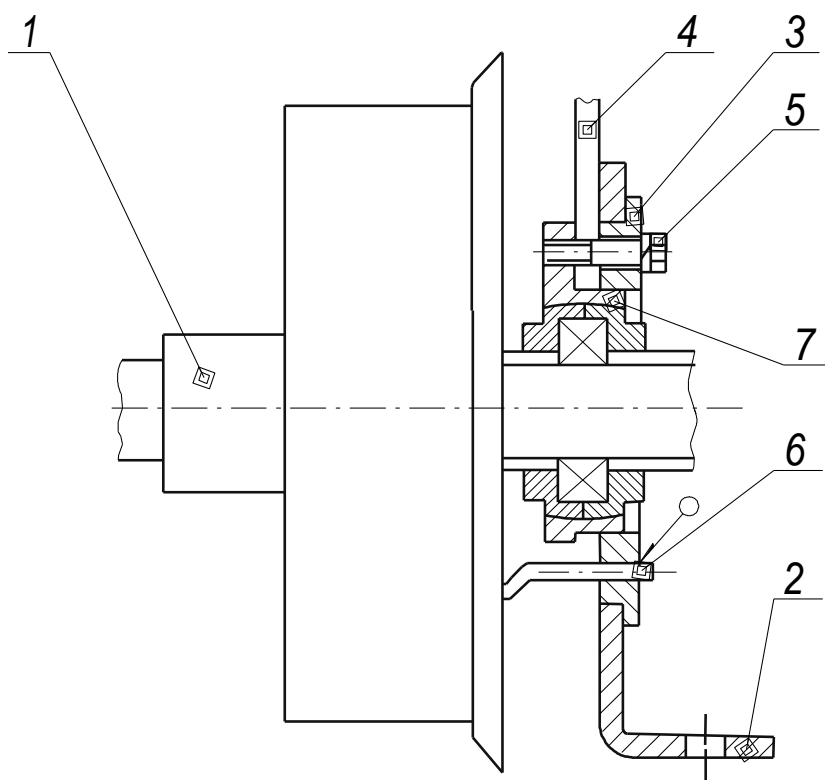
Рисунок 2.2 – Відбивач

Рама відбивача – це зварна П-подібна конструкція з двох кутників 36×36×4 ГОСТ 8509-88 довжиною 735 мм і полоси 40 мм×5 мм ГОСТ 103-76.

Схема встановлення відбивача показана на рисунку 2.1, кріплення відбивача, робочі креслення деталей, що входять у цю конструкцію, наведені у графічній частині роботи.

Для усунення можливих поломок у приводі поздовжнього транспортера, які виникають внаслідок взаємного переміщення транспортера відносно рами машини при роботі у важких умовах, замість шарнірного кріплення транспортера запропоноване його жорстке встановлення на раму машини. Для цього необхідно приварити до рами дві спеціальні стійки поз.5 (див. рис. 2.1).

Стойка – зварна конструкція з труби 100 мм×50 мм×5 мм ГОСТ 8645-65 зі сталі 20 довжиною $L=620$ мм і площадки для кріплення транспортера, виготовленої з полоси 60 мм×10 мм ГОСТ 103-76.



Для кріплення транспортера до стійки (див. рис. 2.1) у конструкцію ведучого вала транспортера введено спеціальну опору кріплення поз. 2 і фланець поз. 3 (рисунок 2.3).

1 – ведучий вал в зборі, 2 – опора, 3 – фланець, 4 – рама транспортера, 5 – болт М10-6g×45, 6 – чистик, 7 – корпус підшипника.

Рисунок 2.3 – Схема встановлення опори кріплення ведучого вала і чистика

Опора – це зігнута пластина, виготовлена зі сталі 5 з двома отворами під кріплення, робоче креслення її наведене у графічній частині. Опору встановлюють на посадочну поверхню корпуса підшипника 7 (див. рис. 2.3).

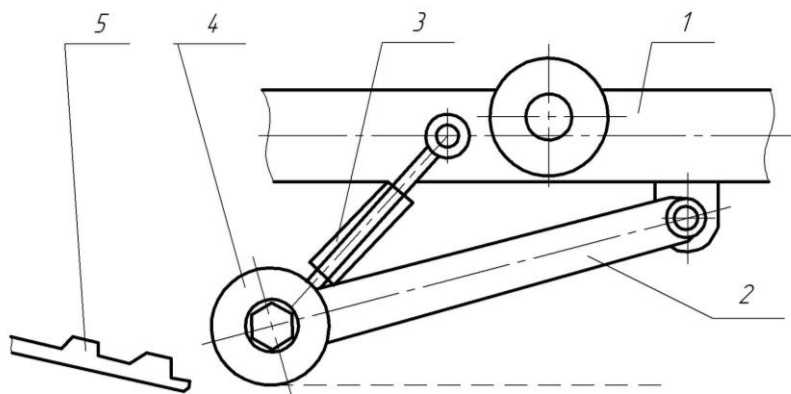
У конструкцію ведучого вала введено також фланець для фіксації опори кріплення і встановлення чистика поз. 6 (див. рис. 2.3). Крізь фланець опору кріплять до рами транспортера поз. 4 трьома болтами М10-6g×45 ГОСТ 7796-70. Під час монтажу опора має можливість обертатися відносно фланця і корпуса підшипника для полегшення процесу складання.

До стійки поз. 5 (див. рис. 2.1) ведучий вал поздовжнього транспортера кріплять болтами М12-6g×45 ГОСТ7796-70. Для компенсації неточностей при виготовленні елементів транспортера підшипники встановлені у корпусах за допомогою сферичних вкладишів.

Для забезпечення видалення з порожнин приводних барабанів налиплого ґрунту у конструкції ведучого вала встановлено спеціальні чистики (див. рис. 2.3). Чистик – зігнута пластина із загостреними робочими поверхнями, виготовлена зі сталі Ст.3. У фланці поз. 3 (див. рис. 2.3) виконано паз, у який встановлюють чистик і обварюють по контуру швом з катетом 3.

Робочі креслення опори, фланця, чистика та складальне креслення фланця і ведучого вала транспортера наведені у графічній частині роботи.

Для регулювання натягу полотна транспортера, яке складається зі сталевих прутків, прикріплених до прогумованих стрічок, введено у конструкцію поздовжнього транспортера натяжний пристрій, схема якого показана на рисунку 2.4. Натяжний пристрій складається з двох симетрично розміщених з обох боків транспортера натяжників поз.2, шарнірно встановлених на спеціальних осях, приварених до рами транспортера 1, і обладнаних роликками 4, які безпосередньо контактують зі стрічками 5 полотна транспортера (див. рис. 2.4 і графічна частина роботи). Для натягу полотна встановлено талреп 3, що шарнірно з'єднаний з рамою транспортера і віссю ролика. Шарнірні з'єднання зафіксовано шпінтами.



1 – рама транспортера; 2 – натяжник; 3 – талреп; 4 – ролик;
 5 – полотно транспортера; 6 – болт М 16-6g×160 ГОСТ 7796-70.
 Рисунок 2.4 – Схема встановлення натяжного пристрою:

Працює удосконалений транспортер аналогічно серійному. Через ланцюгову передачу від конічного редуктора КС6-09.040 приводний вал приводить у рух полотно. Частково очищені корені з викопуючого пристрою надходять на передаточний вал транспортера, де додатково сепаруються від ґрунту та рослинних залишків, підхоплюються скребками полотна і транспортуються у бункер. У зоні вивантаження коренеплоди вдаряються у відбійний фартух, їх швидкість гаситься і вони надходять на поперечний стрічковий транспортер бункера без надлишкових пошкоджень. Ґрунт, який потрапляє у внутрішні порожнини приводних барабанів під час обертання останніх, зчищається спеціальними чистиками [27, 32].

2.2. Обґрунтування технологічних, конструктивних і кінематичних параметрів поздовжнього транспортера

Умови роботи коренезбиральних машин змінюються у широких межах залежно від ґрунтово-кліматичних умов, рельєфу поля, врожайності, розмірно-масових характеристик коренеплодів, тощо. Для визначення розрахункових навантажень будемо виходити з припущення, що машина працює на високоврожайному полі з максимальною швидкістю.

Приймаємо врожайність цукрових буряків $Y=60$ т/га і робочу швидкість комбайна КС-6Б $V_M=11$ км/год= $3,06$ м/с [15], тоді середня вага коренів, що припадає на 1 м² поля складає

$$Y_1 = \frac{Y}{10000} = \frac{60 \cdot 10^4}{10^4} = 60 \text{ Н/м}^2. \quad (2.1)$$

Визначаємо максимальну секундну пропускну здатність машини, тобто максимальну вагову кількість коренеплодів, що переносяться транспортером за одиницю часу за формулою [20]

$$Q = B \cdot V_M \cdot Y_1, \quad (2.2)$$

де B – ширина захвату машини, $B=2,7$ м.

Підставивши числові дані, отримаємо

$$Q = 2,7 \cdot 3,06 \cdot 60 = 495 \text{ Н/с.}$$

Для забезпечення стабільного протікання технологічного процесу полотно транспортера повинно рухатись з відповідною швидкістю. Визначимо її так [22]

$$V_{II} = \frac{Q \cdot t_{ск}}{Y_{ск}}, \quad (2.3)$$

де $t_{ск}$ – крок скребків на полотні, $t_{ск}=0,35$ м;

$Y_{ск}$ – вагова кількість коренів, що може перенести один скребок, $Y_{ск}=140$ Н.

Підставивши дані, отримаємо

$$V_{II} = \frac{495 \cdot 0,35}{140} = 1,24 \text{ м/с.}$$

Визначасмо необхідну частоту обертання приводного вала поздовжнього транспортера користуючись відомою з курсу опору матеріалів формулою

$$n_{нв} = \frac{V_{II} \cdot 60}{\pi \cdot D}, \quad (2.4)$$

де D – діаметр приводного барабана, де $D=0,242$ м.

З врахуванням числових даних, отримаємо

$$n_{нв} = \frac{1,24 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,242} = 98 \text{ хв}^{-1}.$$

Зірочка редуктора, від якого здійснюється привод транспортера має 11 зубів і обертається з частотою $n_3=224 \text{ хв}^{-1}$ [19]. Визначимо необхідну кількість зубів зірочки, що встановлена на приводному валу транспортера за формулою

$$z_3 = z_n \cdot \frac{n_3}{n_{нв}}, \quad (2.5)$$

де z_n – кількість зубів зірочки, від якої здійснюється привод транспортера,

$$z_n = 11.$$

Підставивши дані, отримаємо

$$z_3 = 11 \cdot \frac{224}{98} = 25,14,$$

приймаємо $z_p=25$.

Уточнюємо частоту обертання приводного вала, користуючись формулою

$$n_{нв} = \frac{z_n}{z_3} \cdot n_3, \quad (2.6)$$

підставивши дані, отримаємо

$$n_{нв} = \frac{11}{25} \cdot 224 = 98,6 \text{ хв}^{-1}.$$

Уточнимо швидкість полотна поздовжнього транспортера за формулою

$$V_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{нв}}{60}, \quad (2.7)$$

підставивши дані, отримаємо

$$V_{\Pi} = \frac{98,6 \cdot 3,14 \cdot 0,242}{60} = 1,25 \text{ м/с.}$$

2.3. Розрахунок деталей скребкового транспортера на міцність

2.3.1. Розрахунок приводного вала

Приводний вал скребкового транспортера зображений на рисунку 2.5. Складаємо схему його навантаження. Схематично покажемо блок зірочок, приводні барабани, у місцях посадки яких на вал діють відповідні сили F_B і F_T , у місцях встановлення підшипників – опорні реакції R_{AX} , R_{AY} , R_{BX} , R_{BY} .

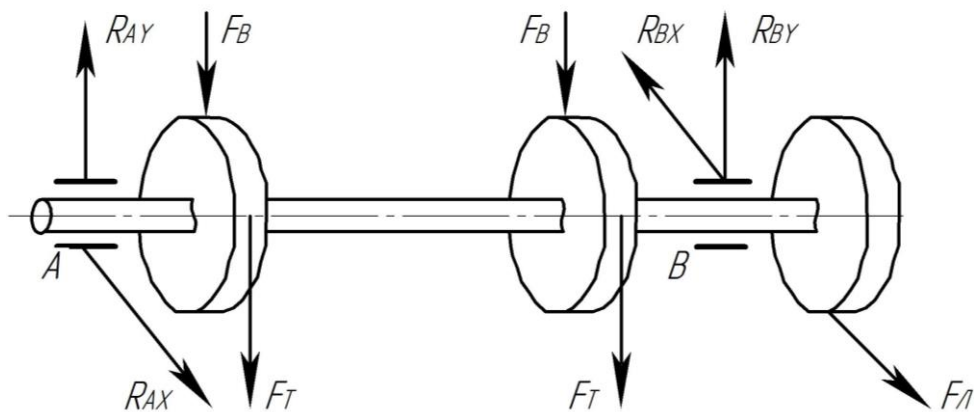


Рисунок 2.5 – Схема навантаження

Визначаємо сили, що діють на приводний вал поздовжнього скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6Б. Сила від дії ваги полотна транспортера та сила, що необхідна для виконання технологічного процесу.

Силу від дії ваги полотна транспортера визначаємо за формулою [22]

$$F_B = \frac{M_{\text{ПТ}}}{2} \sin \alpha, \quad (2.8)$$

де $M_{\text{ПТ}}$ – маса полотна транспортера, $M_{\text{ПТ}} = 1600$ Н [10],

α – кут нахилу робочої гілки транспортера до горизонту, $\alpha = 55^\circ$, [19].

Підставивши дані, отримаємо

$$F_B = \frac{1600}{2} \cdot \sin 55^\circ = 655 \text{ Н.}$$

Силу, яка необхідна для виконання технологічного процесу при максимальному завантаженні транспортера визначаємо за формулою [22]

$$F_T = \frac{m_{ск} \cdot k_H \cdot Y_{ск}}{2} \cdot \sin \alpha, \quad (2.10)$$

де $m_{ск}$ – кількість скребків, що одночасно беруть участь у транспортуванні коренеплодів $m_{ск} = 7$;

k_H – коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи транспортера, $k_H = 1,5$.

Підставивши дані, отримаємо

$$F_T = \frac{7 \cdot 1,5 \cdot 140}{2} \cdot \sin 55^\circ = 602 \text{ Н.}$$

Сумарну силу дії полотна на вал визначимо за формулою

$$F_0 = F_B + F_T. \quad (2.11)$$

У числовому вигляді

$$F_0 = 655 + 602 = 1257 \text{ Н.}$$

Визначимо крутний момент, що необхідний для виконання технологічного процесу [1]

$$M_{KP1} = 2F_T \cdot \frac{D}{2} = F_T \cdot D. \quad (2.12)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$M_{KP1} = 602 \cdot 0,242 = 145,7 \text{ Нм.}$$

У приводному ланцюгу ведучого вала транспортера буде виникати сила F_L , яка дорівнює [1]

$$F_L = \frac{2M_{KP1}}{d_\partial}, \quad (2.13)$$

де d_∂ – дільний діаметр приводної зірочки, м.

Визначаємо ділительний діаметр приводної зірочки із залежності [1]

$$d_{\partial} = \frac{t}{\sin \frac{180^{\circ}}{z_3}}, \quad (2.14)$$

де t – крок приводного ланцюга, $t=25,4$ мм.

Підставивши дані, отримаємо

$$d_{\partial} = \frac{25,4 \cdot 10^{-3}}{\sin \frac{180}{25}} = 202,66 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Значення сили $F_{\mathcal{L}}$

$$F_{\mathcal{L}} = \frac{2 \cdot 145,7}{202,60 \cdot 10^{-3}} = 1438 \text{ Н.}$$

Проведемо перевірний розрахунок вала на міцність, для цього будемо епюри згинальних моментів (рисунок 2.6).

У конструкції вала розміри складають $a=0,075$ м (відстань від опори до приводного шківів); $b=0,85$ м (відстань між приводними шківів); $c=0,112$ м (відстань від опори до блоку приводних зірочок); $\beta=9^{\circ}$ (кут, під яким прикладена сила P).

Визначаємо реакції опор у площині yOz (див. рис. 2.6).

Сума моментів всіх сил відносно точки B .

$$\sum M_B = 0; \quad \sum M_B = -R_{AY} \cdot (2a + b) + F_0(a + b) + F_0 \cdot a - P_{\mathcal{L}} \cdot \cos \beta \cdot c = 0;$$

звідки

$$R_{AY} = \frac{F_0(2a + b) - P_{\mathcal{L}} \cdot \cos \beta \cdot c}{2a + b};$$

у числовому вигляді буде

$$R_{AY} = \frac{1257(2 \cdot 0,075 + 0,85) - 1438 \cdot \cos 9^{\circ} \cdot 0,112}{2 \cdot 0,075 + 0,85} = 1098 \text{ Н.}$$

Сума моментів всіх сил відносно точки A

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_A = -F_0 \cdot a - F_0(a + \epsilon) + R_{BY}(2a + \epsilon) - P_L \cdot \cos \beta(2a + \epsilon + c) = 0;$$

звідси

$$R_{BY} = \frac{F_0(2a + \epsilon) + P_L \cdot \cos \beta \cdot (2a + \epsilon + c)}{2a + \epsilon};$$

у числовому вигляді

$$R_{BY} = \frac{1257(2 \cdot 0,075 + 0,85) + 1438 \cdot \cos 9^\circ (2 \cdot 0,075 + 0,85 + 0,112)}{2 \cdot 0,075 + 0,85} = 2836,4 \text{ Н.}$$

Перевіримо правильність отриманих результатів. Сума проєкцій всіх сил на вісь Y

$$\sum Y = 0.$$

$$\begin{aligned} R_{AY} - F_0 - F_0 + R_{BY} - P_L \cdot \cos \beta &= \\ = 1098 - 2 \cdot 1257 + 2836,4 - 1438 \cdot \cos 9^\circ &= 0,07 \Rightarrow 0. \end{aligned}$$

Реакції у площині YOZ визначені правильно.

Визначаємо реакції опор в площині XOZ . Сума моментів всіх сил відносно точки B .

$$\sum M_B = 0; \quad \sum M_B = -R_{AX}(2a + \epsilon) + P_L \cdot \sin \beta \cdot c = 0;$$

звідси

$$R_{AX} = \frac{P_L \cdot \sin \beta \cdot c}{2a + \epsilon};$$

у числовому вигляді

$$R_{AX} = \frac{1438 \cdot \sin 9^\circ \cdot 0,112}{2 \cdot 0,075 + 0,85} = 25,2 \text{ Н.}$$

Сума моментів всіх сил відносно точки A .

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_A = R_{BX} (2a + e) - P_L \cdot \sin \beta \cdot (2a + e + c) = 0;$$

звідси

$$R_{BX} = \frac{P_L \cdot \sin \beta \cdot (2a + e + c)}{2a + e};$$

у числовому вигляді

$$R_{BX} = \frac{1438 \cdot \sin 9^\circ \cdot (2 \cdot 0,075 + 0,85 + 0,112)}{2 \cdot 0,075 + 0,85} = 250,1 \text{ Н.}$$

Перевіряємо правильність отриманих результатів. Запишемо суму проєкцій всіх сил на вісь X .

$$\sum X = 0;$$

$$\sum X = R_{AX} - R_{BX} + P_L \cdot \sin \beta = 25,2 - 250,1 + 1438 \cdot \sin 9^\circ = 0,005 \Rightarrow 0.$$

Реакції опор у площині XOZ визначені правильно.

Для побудови епюри знаходимо значення згинальних моментів у характерних точках A , B , C , D і E .

$$\text{У площині } YOZ \quad M_A = M_E = 0;$$

$$M_B = -P_L \cdot \cos \beta \cdot c = -1438 \cdot \cos 9^\circ \cdot 0,112 = -159 \text{ Нм};$$

$$\begin{aligned} M_D &= -P_L \cdot \cos \beta \cdot (c + a) + R_{By} \cdot a = \\ &= -1438 \cdot \cos 9^\circ (0,075 + 0,112) + 2836,4 \cdot 0,075 = -52,9 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

$$M_C = R_{Ay} \cdot a = 1098 \cdot 0,075 = 82,4 \text{ Нм}.$$

За отриманими даними будуємо епюру згинальних моментів у площині YOZ (див. рис. 2.6).

$$\text{Проводимо розрахунки для площини } XOZ: \quad M_A = M_E = 0;$$

$$M_B = -P_L \cdot \sin \beta \cdot c = -1438 \cdot \sin 9^\circ \cdot 0,112 = -25,2 \text{ Нм};$$

$$M_D = -P_L \cdot \sin \beta \cdot (c + a) + R_{BX} \cdot a =$$

$$= -1438 \cdot \sin 9^\circ(0,075 + 0,112) + 250,1 \cdot 0,075 = -23,3 \text{ Нм};$$

$$M_C = R_{AX} \cdot a = 25,2 \cdot 0,075 = 1,9 \text{ Нм}.$$

За отриманими даними будемо епюру $M_{згХ}$.

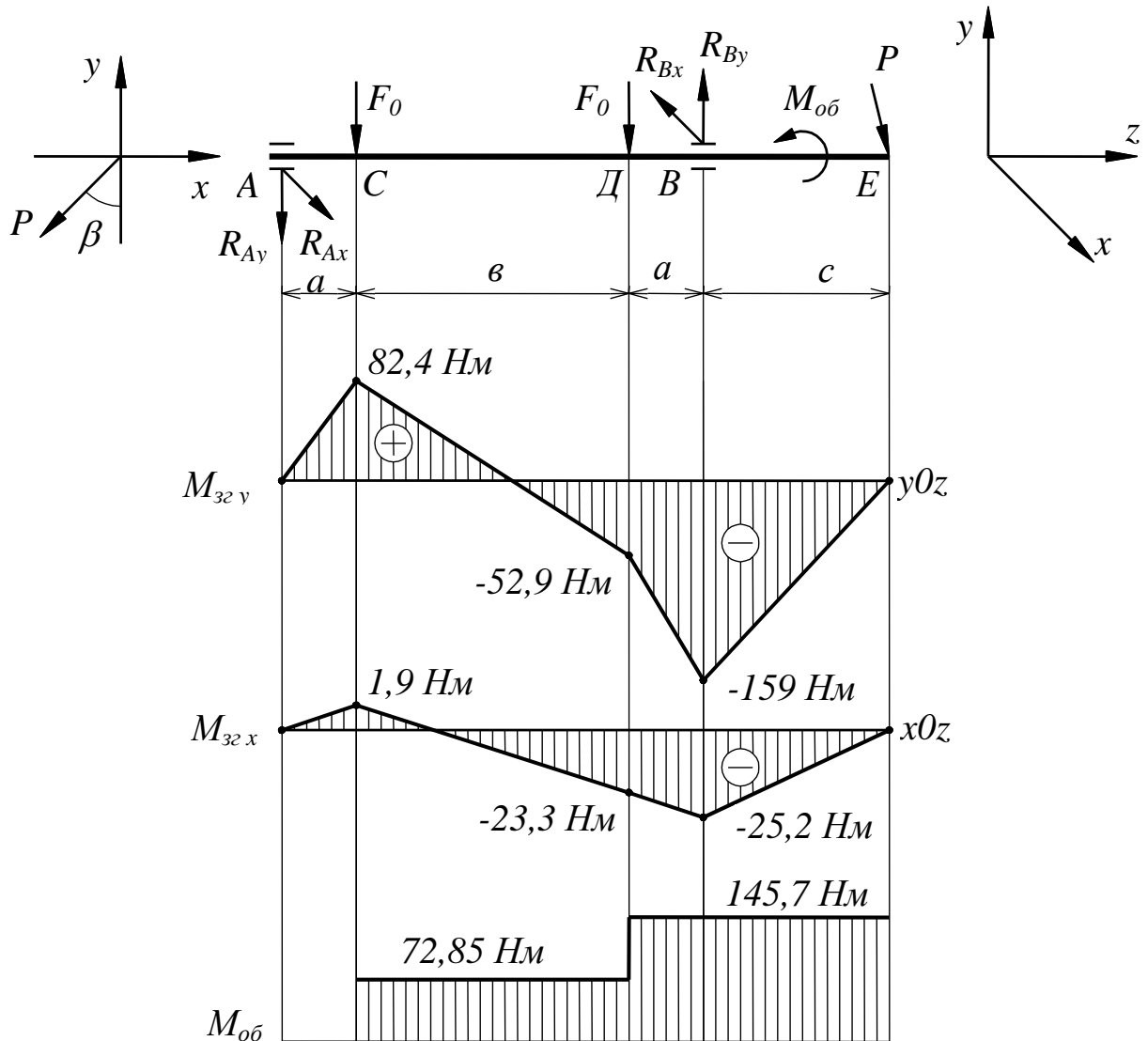


Рисунок 2.6 – Схема навантаження, епюри згинальних і крутних моментів приводного вала поздовжнього транспортера КС-6Б

Виходячи з умови, що на приводній зірочці крутний момент складає $M_{КР1}=145,7 \text{ Нм}$, а на валу розміщено два приводних барабани, на кожному з

котрих $M_{КРБ} = \frac{M_{КР1}}{2} = \frac{145,7}{2} = 72,85 \text{ Нм}$ будемо епюру крутних моментів

(див. рис. 2.6).

З аналізу епюр згинальних і крутних моментів робимо висновок, що найбільш навантаженим є перетин вала у точці «В».

Визначимо для нього сумарне значення моментів за формулою

$$M_{3z} = \sqrt{M_{3GX}^2 + M_{3GY}^2}. \quad (2.15)$$

Підставимо числові значення і отримаємо

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{159^2 + 25,2^2} = 161 \text{ Нм.}$$

Напруження згину у цьому перетині визначимо, користуючись формулою [13, 21]

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{M_{3\Gamma}}{W_X} = \frac{32 \cdot M_{3\Gamma}}{\pi \cdot d_6^3}, \quad (2.16)$$

де d_6 – діаметр вала в перерізі «В», $d_6=40$ мм.

Використовуючи числові дані, отримаємо

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{32 \cdot 161}{3,14(40 \cdot 10^{-3})^3} = 25,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Визначимо напруження кручення у перетині «В» за формулою [13, 21]

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP1}}{W_P} = \frac{16 \cdot M_{KP1}}{\pi \cdot d_6^3}. \quad (2.17)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$\tau_{KP} = \frac{16 \cdot 145,7}{3,14(40 \cdot 10^{-3})^3} = 11,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

За гіпотезою найбільших дотичних напружень визначимо еквівалентне напруження у небезпечному перетині за формулою [21]

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{3\Gamma}^2 + 4(\tau_{KP})^2}. \quad (2.18)$$

З врахуванням числових даних отримаємо

$$\sigma_E = \sqrt{(25,6 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (11,6 \cdot 10^6)^2} = 34,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Умова міцності виконується

$$\sigma_E \ll [\sigma_{3\Gamma}].$$

Для матеріалу вала $[\sigma_{3\Gamma}] = 383 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ [1]. Міцність вала забезпечена.

2.3.2. Розрахунок шпонкового з'єднання

Шпонки підбирають за таблицями згідно ГОСТ 23360-78 залежно від діаметра вала. На приводному валу шпонки передбачені на діаметрі 40 мм, тому її параметри $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 70$ [21].

Перевіримо шпонку на зминання за формулою [11]

$$\sigma_{3M} = \frac{F_t}{S_{3M}} = \frac{2M_{КРБ}}{d_B(h-t) \cdot l_P} = [\sigma_{3M}], \quad (2.19)$$

де $M_{КРБ}$ – крутний момент, що передається шпонкою, Нм;

d_B – діаметр вала, м;

t – глибина шпонкового паза на валу, м;

l_P – робоча довжина шпонки, яку визначаємо з формули

$$l_P = l - b = 70 - 12 = 58 \text{ мм},$$

$[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження на зминання, при сталій ступиці

$$[\sigma_{3M}] = 100 \dots 130 \text{ МПа} [11].$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 72,85}{40 \cdot 10^{-3} (8 - 5) \cdot 10^{-3} \cdot 58 \cdot 10^{-3}} = 20,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 20,9 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

Умова міцності виконується.

Перевіримо шпонку на зріз за формулою [11]

$$\tau_{3P} = \frac{F_t}{S_{3P}} = \frac{2M_{KP B}}{d_B \cdot l \cdot b} \leq [\tau_{3P}], \quad (2.20)$$

де $[\tau_{3P}]$ – допустиме напруження на зріз, $[\tau_{3P}] = 60 \dots 100$ МПа [11].

Підставивши числові дані, отримаємо

$$\tau_{3P} = \frac{2 \cdot 72,85}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 58 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3}} = 5,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 5,2 \text{ МПа} < [\tau_{3P}].$$

Міцність шпонкового з'єднання забезпечена.

2.3.3. Розрахунок довговічності підшипників

Довговічність підшипників ведучого вала поздовжнього транспортера визначаємо для більш навантаженої опори «В». Оскільки осьового навантаження підшипник не сприймає, вибираємо радіальний кульковий самоустановчий підшипник 208 зі сферичною обоймою згідно ГОСТ 8882-75 тип 1.80. Довговічність підшипників визначимо за формулою [11]

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_B} \cdot \left(\frac{C}{F_{EK}} \right)^3, \quad (2.21)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

n_B – частота обертання вала, хв^{-1} ;

F_{EK} – еквівалентне навантаження підшипника, визначаємо за формулою [11]

$$F_{EK} = X \cdot V \cdot F_r \cdot \kappa_{\delta} \cdot \kappa_T, \quad (2.22)$$

де X – коефіцієнт радіального навантаження;

V – коефіцієнт обертання; F_r – радіальне навантаження;

κ_{δ} – коефіцієнт безпеки; κ_T – температурний коефіцієнт.

Користуючись [1, 11] знаходимо числові значення вказаних величин:
 $C=37,1\text{кН}$; $X=1$; $V=1$; $\kappa_{\sigma}=1,5$; $\kappa_T=1$.

Радіальне навантаження на підшипник визначимо за формулою [11]

$$F_r = R_B = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2}. \quad (2.23)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$F_r = \sqrt{(250,1)^2 + (2836,4)^2} = 2847,4 \text{ Н.}$$

Тоді еквівалентне навантаження підшипника, буде

$$F_{EK} = 1 \cdot 1 \cdot 2847,4 \cdot 1,5 \cdot 1 = 4271,1 \text{ Н.}$$

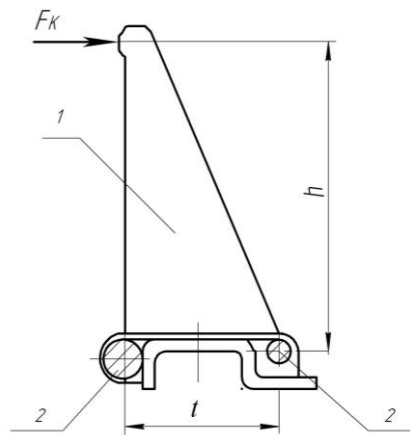
Відповідно довговічність у годинах становитиме

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 98,6} \cdot \left(\frac{37,1 \cdot 10^3}{4271,1} \right)^3 = 111\,462 \text{ год.}$$

Термін служби коренезбиральної машини складає 7 років, а навантаження на сезон не перевищує 450 год. Отже, за весь період машина напрацює $T_m = 450 \cdot 7 = 3150$ год $L_h > T_m$. Довговічність підшипників забезпечена.

2.3.4. Розрахунок заклепкових з'єднань скребоків

Для визначення зусиль, що виникають у заклепковому з'єднанні будемо схему навантаження скребка (рисунок 2.7).



Конструкція кріплення скребка 1 до прутків така, що зусилля розтягу і згину сприймають лише заклепки скребка 2. Для розрахунку приймаємо, що сила від дії ваги коренеплодів F_K прикладена до верхньої частини скребка на висоті h від осі прутка (див. рис. 2.7).

Рисунок 2.7 – Схема навантаження скребка

Визначаємо зусилля зрізу заклепкового з'єднання за формулою [11]

$$F_{3P} = F_K = \frac{2F_T}{m}, \quad (2.24)$$

користуючись даними, отриманими вище (див. п.2.2), отримаємо, що

$$F_{3P} = \frac{2 \cdot 602}{7} = 172 \text{ Н.}$$

Визначаємо зусилля розтягу скребка за формулою

$$F_P = \frac{F_K \cdot h}{t}, \quad (2.25)$$

де h – відстань від осі прутка до точки прикладання сили F_K , $h=170$ мм, тоді

$$F_P = \frac{172 \cdot 170}{50} = 585 \text{ Н.}$$

У заклепковому з'єднанні «замка» полотно виникають зусилля зрізу, які визначимо за формулою

$$F_{3P} = 2F_0 = 2 \cdot 1257 = 2514 \text{ Н.}$$

Оскільки діаметр і кількість заклепок у скребку і «замку» однакові, допустимі зусилля також будуть дорівнювати між собою. Визначимо їх, користуючись формулою [11]

$$F_{3P} \leq [\tau_{3P}] \cdot \kappa_{3P} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}, \quad (2.26)$$

де $[\tau_{3P}]$ – допустиме напруження зрізу матеріалу заклепки, Н/м²;

κ_{3P} – кількість площин зрізу, $\kappa_{3P}=4$;

d_3 – діаметр заклепки, $d_3=6$ мм.

Підставивши дані, отримаємо

$$F_{3P} \leq 1,4 \cdot 10^8 \cdot 4 \cdot \frac{3,14 \cdot (6 \cdot 10^{-3})}{4} = 15,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 15,8 \text{ кН.}$$

Допустиме зусилля зминання визначимо за формулою [11]

$$F_{3M} \leq [\sigma_{3M}] \cdot n_3 \cdot d_3 \cdot s_{nl}, \quad (2.27)$$

де $[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження зминання матеріалу заклепки, Н/м²;

n_3 – кількість заклепок;

s_{nl} – найменша товщина частини, що з'єднується, м.

Підставивши числові дані, отримаємо

$$F_{3M} \leq 3,2 \cdot 10^8 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 15,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Зусилля розтягу визначимо за формулою

$$F_p \leq [\sigma_p] \cdot n_3 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}, \quad (2.28)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу матеріалу заклепки, Н/м².

Підставивши числові дані, отримаємо

$$F_p \leq 0,9 \cdot 10^8 \cdot 4 \cdot \frac{3,14 (6 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 10,2 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Міцність заклепкових з'єднань забезпечена.

2.4. Розрахунок зварного з'єднання стійки

Стойка приварена до рами тавровим швом по периметру $l \times b = 100 \text{ мм} \times 50 \text{ мм}$. Катет шва $k_{ш} = 5 \text{ мм}$. Стойка сприймає змінне циклічне навантаження від натягу приводного ланцюга [30]. Коефіцієнт асиметрії циклу

$r=0$. Матеріал стійки – сталь 20. Приймаємо сумарне число циклів навантаження за термін служби машини $N_{\Sigma}=10^7$.

Складаємо схему навантаження досліджуваного вузла (рисунок 2.8).

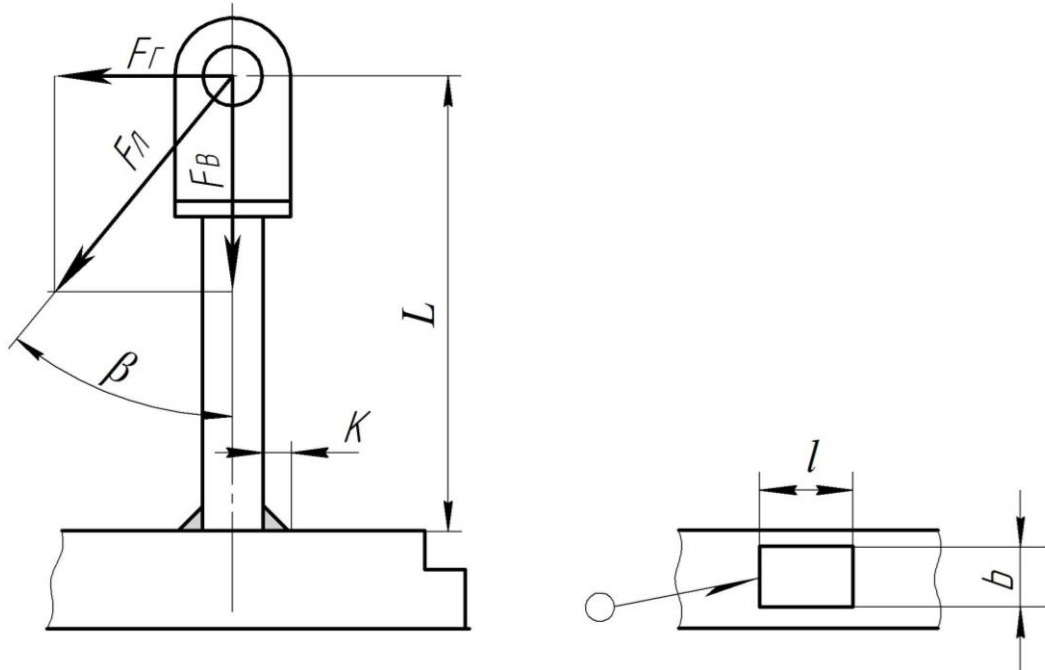


Рисунок 2.8 – Схема навантаження зварного з'єднання стійки

Викликати руйнування зварного шва може горизонтальна складова F_{Γ} сили $F_{\mathcal{L}}$ натягу приводного ланцюга, яку визначаємо за формулою

$$F_{\Gamma} = F_{\mathcal{L}} \cdot \sin \beta, \quad (2.29)$$

підставивши дані, отримаємо

$$F_{\Gamma} = 1438 \cdot \sin 9^{\circ} = 225 \text{ Н.}$$

Розрахуємо зварне з'єднання за відповідною методикою [11].

Визначаємо напруження у зварних швах від згинального моменту $M_{3\Gamma}$, значення якого визначаємо за формулою

$$M_{3\Gamma} = F_{\Gamma} \cdot L, \quad (2.30)$$

підставивши дані, отримаємо

$$M_{3\Gamma} = 225 \cdot 780 = 175500 \text{ Нмм} = 175,5 \text{ Нм.}$$

Напруження у швах визначаємо за формулою [11]

$$\tau'_{3P.M} = \frac{M_{3\Gamma}}{W_{шв}}, \quad (2.31)$$

де $W_{шв}$ – момент опору швів,

$$W_{шв} = \frac{2 \cdot I'_{шв}}{l + 2k_{ш}}, \quad (2.32)$$

тут $I'_{шв}$ – розрахунковий момент інерції швів, визначаємо його так

$$I'_{шв} = I_{шв} \cdot 0,7, \quad (2.33)$$

де $I_{шв}$ – момент інерції периметру швів.

Момент інерції периметру швів визначаємо за формулою [11]

$$I_{шв} = 2 \cdot \left[\frac{k_{ш} \cdot l^3}{12} + \frac{k_{ш}^3 \cdot b}{12} + b \cdot k_{ш} \cdot \left(\frac{l + k_{ш}}{2} \right)^2 \right]; \quad (2.34)$$

підставивши числові дані, отримаємо:

- момент інерції периметру швів

$$I_{шв} = 2 \cdot \left[\frac{5 \cdot 100^3}{12} + \frac{5^3 \cdot 50}{12} + 50 \cdot 5 \cdot \left(\frac{100 + 5}{2} \right)^2 \right] = 221,25 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

- розрахунковий момент інерції швів

$$I'_{шв} = 221,25 \cdot 10^4 \cdot 0,7 = 154,88 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

- момент опору швів

$$W_{шв} = \frac{2 \cdot 154,88 \cdot 10^4}{100 + 2 \cdot 5} = 28,16 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

- напруження зрізу від згинального моменту

$$\tau'_{3P.M} = \frac{175500}{28,16 \cdot 10^3} = 6,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначаємо напруження зрізу, що виникають у швах від дії сили F_{Γ}

$$\tau'_{3P.F} = \frac{F_{\Gamma}}{2 \cdot 0,7 \cdot k_{ш} \cdot l}; \quad (2.35)$$

підставивши числові дані, отримаємо

$$\tau'_{3P.F} = \frac{225}{2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 100} = 0,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Сумарне напруження від дії моменту M і сили F_{Γ} визначаємо за формулою [21]

$$\tau'_{3P.см} = \sqrt{\tau'^2_{3P.M} + \tau'^2_{3P.F}}; \quad (2.36)$$

підставивши дані, отримаємо

$$\tau'_{3P.см} = \sqrt{6,2^2 + 0,3^2} = 6,21 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначаємо допустиме напруження зрізу за формулою [1, 11]

$$\left[\tau'_{3P} \right] = \frac{\tau_{\text{lim}} \cdot \varepsilon}{[s] \cdot K_{\tau}} \cdot \beta \cdot K_L, \quad (2.37)$$

де τ_{lim} – границя витривалості матеріалу;

ε – масштабний фактор, $\varepsilon=0,9$; $[s]$ – коефіцієнт безпеки, $[s]=1,3$;

K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень шва, $K_{\tau}=2$;

β – коефіцієнт впливу якості обробки поверхонь, $\beta=1$;

K_L – коефіцієнт довговічності.

Границю витривалості матеріалу визначаємо за формулою

$$\tau_{\text{lim}} = \tau_r = \frac{\tau_{-1}}{1 - 0,5 \cdot (1 - \psi_{\tau}) \cdot (1 + r)}, \quad (2.38)$$

де τ_{-1} – допустимі дотичні напруження при симетричному циклі,

$$\tau_{-1}=130 \text{ Н/мм}^2;$$

ψ_τ – коефіцієнт, що враховує стійкість матеріалу до асиметрії циклу, $\psi_\tau=0$.

Підставивши числові дані, отримаємо

$$\tau_{\text{lim}} = \tau_r = \frac{130}{1-0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 260 \text{ Н/мм}^2.$$

Коефіцієнт довговічності, визначають за формулою

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \quad (2.39)$$

де m – показник степеня кривої витривалості, $m = \frac{12}{K_\tau} = 6$;

N_0 – базове число циклів зміни напружень, $N_0=3,4 \cdot 10^6$;

N_{LE} – еквівалентне число циклів зміни напружень, яке визначають за формулою

$$N_{LE} = N_\Sigma (1^m \cdot 0,2 + 0,75^m \cdot 0,5 + 0,2^m \cdot 0,3). \quad (2.40)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$N_{LE} = 10^7 (1^6 \cdot 0,2 + 0,75^6 \cdot 0,5 + 0,2^6 \cdot 0,3) = 2,8 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_L = \sqrt[6]{\frac{3,4 \cdot 10^6}{2,8 \cdot 10^6}} = 1,033.$$

Підставляючи числові значення, отримаємо значення напружень зрізу

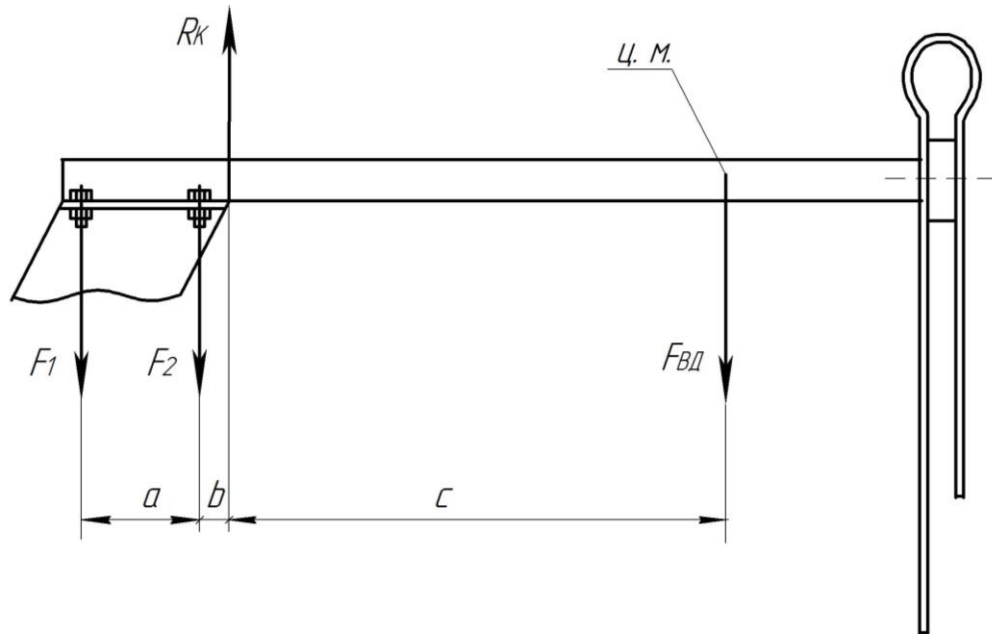
$$\left[\tau'_{3P} \right] = \frac{260 \cdot 0,9}{1,3 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1,033 = 92,97 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується

$$\tau'_{3P.c.m} = 6,21 \text{ Н/мм}^2 < \left[\tau'_{3P} \right] = 92,97 \text{ Н/мм}^2.$$

2.5. Розрахунок болтового кріплення відбивача

Для перевірки міцності кріплення відбивача складаємо схему його навантаження (рисунок 2.9).



a – відстань між болтами; b – відстань від болта до краю кронштейна;
 c – відстань від краю кронштейна до центра мас відбивача.

Рисунок 2.9 – Схема навантаження відбивача

Визначимо зусилля, що виникають внаслідок дії ваги відбивача, враховуючи, що відбивач є симетричним відносно поздовжньої осі, тобто значення сили $F_{ВД}$, що припадає на кожну сторону кріплення

$$F_{ВД} = \frac{m_{\text{в}} \cdot g}{2}, \quad (2.41)$$

де $m_{\text{в}}$ – маса відбивача, $m_{\text{в}} = 12,5$ кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с². Тобто

$$F_{ВД} = \frac{12,5 \cdot 9,8}{2} = 61,3 \text{ Н.}$$

Тоді максимальне зусилля, що може виникати у болтах кріплення, за умови послаблення різьби у сусідньому становитиме

$$F_1 = \frac{F_{ВД} \cdot c}{a + b}; \quad (2.42)$$

$$F_2 = \frac{F_{ВД} \cdot c}{b}, \quad (2.43)$$

де a, b, c – відстані, прийняті конструктивно (див. графічну частину роботи).

Підставимо числові дані і отримаємо

$$F_1 = \frac{61 \cdot 295}{230 + 35} = 62,8 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{61 \cdot 295}{35} = 516 \text{ Н}.$$

Розрахунок будемо вести для більш навантаженого болта за силою F_2 .

Оскільки болти навантажені лише осьовою силою, то їх розраховують з умови забезпечення міцності на розтяг [11]

$$\sigma_p = \frac{4F_P}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.44)$$

де F_P – сумарна розрахункова сила, що діє на затягнутий болт;

d_1 – діаметр різьби болта по впадинах.

Сумарну розрахункову силу, що діє на затягнутий болт визначаємо за формулою [11]

$$F_P = 1,3F_{зат} + \chi \cdot F_2 = F_2 [1,3k_{зат}(1 - \chi) + \chi], \quad (2.45)$$

де $F_{зат}$ – зусилля затяжки; $k_{зат}$ – коефіцієнт затяжки;

χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження.

При змінному навантаженні коефіцієнт затяжки становить $k_{зат} = 1,5 \dots 4$.

Оскільки при русі машини мають місце коливання і вібрації, приймаємо $k_{зат} = 3$.

Коефіцієнт зовнішнього навантаження при з'єднанні сталевих деталей без прокладки становить $\chi \approx 0,2 \dots 0,3$, приймаємо $\chi = 0,25$.

Підставивши числові дані, отримаємо

$$F_p = 516 \cdot [1,3 \cdot 3 \cdot (1 - 0,25) + 0,25] = 1638 \text{ Н.}$$

Тоді

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1638}{3,14 \cdot 8,376^2} = 29,7 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_p].$$

Допустиме зусилля розтягу визначаємо за формулою

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (2.46)$$

де $[s]$ – коефіцієнт безпеки.

Коефіцієнт безпеки для різьби М6...М18 $[s] = 3 \dots 4$, приймаємо $[s] = 3,5$.

$$\sigma_p = \frac{560}{3,5} = 160 \text{ Н/мм}^2.$$

Міцність болтів забезпечена.

Маючи значення крутного моменту M_{KP1} і частоти n_{nv} обертання приводного вала, можна визначити потужність, що необхідна для виконання технологічного процесу за формулою [1]

$$N_{mex} = M_{KP1} \cdot \omega = \frac{M_{KP1} \cdot \pi \cdot n_{nv}}{30}. \quad (2.47)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$N_{mex} = \frac{145,5 \cdot 3,14 \cdot 98,6}{30} = 1,5 \text{ кВт.}$$

Проведені розрахунки підтверджують доцільність запропонованої конструкції скребкового транспортера коренезбиральної машини КС-6Б.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Показники сільськогосподарських машин, які визначають їх ефективність

Сільськогосподарські машини проходить великий цикл від створення конструкції до її списання у результаті використання ресурсу. На етапі створення машин та їх виробництва є тільки витрати матеріальних і фінансових засобів, а при використанні утворюється основний прибуток від виготовлених машин.

Для сільськогосподарських машин визначальними є якість виконання технологічного процесу, продуктивність, вартість та затратами на їх експлуатацію, зокрема на технічне обслуговування (надалі ТО) та ремонт. Вартість ТО та ремонту залежить не тільки від технічного рівня с.-г. машини, а й від організації їх проведення з використанням сучасних засобів діагностування та виконання відповідних робіт.

Створення та використання машин взаємозв'язані. Машини, які виготовлені неякісно, не є надійними під час експлуатації, і потребують додаткових витрат для забезпечення роботоздатності.

Використання надійних машин значно дешевше, однак витрати на їх виготовлення більші, але застосування нових високо надійних машин дає значний економічний ефекту при експлуатації.

Підвищення працездатності та надійності с.-г. машин є економічно ефективним напрямом в удосконалюванні і створенні нових машин. Цього можна досягнути поєднанням таких етапів [4, 5, 10, 17]:

- конструктивного (вибір або зміна параметрів машини – розмірів, форми та матеріалу деталей, навантаження, питомого тиску, швидкості, системи змащення та ін.);
- технологічного (застосування різних методів обробки деталей, зміни властивостей поверхневих шарів та ін.);
- експлуатаційного (технічне обслуговування, діагностика, ремонтпридатність та ін.).

Надійність с.-г. машин визначається їх безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю та збережуваністю.

При конструюванні, відпрацюванні на технологічність та при експлуатації машин необхідно забезпечити високу надійність. Цього можна досягти забезпечивши у процесі виготовлення закладену при проектуванні надійність та зберегти досягнуту надійність при експлуатації та зберіганні машини.

Безвідмовність визначають через ймовірність безвідмовної роботи, середній час безвідмовної роботи, наробіток на відмову та ін. Цей параметр поєднують із несучою спроможністю, тобто границею міцності, текучості або граничною силою, яку може передати деталь. Гранична сила викликає у небезпечному перерізі деталі навантаження, які відповідають межі міцності. Позначається несуча спроможність R .

На деталь діє зовнішнє навантаження S , яке у якомусь розглядуваному перерізі викликає реально-діючі навантаження.

Умову безвідмовної роботи машин виражають через функцію безвідмовності [10]

$$\psi = R - S > 0. \quad (3.1)$$

У реальному об'єкті несуча спроможність R та діюча сила S є випадковими величинами із законами нормального розподілення.

Згідно Болотіну В.В. ймовірність безвідмовної роботи P визначають за формулою

$$P = \Phi \left(\frac{K - 1}{\sqrt{V_R^2 \cdot K^2 + V_S^2}} \right), \quad (3.2)$$

де Φ – нормувальна функція Лапласа;

K – відношення середніх значень величин R і S (запас міцності) $K = \frac{\sigma_R}{S}$;

$$V_R, V_S - \text{коефіцієнти варіації, } V_R = \frac{\sigma_R}{R}, V_S = \frac{\sigma_S}{S}$$

σ_R і σ_S – середнє і середньоквадратичне відхилення несучої спроможності і діючих сил.

З аналізу (3.2) видно, що ймовірність безвідмовної роботи залежить від запасу міцності та коефіцієнтів варіації сил S і несучої спроможності R . Чим більший запас міцності, тим вища ймовірність безвідмовної роботи. Запас міцності можна збільшити, якщо підвищити несучу спроможність і зменшити сили, які діють на деталь. При збільшенні запасу міцності зростає вага машини і підвищується витрата металу. Тому необхідно прагнути до зниження діючих сил на робочий орган.

Чим менше значення коефіцієнтів варіації V_K і V_S , тим вище значення ймовірності безвідмовної роботи. Зниження їх покращує процеси виробництва деталей та експлуатації машин. Досягнути цього можна зниженням допусків на виготовлення та складання деталей застосовуючи засоби автоматизації, сучасні технологічні процеси виготовлення деталей, які забезпечують їх зміцнення.

Зниження зовнішніх сил, які діють на машину досягають завдяки оптимізації параметрів робочих органів та виключенням надлишкових зв'язків у механізмах, тобто удосконалювані механізми є статично-визначеними системами зі зниженими навантаженнями. Зниження коефіцієнта варіації діючих сил при експлуатації с.-г. машин можна досягнути застосуванням заходів агротехніки та вирівнюванням полів.

Основні шляхи економії матеріалів у конструкціях сільськогосподарських машин: вибір оптимальної схеми машини або вузла; уточнення розрахунків і зниження коефіцієнтів безпеки; вибір оптимальних типів деталей і конструктивних виконань; вибір оптимальних параметрів деталей і агрегатів; вибір оптимальних матеріалів і термічної обробки; застосування поверхневих зміцнень, біметалічних і неметалічних деталей; зниження маси заготовок.

3.2. Обґрунтування удосконаленої схеми транспортера

Конструювання сільськогосподарських машин полягає у виборі принципової схеми конструкції, параметрів її елементів, габаритних розмірів, матеріалу, способів і технології їх виготовлення та інших параметрів, що визначають суть виробу. Оптимальна конструкція теоретично може бути реалізована тільки при умові зняття обмежень на технічний проєкт і процес виготовлення, реальні технологічні схеми оптимізуються лише в умовах обмеженого вибору; для бурякозбиральних машин – це обмеження на сортамент і марку матеріалу, вимоги і рівень технології виготовлення і збирання виробу, місця встановлення робочих органів, необхідність введення спеціальних елементів та інші вимоги [24, 33, 34].

До бурякозбиральних машин ставлять вимоги щодо підвищення надійності робочих органів, забезпечення достатнього рівня виконання функціональних процесів, тобто збирання урожаю з дотриманням вимог до якості сировини. При цьому значна увага приділяється розробці конструкцій з низькою метало- і енергомісткістю, високою загальною надійністю виробничих процесів, з врахуванням особливостей природнокліматичних зон, для яких розробляють техніку.

Вирішальним фактором проєктування несучих конструкцій бурякозбиральних машин мінімальної металомісткості із заданим рівнем надійності є вибір структури тримкої (несучої) системи.

Пруткові транспортери поєднують функції передачі руху і транспортування коренеплодів, є однією з важливих складових частин бурякозбиральних машин. Пруткове полотно – дорога і найменш довговічна частина транспортера, особливо у конструкцій, в яких тяговим елементом є загнуті кінці прутків або втулково-роликові ланцюги, оскільки такі полотна у місцях кріплення тримких елементів піддаються інтенсивному абразивному зношуванню і їх доводиться замінювати декілька разів за строк служби машин [6, 7, 8, 24, 29, 33, 34].

Пруткові транспортери, у яких тяговим органом є гумовий пас (рисунок 3.1), довговічніші порівняно із втулково-роликівими.

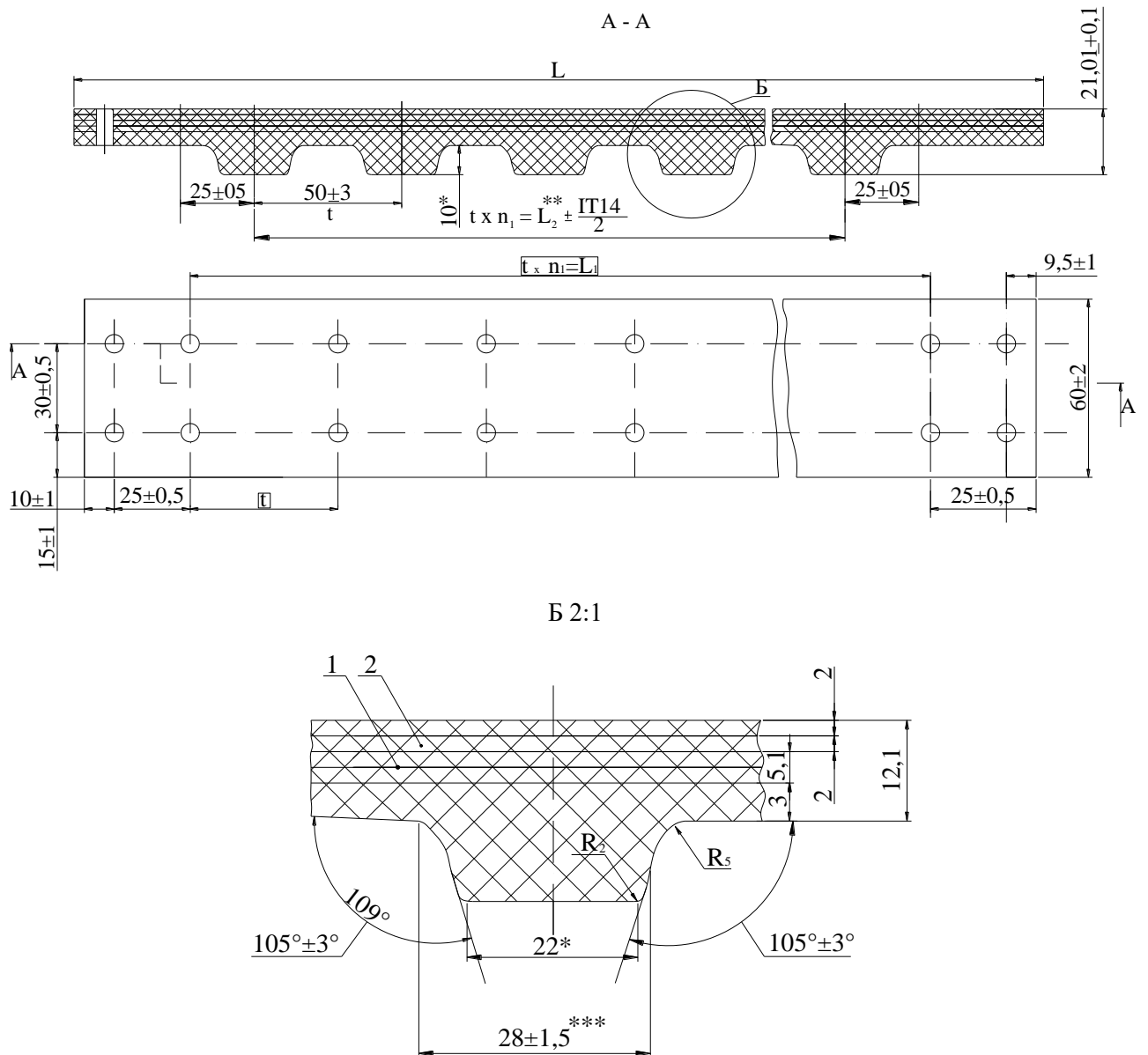


Рисунок 3.1 – Стрічка для кріплення прутків транспортера

Використовувана у таких конструкціях гума має капроновий наповнювач, міцність якого 30...50 кН на 5 см ширини взірця, що дає можливість працювати із значним натягом, не втрачає міцності у воді, проте деформується при розтягу [14].

Одним з важливих аспектів конструкції пруткового транспортера на основі гумового зубчастого паса є кріплення прутка до паса.

Технологія з'єднання паса (гуми) і прутка (металу) заклепками суттєво відрізняється від склепування двох металевих деталей. Так, при з'єднанні двох металевих деталей заклепкою сила дії з боку деталей дорівнює поперечній силі, що виникає у матеріалі заклепки, і стержень заклепки зберігає прямолінійну форму. При з'єднанні металевої і гумової деталей заклепка не обмежується з боку гумової деталі і втрачає стійкість. Сила клепання перевищує границю поздовжньої стійкості, тому заклепка згинається, а не розклепується.

Прутки (рисунок 3.2) до паса прикріплюють розвальцьовуванням заклепок спеціальним інструментом, що, обертаючись навколо своєї осі, поступово зближується з прутком, утворюючи головку заклепок заданого розміру. У цьому випадку величина зусилля на заклепку з боку інструмента для розвальцьовування значно нижча від зусилля, що виникає при клепанні заклепок. Працездатність такого з'єднання паса з прутком достатньо висока і відповідає 3...4-річному напрацюванню машини при нормативному річному завантаженні у 100...125 га. Проте податливість паса може значно зменшити ресурс його роботи [24].

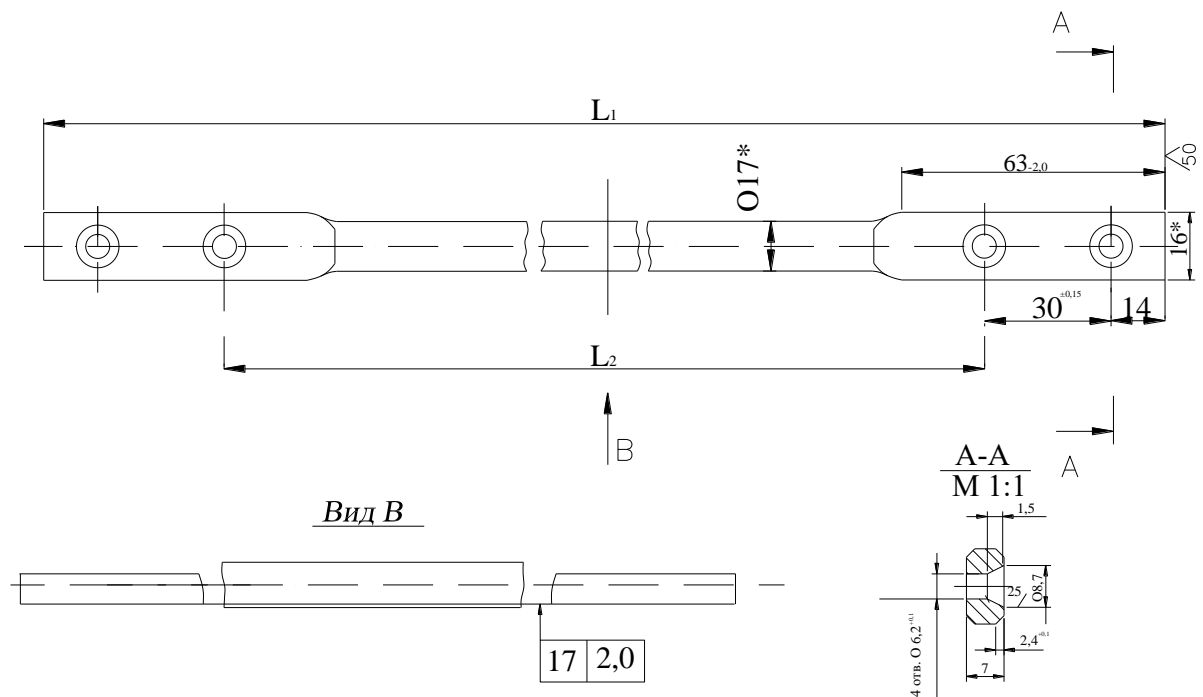


Рисунок 3.2 – Пруток транспортера

Обґрунтуємо нову схему пруткового транспортера, яка має забезпечувати більшу продуктивність і довговічність порівняно з базовою.

Розглянемо для порівняння два випадки: коренеплід необхідно підняти вгору на горизонтальній площині та пересунути його на похилій площині.

У першому випадку на коренеплід діє тільки сила тяжіння mg .

У другому випадку (рисунок 3.3), щоб зсунути коренеплід по похилій поверхні (аналогія з прутковим транспортером), необхідно прикласти силу, що дорівнює

$$R = f \cdot mg \cdot \cos \alpha, \quad (3.3)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f=0,5$.

Визначимо ступінь зниження завантаженості

$$K_{\partial} = \frac{mg}{fmg \cos \alpha} = \frac{1}{0,8 \cdot 0,5} = 2,5;$$

де $\cos \alpha = 0,8$.

Тобто, спостерігається зниження завантаженості для такої схеми механізму. Відповідно довговічність збільшується у 2,5 рази, оскільки ці показники є пропорційними. Це дуже велике значення і втілити цю ідею у розробку нової конструкції пруткового транспортера доволі складно.

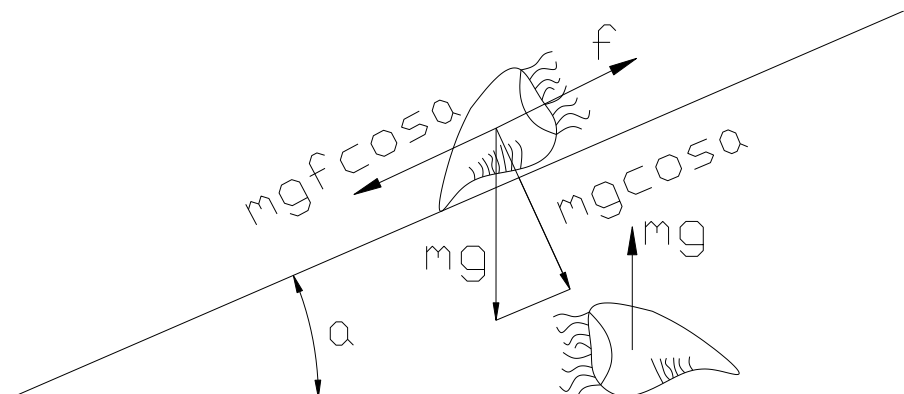


Рисунок 3.3 – Сили, що діють на коренеплід при підйомі полотном транспортера

Якщо розглянути існуючу конструкцію транспортера поздовжнього бурякозбиральної машини (рисунок 3.4), то можна побачити, що робоча поверхня – це послідовно встановлені із заданим кроком прутки, які закріплюють на несучих зубчастих пасах. Через деякий крок розташовані на транспортері скребки. В існуючій конструкції вся поверхня транспортера рухається.

Але у промисловості використовують транспортери, які виконані за іншим принципом. Тобто, є нерухома робоча поверхня транспортера, яка виконана решітчастою для виконання процесу сепарації сумішей і по якій рухаються скребки для переміщення транспортованого матеріалу. Обґрунтуємо можливість застосування такої ідеї у конструкції транспортера для коренеплодів.

Визначимо, як буде залежати коефіцієнт ефективності за рахунок зниження питомої металомісткості від відношення ваги існуючого транспортера $G_{тр.i}$ до абсолютної ваги $G_{тр.y}$ удосконаленого транспортера

$$K_M = \frac{G_{тр.i}}{G_{тр.y}} \cdot k_D, \quad (3.4)$$

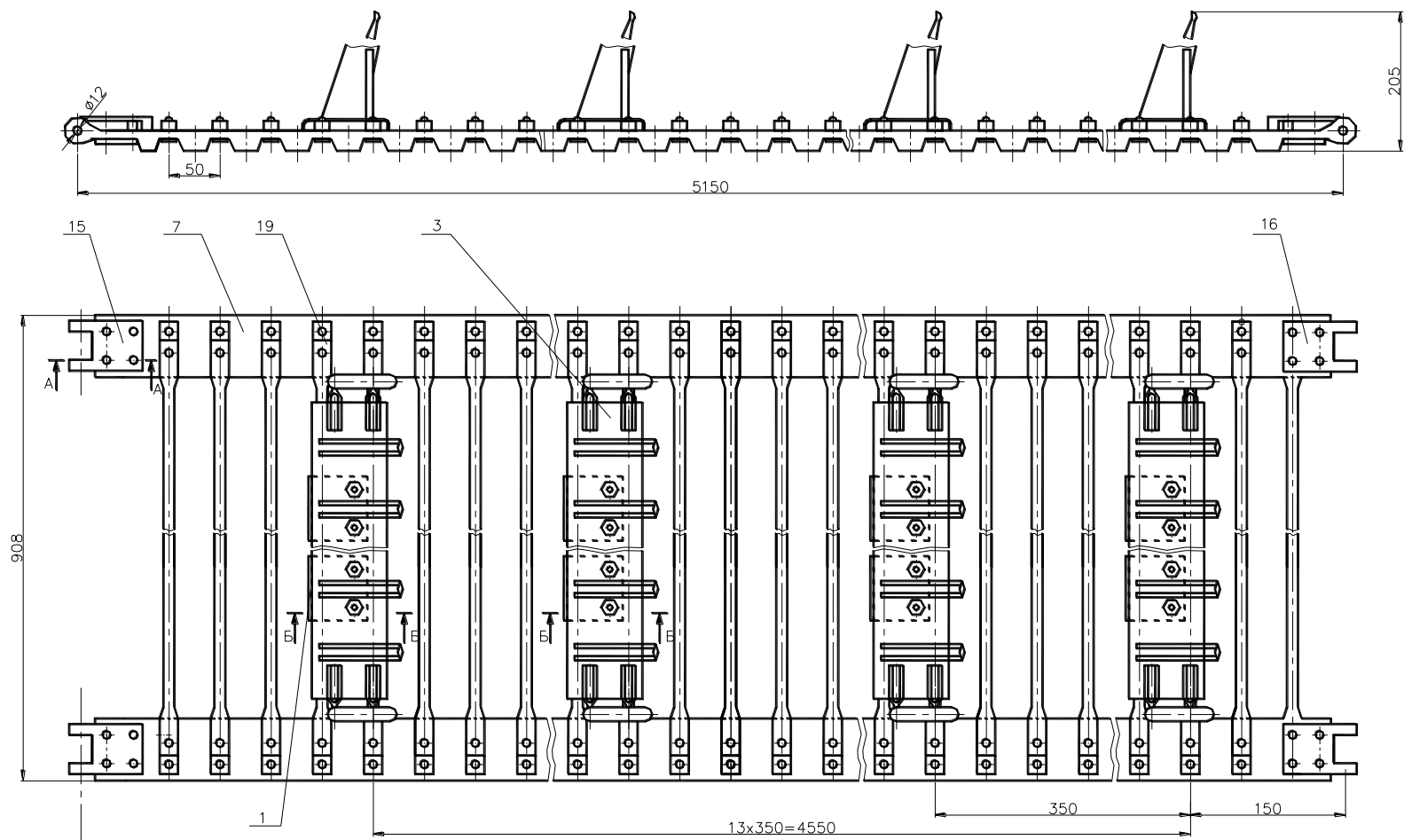
де k_D – це коефіцієнт підвищення довговічності.

Якщо відношення $\frac{G_{тр.i}}{G_{тр.y}}$ позначити через μ , яке може бути як менше

одиниці, так і більше, то K_M буде мати вигляд

$$K_M = \frac{k_D}{\mu}. \quad (3.5)$$

Якщо прийняти достатній коефіцієнт зниження металомісткості K_M у межах 50 %, тобто $K_M=1,5$, то масу удосконаленого транспортера можна встановити за кривими (рисунок 3.5) з урахуванням коефіцієнта підвищення довговічності k_D вище лінії.



1 – скребок; 2 – прижим; 7 – стрічка; 15 – шарнір правий; 16 – шарнір лівий; 19 – пруток
 Рисунок 3.4 – Існуюча конструкція скребкового (пруткового) транспортера

Залежність K_M можна зобразити графічно (рисунок 3.5).

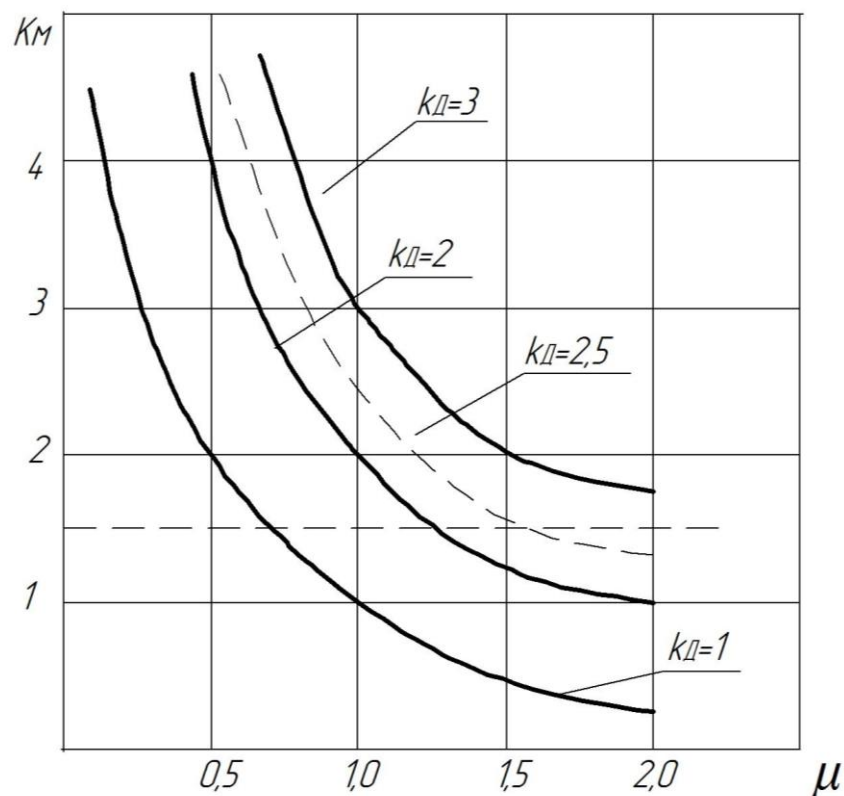


Рисунок 3.5 – Залежність K_M від μ та k_D

Абсолютну масу транспортера можна підвищувати для досягнення вищої довговічності. У такому випадку $k_D=2,5$, тоді μ можна прийняти таким, що дорівнює 1,5.

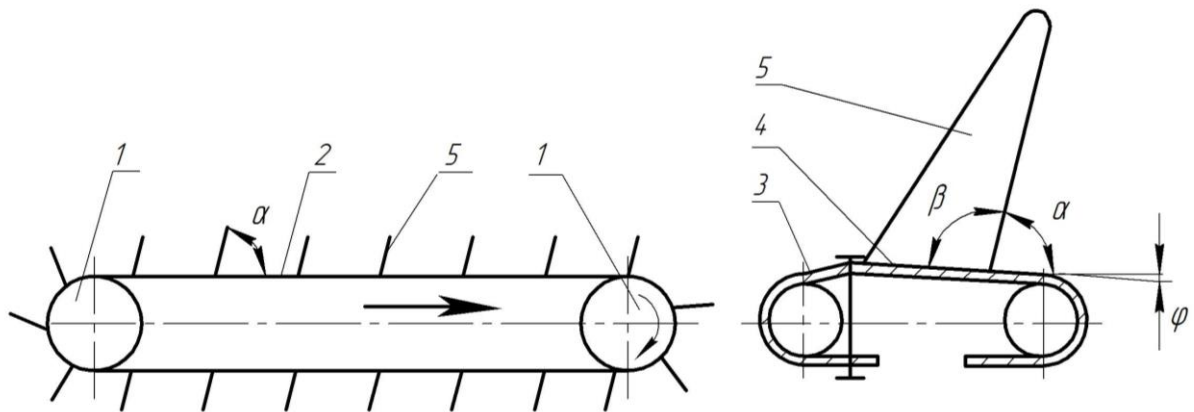
Отже, новий принцип транспортування коренеплодів має резерви, які дають змогу підвищити довговічність і тим самим знизити питому металомісткість транспортера, навіть якщо абсолютна маса удосконаленого транспортера буде перевищувати існуючу в 1,5 рази.

У пропонованому варіанті транспортера коренеплодів на прутках також встановлюють скребки дещо удосконаленої конструкції відносно існуючих.

Для покращення транспортуючої здатності транспортера пропонується застосувати таку схему встановлення скребків (рисунок 3.6): кут між робочою поверхнею скребків і площиною полотна знаходиться у

межах $\alpha = 80^\circ \dots 75^\circ$; кут, утворений робочою поверхнею скребка і його основою, виконаний тупим і знаходиться у межах $\beta = 100^\circ \dots 105^\circ$; поверхня скоби, на якій кріплять скребки виконана похилою і утворює гострий кут з площиною полотна $\varphi = 10^\circ \dots 15^\circ$ [26].

Кут α вибраний у межах $75^\circ \dots 80^\circ$ для підтримання транспортованої маси і уникнення скочування коренеплодів із робочої поверхні скребка, так як кут встановлення робочої поверхні скребка до площини полотна 180° , то $\beta = 105^\circ \dots 100^\circ$.



1 – ведучі і ведені шків; 2 – полотно; 3 – прутки; 4 – скоба; 5 – скребки.

Рисунок 3.6 – Удосконалена форма встановлення скребків транспортера:

Кількість скребків транспортера коренезбиральної машини буде залежати від врожайності коренеплодів буряків. Наприклад, якщо урожайність 400 ц/га або менше, кількість скребків залишається як у базовому варіанті. А якщо врожайність буде складати більше 400 ц/га, то кількість скребків необхідно збільшувати.

Синтез конструкції у кожному конкретному випадку передбачає створення її кінцево-елементної моделі з подальшим дослідженням і оцінкою її за напружено-деформівним станом.

Нова конструкція транспортера показана у графічній частині роботи.

3.3. Роботоздатність тягового паса пруткового транспортера

Так як основу транспортера складає гумовий зубчастий пас, то його роботу доцільно розглянути окремо.

Спершу відзначимо подібність і неподібність роботи паса у складі транспортера і як звичайної пасової передачі. Як у першому, так і у другому випадку, пас служить для передачі робочого зусилля, але у першому випадку робоче навантаження зосереджене не на веденому валу, а посередині між гілками транспортера. Ця обставина не дуже впливає на загальну картину поширення робочих зусиль. Але, при перекосах полотна транспортера ця картина дуже різко змінюється.

При рівномірному русі транспортера навантаження від паса до прутка передається практично рівномірно через всі чотири заклепки з боків з'єднання. У реальних умовах роботи паралельні гілки транспортера рухаються неоднаково через відхилення довжин пасів, розмірів барабанів (шківів), різницю натягів пасів, непаралельність ведучого і веденого валів, випадкове розміщення транспортованої маси коренеплодів. Можливі також випадки заклинювання коренеплодів з одного або іншого боку транспортера, найчастіше корінь буряка короткочасно застрягає між бортом транспортера і пальцем скребка. Все це призводить до перекошування транспортера і суттєвої зміни картини навантаження паса у місці з'єднання прутка з пасом. Навантаження на заклепки перерозподіляється, що суттєво знижує довговічність транспортера. Причиною є те, що механізм транспортера має «зайві» в'язі, тобто з'єднання прутка з пасами транспортера є статично невизначне. У процесі експлуатації транспортер не самовстановлюється, тому перекошування гілок призводить до збільшення зусилля у перетинах з'єднання прутка і паса [24].

Відзначимо переваги зубчасто-пасової передачі відносно звичайної клинопасової передачі.

Пасова передача складається з двох шківів, з'єднаних між собою пасом, натяжного пристрою, який створює контактний тиск між пасом і шківом. і

Передача енергії створюється за рахунок сил тертя. Початковий натяг передачі створюється, в основному, при її монтажі.

За допомогою паса передають рух між паралельними валами, що обертаються в одну сторону. Завдяки закручуванню паса реалізують передачу між паралельними валами з обертанням їх у протилежні сторони, а також передачу між валами, осі яких перехрещуються.

Основні плюси пасової передачі: простота конструкції, порівняно невелика вартість, здатність передавати обертальний рух на великі відстані і працювати з великими швидкостями, плавність роботи і малий шум, мала чутливість до ударів і зміни навантаження, відсутність змащувальної системи.

Основні недоліки: невисока довговічність паса, великі радіальні габарити, значні навантаження на вали і опори, непостійність передаточного відношення.

Якщо розглянути механіку передачі руху пасовою передачею, то визначено [1, 11], що рух передається тільки при пружному ковзанні паса по шківу. Якщо пас буде абсолютно жорстким, то передача руху буде здійснюватись з дуже маленьким ККД. Таким чином, для задовільної роботи пасової передачі необхідно створення пружного ковзання поряд із звичайним ковзанням. Через це створюються деякі незручності, пов'язані з тим, що з часом пас витягується і пружне ковзання знижується. Починає переважати звичайне ковзання, яке перетворюючись у звичайне гальмування, приводить до втрат роботоздатності. У цьому полягає особливість пасової передачі і обмеження її використання. Це можна розглядати як недолік, якого позбавлена зубчасто-пасова передача.

Зубчасто-пасова передача поєднує у собі переваги пасових і ланцюгових приводів. Її використовують у широкому діапазоні потужностей (від 0,2 до 500 кВт), частот обертання (до 6000 об/хв у високонавантажених і до 18000 об/хв у кінематичних приводах) і окружних швидкостей (від 0,5 до 80 м/с). ККД зубчасто-пасової передачі складає 95...99 % [1, 11].

Порівняно з пасовими зубчасто-пасові передачі мають ряд важливих переваг: високу навантажувальну здатність і довговічність, відсутність ковзання, компактність (шківні можуть мати невеликі діаметри), порівняно невисокий початковий натяг і навантаження на вали. Зубчасто-пасові передачі на відміну від ланцюгових передач малощумні і не потребують змащування.

За формою зубчасті паси (див. рисунок 3.1), які використовують як тягові елементи пруткових транспортерів, – це плоска стрічка із зубцями трапецеїдальної форми на внутрішній поверхні. Паси виготовляють в основному з армованого металотросом неопрену, рідше – поліуретану. Спірально навитий по довжині паса трос є несучим елементом при передачі колового зусилля і забезпечує незмінність кроку паса. Границя міцності дроту троса становить $\sigma=3000$ МПа, відносне збільшення по довжині $\delta=4\dots5$ % [1, 11].

Основними конструктивними параметрами паса транспортера є кут 2β і модуль $m=t/\pi$, тут t – крок паса. Значення модуля вибирають залежно від потужності, що передається, і частоти обертання швидкохідного вала. Ширину паса вибирають залежно від модуля, число зубців меншого шківів – залежно від частоти обертання і модуля [1, 11].

Інші параметри паса визначають у такій послідовності.

- розрахункова довжина паса

$$l = \pi \cdot m \cdot z_{II}, \quad (3.6)$$

де z_{II} – число зубців паса;

- діаметри ділительних кіл шківів

$$d_{II} = m \cdot z_{III}, \quad (3.7)$$

де z_{III} – число зубців шківів;

- зовнішні діаметри шківів

$$d_a = m \cdot z_{III} + 2\Delta, \quad (3.8)$$

де $\Delta = 0,6$ мм при діаметрі троса 0,36 мм і $\Delta = 1,3$ мм при діаметрі троса 0,65 мм;

- діаметри кіл впадин шківів

$$d_f = d_a - 1,8m; \quad (3.9)$$

- ширина шківа

$$B_{III} = b + m; \quad (3.10)$$

- кут впадин

$$2\beta = 50^\circ \text{ при } m = 2\text{мм}; \quad 2\beta = 40^\circ \text{ при } m > 2\text{мм};$$

- крок паса на зовнішньому діаметрі шківа

$$t = \pi \cdot d_a / z_{III}. \quad (3.11)$$

3.4. Перевірка паса повздовжнього транспортера на тягову здатність

Удосконалена конструкція поздовжнього прутково-скребкового транспортера функціонує нормально, тому проводимо його перевірку на тягову здатність, користуючись параметрами передачі, наведеними у робочих кресленнях транспортера: крок $t = 50$ мм, модуль $m = t/\pi = 16$ мм, ширина $b = 60$ мм, довжина $l = 5120$ мм, вага = 70 Н.

Для розрахунку тягової здатності зубчатого паса пруткового транспортера коренезбиральної машини використовуємо такі співвідношення [1, 11]:

- розрахункове питоме (на одиницю ширини паса) колове зусилля (Н/см) на пасі

$$P_t = P_o \cdot C_i \cdot C_z \cdot C_p, \quad (3.12)$$

де P_o – допустиме питоме колове зусилля, що є критерієм подібності узагальнюючих результатів експериментальних досліджень і порівняно невеликого досвіду експлуатації передач;

C_i – коефіцієнт передаточного відношення, при $i > 1$, $C_i = 1$;

C_z – коефіцієнт, що враховує ту обставину, що із збільшенням числа зубців z_o у зачепленні із шківом навантаження на перший набігаючий зуб знижується, $C_z = 0,6; 0,8; 1$ відповідно $z_o = 4; 5$ і 6 ;

C_p – коефіцієнт режиму роботи, для умов роботи даного транспортера можна прийняти $C_p = 1,25$, опираючись на той факт, що навантаження на транспортер має значні коливання (до 200%);

- необхідна ширина паса

$$b_{\Pi} = \frac{F_t}{(P_t - Q_m \cdot V)} = \frac{2T_1}{d_1(P_t - Q_m \cdot V)}, \quad (3.13)$$

де F_t – корисне навантаження у пасі або колове зусилля, Н;

Q_m – маса на 1 м довжини паса шириною 1 см, Н/м²;

T_1 – момент на шківу, Нм;

V – швидкість паса, м/с.

Колове зусилля F_t визначається середнім контактним напруженням (тиском) на зубці у зачепленні з малим шківом. Після визначення ширини паса необхідно перевірити тиск на зубцях [1, 11]

$$P_Z = \frac{F_t \cdot \psi}{z_o \cdot b \cdot h} < [P_Z], \quad (3.14)$$

де ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубцями паса і шківа по дузі обхвату ($\psi = 1,7 \dots 2,0$ при навантаженні до 14 кВт і швидкості паса до 20 м/с);

z_o – число зубців у зачепленні;

h – висота паса;

$[P_z]$ – допустимий тиск на зубці паса, який залежить від частоти обертання швидкохідного вала.

З рівняння (3.12) можна встановити умову роботоздатності зубчастого паса – тягового елемента пруткового транспортера

$$[P_o] < \frac{P_t}{C_i \cdot C_z \cdot C_p}, \quad (3.15)$$

Значення P_t можна визначити із рівняння (3.13)

$$P_t = \frac{2T_1}{d_1 \cdot b} + Q_m \cdot V. \quad (3.16)$$

У досліджуваного тягового паса пруткового транспортера приведемо перевірочний розрахунок. За даним [11] маємо $[P_o]=60$ Н/мм.

Ширина паса $b_{II} = 60$ мм, тоді

$$F_t = 60 \cdot 60 = 3600 \text{ Н.}$$

Корисна сила дорівнює $2F_t = 7200$ Н, що значно перевищує діючу силу.

Отже, тягова здатність полотна транспортера достатня.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації машини КС-6Б з розробленим транспортером

До роботи з технічного обслуговування, транспортування, обкатування і використанні машини допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли медичний огляд, спеціальну підготовку, інструктаж з техніки безпеки і протипожежної безпеки при наявності відповідного посвідчення. Нахили агрофону при роботі машиною не повинні перевищувати 2⁰.

При одночасному обслуговуванні, ремонті машин кількома виконавцями необхідно призначити старшого групи, доручивши йому контроль за дотриманням правил техніки безпеки (черговості робіт).

У машині повинна бути аптечка з необхідними медикаментами.

Працювати необхідно у зручному одязі, щоб не допустити його попадання у рухомі частини машини.

Інструменти, прилади та обладнання для технічного обслуговування і ремонту повинні використовуватись тільки за своїм призначенням, бути справними і забезпечити безпечність проведення робіт.

Не допускається перевезення вантажів у бункері [14].

Перед запуском потрібно впевнитися у справності механізму блокування запуску.

Перед запуском двигуна ручка переключення діапазонів повинна бути у нейтральному положенні, а педалі керування гідронасосом у одній площині. При цьому важіль керування гідронасосом повинен знаходитися у вертикальному положенні. Муфта приводу робочих органів повинна бути виключена.

Перед включенням передачі, а також початком руху водій повинен впевнитися у відсутності сторонніх осіб на машині або біля неї і дати попереджувальний звуковий сигнал.

Необхідно систематично перевіряти справність і надійність роботи гальм рульового керування механізму переключення діапазонів. Категорично забороняється працювати з несправним рульовим керуванням, гальмівною системою, електроосвітленням і сигналізацією [14].

При русі машини водій повинен знаходитися на сидінні. Забороняється перебування сторонніх осіб на працюючій машині або біля неї.

Забороняється очищати, ремонтувати або регулювати вузли під час руху машини. Забороняється експлуатувати машину без запобіжних кожухів і огорож карданних, пасових і ланцюгових передач. Надівати паси на шківи і ланцюги на зірочки, а також змащувати підшипники під час роботи машини забороняється. Забороняється працювати на машині при ослаблених кріпленнях вузлів і агрегатів, чіпати руками робочі органи машини при працюючому двигуні. При роботі машини металеві труби гідروприводу на ходову частину можуть нагріватися до 80...100⁰С. Беретися опіків.

При переведенні вивантажувального транспортера з робочого у транспортне положення (або навпаки) попередньо необхідно впевнитися у наявності вільного простору, відсутності ліній електропередач та ін. Оскільки, габаритний розмір транспортера за висотою при переведенні перевищує 4 м.

Швидкість руху машини при значних нахилах дороги повинна бути до 4 км/год, поздовжнім кутом нахилу до 7 %. При поворотах і розворотах швидкість потрібно зменшити до 3 км/год. При тривалих переїздах машини (більше 15...20 км) паси приводу робочих органів потрібно зняти.

Рух дорогами загального користування проводиться відповідно до «Правил дорожнього руху» і при включених безперервних маячках оранжевого або білого кольорів. Транспорт, швидкість якого така ж або перевищує максимальну швидкість руху машини обганяти забороняється особливо з настанням темноти.

Переїжджати у тунелях, через греблі, мости (якщо дозволяють габарити і вантажопідйомність) потрібно тільки на пониженій швидкості при включених безперервних маячках [14].

Після зупинки машини необхідно обов'язково перевести ручку переключення діапазонів у нейтральне положення. При заміні мастила у перші 20...30 хв після зупинки двигуна, необхідно бути обережним, щоб уникнути опіків.

Щоб уникнути випадкового руху машини з місця, водій повинен перед виходом із кабіни при працюючому двигуні заблокувати педалі керування гідронасосом засувкою і загальмувати машину стоянковим гальмом.

Необхідно систематично перевіряти надійність роботи рульового керування та гальм. Всі види регулювань і технічного обслуговування виконуються при виключеному двигуні (крім деяких регулювань двигуна і діагностики).

Забороняється що-небудь робити під машиною, якщо копачі підняті і під колеса не підставлені упори-клини. При м'якому ґрунті під домкрат кладуть міцну дошку при проведенні технічних оглядів або ремонті потрібно підняти одну із сторін машини, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5 т. Не можна знаходитись під машиною, яка піднята на домкрат. Місця встановлення домкрата і опор для піднімання різних частин машини вказано на машині.

Буксирування машини здійснюється тільки при жорсткому зчіплюванні з включеною передачею коробки діапазонів згідно з «Правилами дорожнього руху». Гальмування машин під час руху необхідно проводити зміною подачі основного насоса гідростатичної передачі трансмісії (ГСТ), що виконується за допомогою педалей керування [14].

4.2. Протипожежні заходи при експлуатації машини КС-6Б

Категорично забороняється:

а) курити на машині поблизу складування сіна, соломи та інших місць підвищеної пожежобезпеки;

б) заправляти двигун паливом у місцях складування (сіна, соломи) та інших місцях підвищеної пожежобезпеки;

в) проводити ремонт машин та інші роботи з використанням відкритого вогню у місцях складування сіна, соломи й інших місцях підвищеної пожежобезпеки.

До початку збиральних робіт машина повинна бути обладнана вогнегасником лопатою.

Не дозволяється на вогнегасник вішати одяг або класти сторонні предмети, вони заважають швидко використати його у випадку необхідності. Вогнегасник повинен бути завжди справним і своєчасно заправленим [14].

У нічний час при виході з ладу електрообладнання користуватися вогнебезпечними ліхтарями.

Необхідно слідкувати за тим, щоб прокладка колектора добре ущільнювала і не відпускала б відпрацьовані газу. Недостатнє ущільнення може привести до загоряння легкозаймистих матеріалів.

Щоб попередити замикання проводів потрібно кожного дня перевіряти справність електропроводки, слідкувати за якістю ізоляції електропроводів і не допускати забруднення їх маслом і пилом.

При заправці машини і перевірці його рівня не можна користуватися відкритим вогнем і курити, допускати підтікання мастила у місцях з'єднання трубопроводів. Своєчасно усуньте підтікання у системі живлення і змащення двигуна. Пролите паливо і масло треба витерти. Паливопроводу необхідно чистити на двигуні після перекриття подачі палива. У машин, які пройшли технічне обслуговування не повинно бути підтікання палива.

Своєчасно очищати машину, двигун, захисні сітки радіаторів від рослинних залишків, випускати трубу і колектор від нагару.

Стаціонарні пости технічного обслуговування і агрегати технічного обслуговування повинні бути обладнані засобами пожежогасіння.

Особу, які працюють на машині, а також які беруть участь у проведенні технічного обслуговування, повинні знати пожежотехнічні мінімуми [8,14].

4.3. Способи проведення аварійно-відбудовних робіт

Прокладання колонних шляхів і створення проїздів у завалах.

Для висування сил цивільної оборони до об'єктів рятувальних робіт використовують наявні автомобільні дороги.

При відсутності чи при неможливості використання доріг створюють колонні шляхи, для прокладання яких залучають загони забезпечення руху. Колонний шлях – це дорога, прокладена по цілині. Безпосередньо у вогнищі ураження влаштовують проїзди і проходи у завалах.

Руйнування будинків і споруд ведуть до утворення завалів, що перешкоджають пропуску техніки і формувань у вогнища ураження і розгортанню рятувальних робіт. Тому розчищення завалів і влаштування проїздів є найважливішою умовою своєчасного початку та успішного проведення робіт з порятунку потерпілих у вогнищі ураження.

Особливість цієї роботи полягає у тому, що її необхідно провести у найкоротший час, щоб забезпечити своєчасний доступ формувань до об'єктів (ділянок) роботи і швидке надання допомоги ураженим.

У зонах з місцевими завалами шлях розчищають до поверхні проїзної частини вулиці, якщо висота завалу не більше одного метра. У зонах суцільних завалів, а також там, де висота завалів більше одного метра, при великій довжині шлях прокладають по завалах. При цьому ширина шляху для одностороннього руху повинна бути не менше 4 м, для двостороннього – 7...8 м. При односторонньому проїзді через кожні 100...200 м роблять роз'їзди довжиною 15...20 м [27].

При наявності рік, каналів та інших водяних перешкод, що утруднюють проїзд формувань у вогнища ураження, необхідно влаштовувати переправи і будівництво тимчасових найпростіших мостів замість зруйнованих. Цю роботу виконують спеціальні формування, що використовують мости, баржі, річкові судна, підготовляють переправи убрид, а взимку по льоду.

Локалізація аварій на газових, енергетичних, водопровідних, каналізаційних і технологічних мережах підприємства.

Руйнування газової мережі веде до небезпеки отруєння людей, виникнення пожеж і вибухів, тому аварії газових мереж необхідно усувати у першу чергу.

Газові мережі, як і водопровідні, можуть бути зруйновані чи ушкоджені. При цьому відбувається повне або часткове руйнування труб. Ушкодження газопроводу визначають фахівці за допомогою газоаналізатора або за специфічним запахом. Газ, що виходить з ушкодженого трубопроводу, може легко загорятися від випадкової іскри, тому користуватися відкритим вогнем забороняється, а район ушкодження газової мережі повинен бути оточений.

Основний спосіб локалізації аварій на газових мережах – відключення ушкоджених ділянок чи напрямків усього району, якщо це не викликає зупинки роботи збережених підприємств. Роботи з локалізації аварій на газових мережах проводять в ізолюючих протигазах, тому що звичайні фільтруючі протигази не захищають від проникнення газу через протигазову коробку.

Руйнування електромереж може призвести до короткого замикання, виникнення пожеж і ураження людей електричним струмом.

Локалізація аварій на електромережах високої напруги – це роботи, виконання яких може бути доручено фахівцям-електрикам. Ця робота складається: із знеструмлення мереж і влаштування найпростіших заземлень при дерев'яних опорах або при металевих опорах у районі ведення рятувальних робіт; у розбиранні металевих і дерев'яних опор для найшвидшого відновлення тимчасових ліній електропередач до найбільш відповідальних об'єктів підприємства. На мережах низької напруги ця робота складається: з відключення від мережі ушкодженої ділянки рубильником, роз'єднанні запобіжників чи відрізання проводів від мережі, із підбирання проводів із землі і підвішування їх до тимчасових опор.

У результаті впливу виникнення надзвичайної ситуації можуть бути зруйновані водопроводи, покладені під землею, оглядові колодязі, що може призвести до затоплення укриттів і підвалів, до обвалення уцілілих будинків і споруд у результаті підмивання фундаментів.

Основним способом локалізації аварій на водогінних мережах є відключення зруйнованих ділянок і напрямків, у цехах на дільницях, для чого використовують засувки у збережених оглядових колодязях і запірні вентиля.

У випадку місцевих аварій і неможливості використання пристроїв, що відключають воду (при завалах оглядових колодязів) використовують такий спосіб. За зовнішніми ознаками визначають місце аварій (поява мокрих плям, джерело на поверхні) відкопують траншею чи котлован до виявлення труб водопроводу, воду відкачують насосами. Встановивши характер аварій, їх усувають, потім влаштовують обвідні лінії, що дозволяють використовувати водопровід для гасіння пожеж.

У випадку розриву водопроводу трубу на обох кінцях забивають дерев'яними пробками. При утворенні поздовжніх тріщин ставлять пластирі, що складаються з гумової прокладки, прикритої зверху металевою смугою і прикріпленої по периметру труби хомутами через кожні 20...30 см.

Характер ушкоджень і локалізація аварій на мережах теплопостачання подібні усуненню аварії на водогінних мережах. Однак, треба враховувати наявність у трубопроводі гарячої води (до 130°C при підвищеному тиску), що створює додаткову небезпеку для людей у місцях ушкоджень. Інші заходи здійснюють так само, як на мережах водопостачання.

Зміцнення чи обвалення конструкцій, що загрожують обвалом і перешкоджають безпечному рухові і веденню рятувальних робіт.

У процесі робіт необхідно попередити можливу небезпеку обвалення ушкоджених споруд, цехів на проїзну частину чи прилеглі території, де здійснюється рух чи рятувальні роботи. Для цього тимчасово зміцнюють чи звалюють споруди, що загрожують обвалом.

Після огляду аварійного будинку та окремих конструкцій, укріплення їх залежно від висоти проводять у такий спосіб: стіни висотою до 6 м зміцнюють встановленням простих дерев'яних чи металевих підкосів під кутом 45...60° до горизонту.

Стіни будинку висотою 12 м і більше зміцнюють подвійними підкосами. В обох випадках кількість підкосів визначається стійкістю будинку, який укріплюють. Зазвичай підкоси встановлюють у кожному простінку будинку.

Для укріплення можна використовувати елементи зруйнованих будинків і конструкцій (металеві і дерев'яні балки, бруси, дошки і колоди). Стіни будинку й окремих конструкцій можуть зміцнюватися за допомогою розтяжок на тросах. У випадках, коли можливе обвалення частин будинку, що загрожують обвалом, їх звалюють за допомогою лебідки і троса чи трактором. Для цього обстежують конструкцію, що загрожує обвалом, і вибирають спосіб робіт. Звалення споруд можливе також способом підриву.

Тимчасове відновлення і ремонт ушкоджених ліній зв'язку.

Зв'язок має важливе значення для керування силами цивільно оборони у ході проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відбудовних робіт. Тому поряд із проведенням рятувальних і невідкладних аварійно-відновлювальних робіт здійснюється відновлення ушкоджених ліній зв'язку. Відновлювальні роботи організовує начальник служби зв'язку, який використовує для цієї мети наявні формування зв'язку.

До відновлення ушкоджених ліній зв'язку для керувань використовують радіо і дротові засоби зв'язку, прокладені у вогнищі ураження за допомогою польового кабеля [27].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Розглянуто тенденції та перспективи розвитку бурякозбиральної техніки. Проведено патентні дослідження конструкцій пруткових транспортерів коренезбиральних машин. Аналізуючи умови їх роботи та теоретичні дослідження виконання ними технологічних процесів розроблено нову схему пруткового транспортера, яка має забезпечувати більшу його продуктивність і довговічність, а також схеми кріплення його елементів, що підвищує надійність та довговічність конструкції в цілому.

Для зменшення пошкоджень і втрат коренеплодів у зоні вивантаження коренеплодів у бункер запропоновано встановити спеціальний відбивач, що буде запобігати ударам коренеплодів об задню стінку бункера, а також не допускати втрат. Відбивач складається з рами та відбійного фартуха, якій кріпиться до неї за допомогою п'яťох болтів М10. Рама відбивача – це зварна П-подібна конструкція з двох кутників 36×36×4 довжиною 735мм і полоси 40×5 мм. Відбійний фартух виготовлений з гумовотканинного полотна ТМКЩ-С-5×500. Відбивач кріпиться до щитків транспортера болтовими з'єднаннями.

Для підвищення надійності приводу, замість шарнірного, запропоновано жорстке встановлення транспортера на раму машини. Для цього необхідно приварити до рами дві спеціальні стійки. Стьїка – це зварна конструкція з труби 100×50×5 мм зі сталі 20 довжиною $L=620$ мм і площадки для кріплення транспортера, виготовленої з полоси 60×10 мм.

Змінено конструкцію ведучого вала транспортера для покращення його монтажу на раму машини. Для кріплення транспортера до стійки у конструкцію ведучого вала введено спеціальну опору кріплення і фланець.

До стійки ведучий вал поздовжнього транспортера кріпиться болтами М12. Для компенсації неточностей при виготовленні елементів транспортера підшипники встановлені у корпусах за допомогою сферичних вкладишів.

Опора – це зігнута пластина, виготовлена зі сталі 5 з двома отворами під кріплення. Опору встановлюють на посадочну поверхню корпусу підшипника вала. Фланець встановлюють у конструкцію ведучого вала для фіксації опори кріплення і встановлення чистика. Крізь фланець опора кріпиться до рами транспортера трьома болтами М10. Під час монтажу опора має можливість обертатися відносно фланця і корпусу підшипника для полегшення процесу складання. Для компенсації неточностей при виготовленні елементів транспортера підшипники встановлені у корпусах за допомогою сферичних вкладишів. Для забезпечення видалення з порожнин приводних барабанів налиплого ґрунту у конструкції ведучого вала передбачено спеціальні чистики. Чистик – це зігнута пластина із загостреними робочими поверхнями, виготовлена зі сталі Ст.3. У фланці виконано паз, у який встановлюють чистик і обварюють по контуру.

Розроблена конструкція пруткового транспортера обґрунтована необхідними розрахунками. Секундна пропускна здатність – 495 Н/с, швидкість полотна – 1,24 м/с; частота обертання приводного вала 98 об/хв; діаметр вала у небезпечному перетині – 40 мм; діаметр приводного барабана 242 мм. Виконано розрахунки шпонкового з'єднання і підшипників приводного вала транспортера; заклепкових з'єднань скребків і зварного з'єднання стійки і болтового кріплення відбивача. Удосконалений прутковий транспортер забезпечує покращення якісних критеріїв роботи коренезбиральної машини, що досягається зменшенням втрат і зниженням кількості сильно пошкоджених коренеплодів з 5,5 % до 3,5 %.

На основі аналізу показників сільськогосподарських машин, які визначають їх ефективність запропоновано нову конструкцію пруткового транспортера з кріпленням прутків до зубчастих пасів, проаналізовано роботоздатність тягового паса пруткового транспортера та виконано перевірку повздовжнього транспортера на тягову здатність.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анурьев В.Н. Справочник конструктора машиностроения в 3-х томах. Т.3. – М.: Машиностроение, 1978. – 382с.
2. Бабко И.П., Мишин М.А., Долбиев И.С. К вопросу обоснования схемы и основных параметров свеклоуборочного комбайна. В научн. сборнике тр.: Исследование системы автоматизации и обоснование и обоснование схем и рабочих органов с/х машин УкрНИИСХОМ, Харьков 1991, С. 3-15.
3. Гапоненко В.С., Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1988.– 384 с. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. – Тернопіль, 2005. – 228 с.
4. 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.
5. 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.
6. Гевко Р.Б. Шляхи покращення очистки коренеплодів бурякозбиральними машинами // Гевко Р.Б., Гандзюк М.О., Ткаченко І.Г., Осуховський В.М., Павлов Я.А. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Київ: НАУ. – 2000. – Том 9. – С. 162-166.
7. Гевко Р.Б. Удосконалення транспортера-сепаратора для коренебульбоплодів // Гевко Р.Б., Павелчак О.Б., Ткаченко І.Г., Фльонц І.В. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Луцьк. 2007. № 16. – С. 168-172.
8. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. – Львів: Новий світ, 2000. – 230 с.
9. Грошев Л.М., Дмитриченко Н.Ф., Рибак Т.И. Надежность сельскохозяйственной техники. – К.: Урожай, 1990. – 192с.

10. Детали машин в примерах и задачах /Под ред. С.Н. Ничипорчика. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.
11. ДСТУ 2258-93 Машини бурякозбиральні. – К.: Держстандарт України, 1993. – 18 с.
12. 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.
13. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. – Л.: Химия, 1977. – 408 с.
14. Машина корнеуборочная самоходная КС-6. Руководство по эксплуатации. –Тернополь, 1987. – 29 с.
15. Механизация производства сахарной свеклы /О.А. Маковецкий, В.В. Брей, Л.В. Погорелый, В.Л. Ляшинский /Под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Урожай, 1991. –184 с.
16. Погорелый Л.В., Бильский В.Г., Кононенко Н.П. Научные основы повышения производительности сельскохозяйственной техники. – К.: Урожай, 1989. – 237 с.
17. Погорілий М.Л. Перспективна бурякозбиральна техніка і шляхи її розвитку //Техніка АПК. – 1998р. – №4. – С.21-23.
18. Погорілий М.Л. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки //Техніка АПК. – 2000р. – №9. – С.14-18.
19. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) /Погорелый Л.В., Татьянко Н.В., Брей В.В., Кравченко А.С., Покуса А.А., Карпов В.Г. /Под. общ. ред Л.В.Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168с.
20. Справочное пособие по сопротивлению материалов /Под общ. ред. М.Н. Рудицына. – Минск: Вишэйшая школа, 1970. – 630с.
21. Татьянко Н.В., Золотарева Т.С. Определение эмпирических формул производительности скребковых транспортеров для свекловичных корней //Исследование и изыскание новых схем и конструкций рабочих органов

- сельскохозяйственных машин: Сб.науч.тр. – М.: ВИСХОМ. – Выпуск IV, 1980. – С.7-14.
22. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Основи агрономії. Курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
23. Хомик Н.І. Дослідження пруткових транспортерів бурякозбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. – Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – Тернопіль: 2002. – 170 с.
24. 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.
25. Хомик Н.І. та ін. Транспортер коренезбиральної машини Пат.20903А Україна, МВК А01 D 33/10.
26. Хомик Н.І. Удосконалення пруткового транспортера коренезбиральної машини //Рубінець Н.А., Хомик Н.І. Збірник тез доповідей XVIII наукової конференції ТНТУ імені Івана Пулюя, Том I «Природничі науки та інформаційні технології». – Тернопіль, 2014. – С.87-88.
27. Цивільна оборона. Підручник /За редакцією полковника В.С. Франчука. – 2001. – 256 с.
28. Шабельник Б.П. Теорія і практичне обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. – Харків, 2001. – 314 с.
29. Аношкін І. Аналіз напруженого стану зварного з'єднання конструктивної системи // Збірник тез X Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», 25-26 квітня 2017 року. – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – Том 1. – С. 227. – (Секція: Матеріалознавство, міцність матеріалів і конструкцій).

30. Аношкін І. Уніфікація запису функції потенціальної енергії деформації згину // Матеріали II Міжнародної студентської науково-технічної конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», 25-26 квітня 2019. – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – С. 75-76. (секція: Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва).
31. Аношкін І.В., Стецюк А.А., Розширення функціональних можливостей пруткових транспортерів коренезбиральних машин //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – С. 138-139.
32. Nevko R. B., Tkachenko R. I., Synii S. V., Flonts I. V. *Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol. 49. № 2. P. 53-60.*
33. 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. P. 127-138.*

ДОДАТКИ