

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Факультет(ННІ)**

**КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

УДК 621.8

**ПОГОДЖЕНО**

**Декан факультету (Директор ННІ)**

\_\_\_\_\_ конструювання та дизайну \_\_\_\_\_  
(назва факультету (ННІ))

\_\_\_\_\_ Зіновій РУЖИЛО \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

\_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри**

\_\_\_\_\_ конструювання машин і обладнання \_\_\_\_\_  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ Вячеслав ЛОВЕЙКІН \_\_\_\_\_  
(підпис) (ПІБ)

\_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на тему**

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУТКОВОГО КОНВЕЄРА З  
КАНАТНИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
(код і назва)

Освітня програма Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва  
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**Гарант освітньої програми**

Д.Т.Н, ДОЦЕНТ  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН  
(ПІБ)

**Керівник магістерської  
кваліфікаційної роботи**

К.Т.Н., ДОЦ.  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Микола КОРОБКО  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Владислав ГОНЧАР  
(ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Факультет(НИ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри**  
конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор \_\_\_\_\_ Вячеслав ЛОВЕЙКІН  
(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)  
вчене звання)  
-01" вересня 2023 року

**ЗАВДАННЯ**  
**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

**Гончару Владиславу**

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
(код і назва)

Освітня програма Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва  
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи  
**ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРУТКОВОГО КОНВЕЄРА З КАНАТНИМ  
ТЯГОВИМ ОРГАНОМ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від -29" грудня 2023 р. № 2399 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2025.05.01  
(рік, місяць, число)

Об'єкт дослідження – прутковий конвеєр.

Зміст пояснювальної записки:

1. Загальні відомості та технологічний процес роботи ланцюгових конвеєрів;
2. Особливості розрахунку ланцюгово-скребкових конвеєрів;
3. Розрахунок конвеєра;
4. Канатний тяговий орган;
5. Охорона праці

Перелік графічних матеріалів:

6. Загальний вигляд конвеєра;
7. Привідний вал, деталювання;
8. Загальний вигляд шарніра зачеплення;
9. Класифікація конвеєрів;
10. Економічна ефективність.

Дата видачі завдання 01 вересня 2023 р.

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

к.т.н., доц. \_\_\_\_\_ (підпис)  
(науковий ступінь та вчене звання)

Микола КОРОБКО  
(ПІБ)

**Завдання прийняв до виконання** \_\_\_\_\_ (підпис)

Владислав ГОНЧАР  
(прізвище та ініціали студента)

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТРАНСПОРТНОГО .....	8
1.1. Особливості роботи конвеєрів машин для збирання коребульбоплодів .....	8
1.2. Типи сепаруючих транспортерів .....	10
1.2. Класифікація та експлуатаційні характеристики сепараційно-транспортних агрегатів комбайнів .....	16
1.3. Ефективність роботи пруткових транспортерів комбайнів .....	21
1.4. Сучасні технології збирання коренебульбоплодів .....	23
1.5. Розгляд конструкції робочих органів .....	25
РОЗДІЛ 2. ....	29
АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРУТКОВИХ КОНВЕЄРІВ .....	29
2.1. Продуктивність пруткового транспортера .....	29
2.2. Визначення сил опору руху натяжного елемента та вибір ланцюга.....	30
2.3. Визначення динамічного навантаження на ланцюг, зусиль натягу в його характерних перерізах та рушійної сили. ....	34
2.4. Довговічність ланцюгового контуру .....	37
2.5. Розрахунок та підбір тягових ланцюгів .....	40
РОЗДІЛ 3. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЯГОВОГО ЕЛЕМЕНТА .....	42
3.1. Характеристики вантажів, що перевозяться.....	43
3.2. Основні критерії вибору типу машини .....	46
3.2. Аналіз конструкції тягових органів конвеєрів .....	49
3.3. Типи тягових ланцюгів .....	51

РОЗДІЛ 4 . КОНСТРУКТИВНЕ ПОЛПШЕННЯ КОНВЕЄРНОЇ СИСТЕМИ .....	58
4.1. Ефективність роботи пруткових транспортерів бурякозбиральних комбайнів.....	58
4.2. Конструкторська пропозиція щодо вдосконалення тягового вузла пруткових конвеєрів.....	61
4.3. Визначення сил опору руху затискного елемента .....	68
РОЗДІЛ 5 .....	70
ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ .....	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	72
ДОДАТКИ.....	75

## ВСТУП

Підвищення надійності конструкцій транспортних механізмів та інших вузлів, зниження металоємності, підвищення ефективності роботи та розширення функціонально-технічних можливостей є ключовими напрямками вдосконалення існуючих та створення нових машин для переробки цукрових буряків.

Практичний досвід експлуатації бурякозбиральних комбайнів підтверджує, що близько 30% усіх несправностей посідає пруткові транспортери. Конвеєрні стрічки деяких машин іноді не досягають свого сезонного терміну служби та підлягають ремонту чи заміні у процесі експлуатації. Це призводить до збільшення витрат на відновлення працездатності машин, зниження продуктивності підприємств та невиправданих втрат продукції.

Існуючі теоретичні та експериментальні дослідження пруткових конвеєрів документують їх конструктивні параметри, продуктивність, пошкодження коренеплодів картоплі та ефективність поділу. При цьому достатньо уваги приділялося дослідженню поточних динамічних навантажень, їх тимчасових змін і впливу на елементи приводу конвеєрної стрічки, робочу стрічку і кореневу пошкодженість.

Під час перерв у роботі тягові та приводні елементи зазнають динамічних навантажень. Найбільші динамічні навантаження виникають у момент початку руху конвеєрної стрічки, при досягненні нею робочої швидкості, а також при зупинці або заклинюванні. Ці навантаження є небажаним явищем і роблять значний внесок у знос конвеєрної стрічки та приводних елементів, а також можуть стати причиною пошкодження коренеплодів при взаємодії з робочими елементами конвеєрної стрічки.

Вивчення динамічних процесів під час роботи стрічкових конвеєрів є актуальним завданням. Рішення дозволяє оцінювати динамічні навантаження, що діють на конвеєрну стрічку та елементи трансмісії під час

перехідних процесів, а також модернізувати існуючі конструкції та розробляти нові, що забезпечують високу продуктивність бурякозбиральних комбайнів.

Підвищення надійності конструкцій транспортних механізмів та інших вузлів, зниження металоємності, підвищення ефективності роботи та розширення функціонально-технічних можливостей є ключовими напрямками вдосконалення існуючих та створення нових машин для переробки цукрових буряків.

Існуючі теоретичні та експериментальні дослідження пруткових конвеєрів документують їх конструктивні параметри, продуктивність, пошкодження коренеплодів картоплі та ефективність поділу. При цьому достатньо уваги приділялося дослідженню поточних динамічних навантажень, їх тимчасових змін і впливу на елементи приводу конвеєрної стрічки, робочу стрічку і кореневу пошкодженість.

Під час перерв у роботі тягові та приводні елементи зазнають динамічних навантажень. Найбільші динамічні навантаження виникають у момент початку руху конвеєрної стрічки, при досягненні нею робочої швидкості, а також при зупинці або заклиниванні рейки. Ці навантаження є небажаним явищем і роблять значний внесок у знос конвеєрної стрічки та приводних елементів, а також можуть стати причиною пошкодження коренеплодів при взаємодії з робочими елементами конвеєрної стрічки.

#### *Актуальність досліджень*

Завдання, вирішення якого дозволяє оцінити динамічні навантаження, що діють на стрічку транспортера та елементи кінематичного ланцюга при перехідних процесах і на цій основі модернізувати існуючі та розробляти нові конструкції, що забезпечують високу продуктивність бурякозбиральних комбайнів.

Удосконалення існуючих та розробка нових машин для переробки буряків є пріоритетними напрямками у вдосконаленні існуючих та розробці нових машин для переробки буряків. До них відносяться підвищення

надійності конструкцій транспортних механізмів та інших вузлів, зниження металоємності, підвищення ефективності експлуатації, розширення функціональних та технічних можливостей.

Існуючі теоретичні та експериментальні дослідження пруткових конвеєрів документують їх конструктивні параметри, продуктивність, пошкодження коренеплодів картоплі та ефективність поділу. При цьому достатня увага приділялася вивченню поточних динамічних навантажень, характеру їх зміни у часі та впливу на елементи приводу конвеєрної стрічки, робочу стрічку та пошкодження.

*Об'єкт досліджень* – тяговий орган пруткового конвеєра.

*Предмет досліджень* – обґрунтування конструкції канатно-ланцюгового тягового органа пруткового конвеєра.

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТРАНСПОРТНОГО

### 1.1. Особливості роботи конвеєрів машин для збирання коребульбоплодів

Бурякозбиральні комбайни експлуатуються у складних кліматичних та ґрунтових умовах, у режимах роботи, що призводять до частих поломок та простоїв для усунення несправностей, що суттєво знижує техніко-експлуатаційні показники цих машин.

Для визначення причин відмов та руйнувань мобільних сільськогосподарських машин враховується їх експлуатаційне навантаження, яке характеризується сукупністю статистичних показників процесів, що відбуваються в машинах, їх системах та агрегатах за нормальних умов експлуатації у всіх природно-кліматичних зонах.

У сучасних бурякозбиральних комбайнах побутового призначення часто застосовуються пруткові транспортери, приводними та опорними елементами яких є ланцюги та ремені з втулками та роликками.

Експлуатація коренезбиральних комбайнів показує, що еластичні транспортери повністю відповідають технологічному процесу, проте термін їхньої служби не перевищує одного-двох сезонів експлуатації. Фактори, що впливають на довговічність та ефективність еластичних конвеєрів, поділяються на дві групи: знос та динамічні навантаження.

Знос можна розділити на абразивний та корозійно-механічний. Цей фактор призводить до поступового та прогнозованого зносу натяжних елементів та меншого зносу в робочій зоні опорних прутків.

Недовантаження на пруткових конвеєрах виникають під час використання ланцюгового підйомного елемента або викликані умовами навантаження під час експлуатації. Все це призводить до прикрого зносу затискних елементів. Характеристики приводної системи, умови руху

конвеєрної стрічки і робочі характеристики оператора машини можуть створювати значні динамічні навантаження.

Проникнення сторонніх тіл. Це призводить до надзвичайно швидкого зносу елементів (подовження та розрив ланцюгів, поломка арматурних пластин), активація несучих та рухомих елементів (вигин та розрив прутків, щіток), елементів приводу (поломка зубів шестерень, вигин приводних валів) та прискорене зношування конструкцій шасі [2].

Конвеєрні ланцюги передають рушійну силу провідної зірочки, а також піддаються впливу сил вантажу, що транспортується, і скребків. Додаткові навантаження виникають через зміну довжини контурів ланцюга, допустимих кутових та осьових зсувів зубчастих коліс, зміщення валу і т.д.

Найбільш поширені відмови пруткових конвеєрів з втулковими ланцюгами пов'язані зі збільшенням довжини ланцюга, яка залежить від питомого тиску на контактну поверхню роликів, відносного обертання ланок на зірочках та відсутності мастила.

Збільшити термін служби та надійність сільськогосподарської техніки,

Підвищення якості їх робочих органів, зниження металоємності, поліпшення експлуатаційних показників та розширення функціонально-технічних можливостей визначають напрями розробки нових та вдосконалення існуючих конструкцій для забезпечення необхідного рівня продуктивності технологічного процесу машин.

Конвеєрні стрічки, також звані прутковими конвеєрами, є одними з найважливіших робочих органів сільськогосподарської техніки. Зношування конвеєрів загалом та їх елементів зокрема, що призводить до зношування опорних елементів. Ця проблема потребує ретельного аналізу навантаженості еластичних конвеєрних стрічок, виявлення причин зносу їх елементів і основи розробки математичних моделей. Це характеризуватиме термін служби в реальних умовах експлуатації конструкції.

Існуючі теоретичні та експериментальні дослідження очисників пруткових конвеєрних стрічок повністю документували їхні конструктивні

особливості. Параметри, продуктивність, ефективність розподілу. Коренезбиральні комбайни та вивчення стану зношування їх вузлів не гарантують надійність роботи металоконструкцій з передбачуваним ресурсом експлуатації.

Метою дослідження робочих місць є покращення конструкції пруткових транспортерів та їх елементів, що мають значення для розробки та проектування машин для збирання цукрових буряків. Аналіз цих робочих органів та вирішення проблем для забезпечення необхідної функціональності

## **1.2. Типи сепаруючих транспортерів**

На основі дослідження ди конструктори створили роторні, гребінчасті та білові очищувачі, які зазвичай використовуються на комбайнах для збирання цукрових буряків. Так, згідно з дослідженням JSC на випробувальних стендах ПЕКЗ та пакувальних машинах визначено найважливіші кінематичні та конструктивні параметри робочих органів сепараторів цукрових буряків.

Експериментальні дослідження кулачкових очисників проведені Б.П.Шабельниковим [133]. За даними польових випробувань під час збирання врожаю для коренеплодів, що ростуть на сухих ґрунтах та в умовах сухого клімату, а також за наявності твердих грудок (вологість 14%, твердість 3,9 МПа), визнано доцільним застосування пружних зв'язків для приводу валів гребнеочисника (торсіонні вали) з жорсткістю 374 Нм, що гарантують високу якість процесу сепарації. Налаштування очистки (рис. 1.1) для очищення коренебульбоплодів.

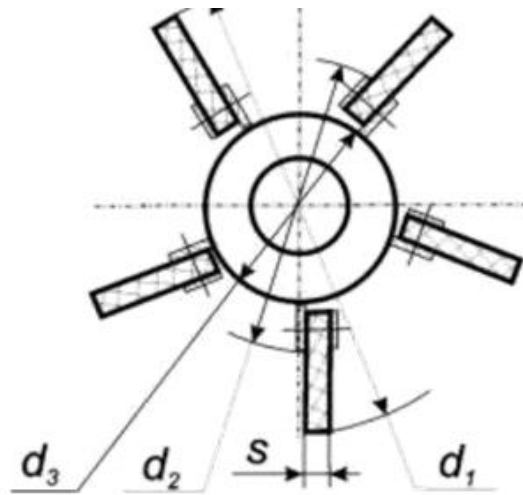


Рис. 1.1. Конструктивні схеми шнекових очисників шестирядних коренезбиральних комбайнів.

Раціональні конструктивно-технологічні параметри шнекових очисників, що регулюються (рис. 1.8):  $d_1 = 106...110$  мм;  $d_2 = 122...126$  мм;  $d_3 = 300...320$  мм;  $d_4 = 240...260$  мм;  $d_5 = 246...252$  мм;  $d_6 = 186...192$  міліметри;  $l_1 = 740...740$  мм;  $t_1 = 120$  мм;  $t_2 = 270$  мм;  $t_3 = 180$  мм;  $n_1 = 340...360$  об/хв;  $n_2 = 340 \dots 360$  об / хв; №3

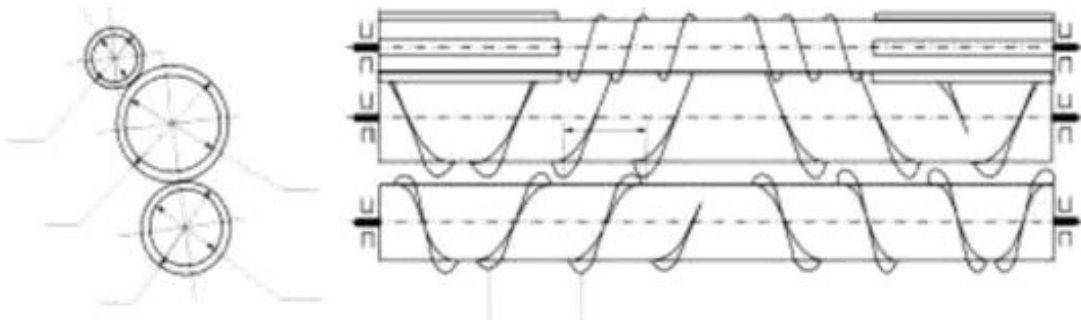


Рис. 1.2. Загальна група гвинтів, що чистять

Аналогічні параметри можна застосувати і до комбінованих шнекових очисників (рис. 1.3).

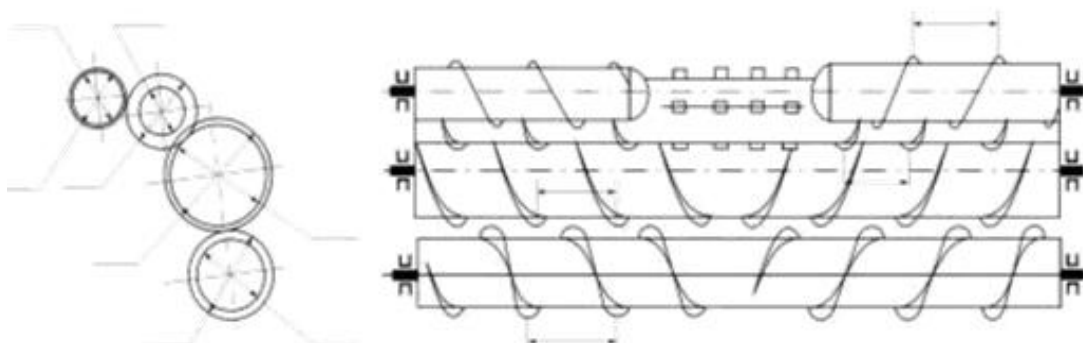


Рис. 1.3. Загальна група гвинтів, що чистять

Гребінки ножів мають бути виготовлені з однаковим осьовим кроком на довжині хвилі 0,045 мкм. Частка пошкодженого коріння становить не більше 5%, а частка забрудненості ґрунту в зібраному корінні — не більше 3%. Питома витрата енергії становить від 0,0735 до 0,145 кВт/кг.

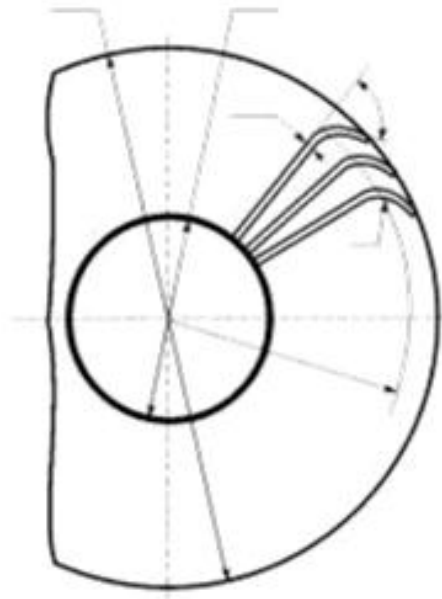


Рис. 1.9. Комбінована група шнеків очищення

Рекомендовані конструктивні та технологічні параметри роторних сепараторів

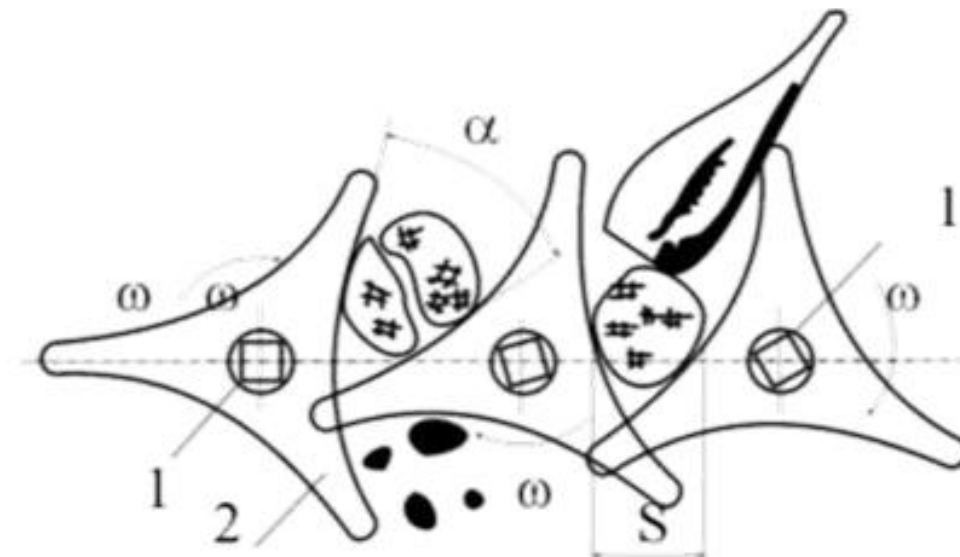


Рис. 1.12. Гребневий сепаратор

У роботі представлені результати експериментальних досліджень очисників равликів та гребенів. Згідно з дослідженнями, оптимальна кутова швидкість кулачків відповідає обертанню першої осі з частотою 190...200 об/хв, а оптимальний кут нахилу кулачка щодо горизонту становить 150.

На основі результатів досліджень конструктори розробили очищувачі шнеків, роторні очищувачі, очищувачі гребінок та очищувачі бітерів, які широко використовуються в комбайнах для збирання цукрових буряків. Так, згідно з дослідженням JSC основні конструктивні особливості визначалися випробувальними стендами та пакувальними машинами «ТЕКЗ» та кінематичні параметри робочих органів бурякозбиральних машин [2]

Різні погодні та ґрунтові умови при збиранні буряків в Україні потребують диференційованого планування.

Комбайни для збирання коренеплодів. При аналізі рекламних проспектів провідних закордонних виробників обладнання, таких як Tim (Данія), Natrot, Herriau (Франція), Holmer, Stoll (Німеччина) та інших, було виявлено, що рівень використання додаткового обладнання відрізняється залежно та умовами праці [9].

Для підвищення технічного рівня вітчизняних бурякозбиральних машин необхідно з одного боку проводити пошук перспективних конструкцій та компоновок робочих органів та машин загалом, а з іншого — розробляти методи теоретичного обґрунтування параметрів технологічних агрегатів.

Роботи М.М. Клементік, В.М. Доманьков, В.П. Мармалюков та ін. Основна увага в дослідженні приділяється равликам-очисникам коренеплодів цукрових буряків. [4]. Встановлено оптимальні та раціональні конструктивно-технологічні параметри робочих органів з урахуванням енерговитрат на реалізацію технологічного процесу.

У роботах Б.М. Гевки та Р.М. Рогатинського досліджувався вплив параметрів еліптичних шнекових очищувачів на характер руху коренеплодів у технологічному каналі. Наведено залежності для визначення динамічних коефіцієнтів, що визначають ступінь засміченості дерев, їхній середній діаметр, розмір коренів, кутові швидкості та технологічну схему очищення.

Встановлено залежності, що визначають кінематичні та динамічні властивості коренеплодів при транспортуванні та очищенні.

Р.М. Рогатинський [10] розробив математичні моделі взаємодії коріння картоплі з робочими органами на основі їх формалізованого опису з використанням унітарних градієнтних функцій поля. Наведено метод загального вирішення об'ємного завдання з такою взаємодією з визначенням основних кінематичних та динамічних параметрів очищення, сортування та транспортування коренеплодів картоплі. Розроблено спосіб динамічного сортування картоплі та інших овочів з використанням шнекових сортувальників з еліптично-конічними гвинтовими обробними органами [5]. Встановлено, що раціональними способами сортування за умови дотримання технологічного процесу та відсутності ушкоджень картоплі є кутова швидкість роликів  $w = 15...30$  1/с, осьова швидкість картоплі  $V = 0,5...1,0$  м/с та коефіцієнт 0,0,5.

Р.М.Рогатинським встановлено, що найтіснішим кореляційним зв'язком ( $r = 0,7... 0,9$ ) пошкодження коренебульбоплодів зв'язане із максимальними напруженнями, які при центральному пружному ударі в жорстку стінку пропорційні величинам, що включають модуль зсуву  $G$  масу  $m$ , швидкість ударного зіткнення кривизну

поверхні коренебульбоплоду  $k$ , коефіцієнт Пуассона  $(1-\nu^2)$  [1]. При цьому ступінь пошкодження коренебульбоплодів залежить від співвідношення глибини жорсткого зближення ( $\Delta h$ ) та радіусу кривизни в точці контакту ( $r$ ), а саме  $e = \Delta h/r$ . Для картоплі пружна деформація реалізується при  $e < 0,03$ , при  $0,03 < e < 0,05$  – пластична деформація із мікро пошкодженнями внутрішніх структур і при  $e > 0,07$  пошкодження із руйнуванням суцільної бульби [1].

Якщо  $e > 0,07$ , пошкодження відбувається з руйнуванням твердого горбка [1].

Для визначення конструктивних параметрів продуктивності, вантажної та сепараційної ефективності пруткових конвеєрів враховано існуючі теоретичні підходи та експериментальні дослідження (Кривойгов М.І., Татянюк Н.В., Дудка В.В.).

Було відзначено, що проведені дослідження вивчали взаємодію коренів із останками, а також взаємодію коренів один з одним під час транспортування. Для збереження залежностей окрема коренева рослина, її взаємодія з робочим елементом та взаємодія між двома кореневими рослинами розглядалися як два тіла з певними масами. Модель руху кореневого вороху поверхнею очищувача у вигляді багатомасової системи, в якій коріння виражені тілами, з'єднаними пружними елементами з певною жорсткістю. У разі роторних конвеєрів процес комплектації розглядався як робота сервісної системи, при цьому приймальний конвеєр виступав як сервісний вузол, а «запити», що підлягають обробці, були роторними пакетами у вигляді єдиного потоку. Було показано, що навантаження на

стрічку конвеєра не залежить від загальної маси і що нерівномірне навантаження, викликане корінням або верхівками, не враховувалося.

Оцінка експериментальних досліджень на пруткових конвеєрах дозволила виявити причини відмов та несправностей: деформація шляху в процесі експлуатації, сильне зношування елементів кріплення в місцях з'єднання з натяжними елементами, а також самих натяжних елементів. Встановлено, що ступінь зношування лівої та правої гілок різна, що підтверджує нерівномірність навантаження ременя в процесі експлуатації. На основі аналізу результатів досліджень та випробувань засобів зносостійкості робочих органів сільськогосподарської техніки, а також конструктивних рішень щодо підвищення зносостійкості пруткових конвеєрів визначено напрями подальшого вдосконалення існуючих конструкцій еластичних конвеєрів. Вдалося створити математичну модель, яка враховує нерівномірне завантаження конвеєрних стрічок за довжиною та шириною, а також знос їх елементів.

## **1.2. Класифікація та експлуатаційні характеристики сепараційно-транспортних агрегатів комбайнів**

Найскладніший технологічний процес у виробництві цукрових та кормових буряків — збирання врожаю — здійснюється бурякозбиральними комбайнами, які є невід'ємною частиною комплексу сепараційних конвеєрів.

Сепаратори стрічкових конвеєрів є одними з найважливіших функціональних частин машин для збирання коренеплодів. Від якості технологічного процесу очищення коренеплодів від ґрунту залежать врожайність, повнота та своєчасність збирання врожаю, можливість подальшого зберігання та раціонального використання, механічне розмивання ґрунту, витрати на транспортування маси зібраної продукції на полі тощо. буд.

Всі конвеєри для поділу ґрунту діляться на шість основних типів: пруткові конвеєри, гвинтові конвеєри, барабанні конвеєри, сортувальні конвеєри, турбінні конвеєри та гребінчасті конвеєри. На малюнку 1.2. Представлено систему класифікації цих промоутерів.

Конструктивно очищувач конвеєрної стрічки складається з двох нескінченних, зазвичай паралельних тягових елементів (ланцюгів, ременів), з'єднаних між собою поперечками. Коренева купа очищається шляхом просіювання ґрунту між лозинами в міру переміщення купи по верхній частині сітки. Двоконтурний прутковий конвеєр складається з двох паралельних нескінченних пруткових конвеєрів. Стоп бульб переміщається між двома робочими поверхнями з полотна. Комбінований прутковий конвеєр складається з комбінації нескінченної стрічки з петлею і щіток, що чистять, встановлених на поверхні конвеєра, що забезпечує максимальну чистоту.

Барабанні конвеєри мають порожнисту або складчасту циліндричну поверхню, утворену стрижнями, встановленими вздовж утворюють. Внутрішня поверхня барабанного очищувача забезпечена спіральною навивкою, яка забезпечує переміщення ворсу по внутрішній поверхні «барабана» та одночасне очищення ворсу від частинок бруду при взаємодії зі стінками стрижня.

Очищувач шнекового конвеєра містить набір роликів, що обертаються один проти одного або в одному напрямку. Ролики мають спіральну навивку, яка штовхає коріння рослини у потрібному напрямку та одночасно просіває ґрунт у простір між роликками. Залежно від форми роликів розрізняють два типи гвинтових конвеєрів: циліндричні та конічні.

Розрізняють одинарні та каскадні стрічки. Вони складаються з канатних поверхонь, які здійснюють поперемінні рухи з певною частотою та амплітудою, поступово переміщуючи пучок коренів у потрібному напрямку та просіюючи ґрунт через тріщини на поверхні канатів.

Турбінні конвеєри є консольними прутковими дисками, встановленими на валу. Прутки утворюють диск, який кріпиться до валу за допомогою фланців. Пучок коренів потрапляє на поверхню пруткового диска, що обертається, відкидається до краю відцентровою силою і одночасно звільняється від ґрунтових забруднень. Існують одновальні та двовальні турбінні транспортери, які різняться кількістю обертових поверхонь, що транспортують коренеплоди.

Кулачкові конвеєри складаються із паралельних секцій, утворених валами, до яких прикріплені кулачки. Вали встановлені перпендикулярно до напрямку руху палі і обертаються тільки в одному напрямку. Залежно від конструкції розрізняють два типи гребінців: пластинчасті та багатокутні. Коренева маса проникає через поверхню, утворену гребенями, що обертаються, і переміщається з однієї секції в іншу за напрямом їх обертання. Частинки бруду потрапляють у проміжки між гребенями.

Конвеєри особливо підходять для транспортування коренів та поділу матеріалів. Завдяки дуже ретельному поділу вони завдають мінімальної шкоди продукту, мають високу продуктивність, менш чутливі до зсувів маси штабелю під час роботи машини і т.д.

Перевагами пруткових конвеєрів є простота та дешевизна конструкції, велика продуктивність транспортування, висока якість процесу очищення коренів, можливість переміщення штабеля на великі відстані та висоти, простота ремонту та обслуговування, малий опір руху, мала питома вага рухомих частин та порівняно невелика питома вага деталей.

Всі перелічені вище фактори призвели до того, що пруткові транспортери стали кращим пристроєм для більшості вітчизняних і зарубіжних бурякозбиральних комбайнів і, як і раніше, є найважливішим робочим елементом [11].

Залежно від типу натяжного елемента або сполучної ланки, що утворює конструкцію, розтяжки поділяються на чотири типи: гакові, втулкові, втулково-шківні та стрічкові (рис. 1.3).

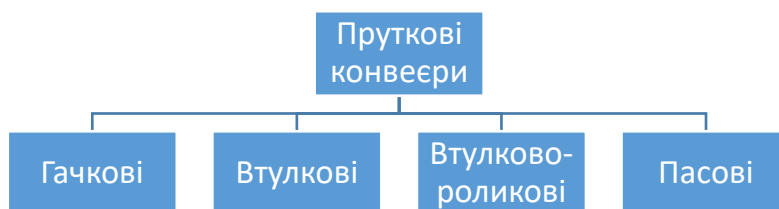


Рис. 1.3. Класифікація пруткових конвеєрів за тягового органу

У сучасних бурякозбиральних комбайнах вітчизняного призначення часто застосовують пруткові транспортери, тягово-транспортними елементами яких є ланцюги та ремені з втулками та роликами (рис. 1.4). Гачкові підйомники були занедбані через свою ненадійність і тому нині використовуються рідко.

Прутковий конвеєр складається з нескінченної пруткової конвеєрної стрічки, яка безперервно обертається навколо двох зубчастих валів (шківів), один з яких є приводним валом. Напрямні ролики використовуються для вказівки напрямку руху, а також забезпечують підтримку великих відстанях. Компостна купа переміщається з пасивної осі на стрічку конвеєра, проходить відстань, що відповідає довжині верхньої гілки стрічки конвеєра, і потрапляє у поворот. Деякі штанги оснащені скребками, що дозволяє встановлювати цей тип конвеєра під великим кутом до горизонту.

Очищення купи здійснюється шляхом просіювання частинок ґрунту між лозинами. Кільця складаються з литих ланок, пруткових секцій та замків-кліпс. Перевага цих лопаток у тому, що в процесі експлуатації зношуються лише муфти та замки, а пруткові секції практично не зношуються [11].

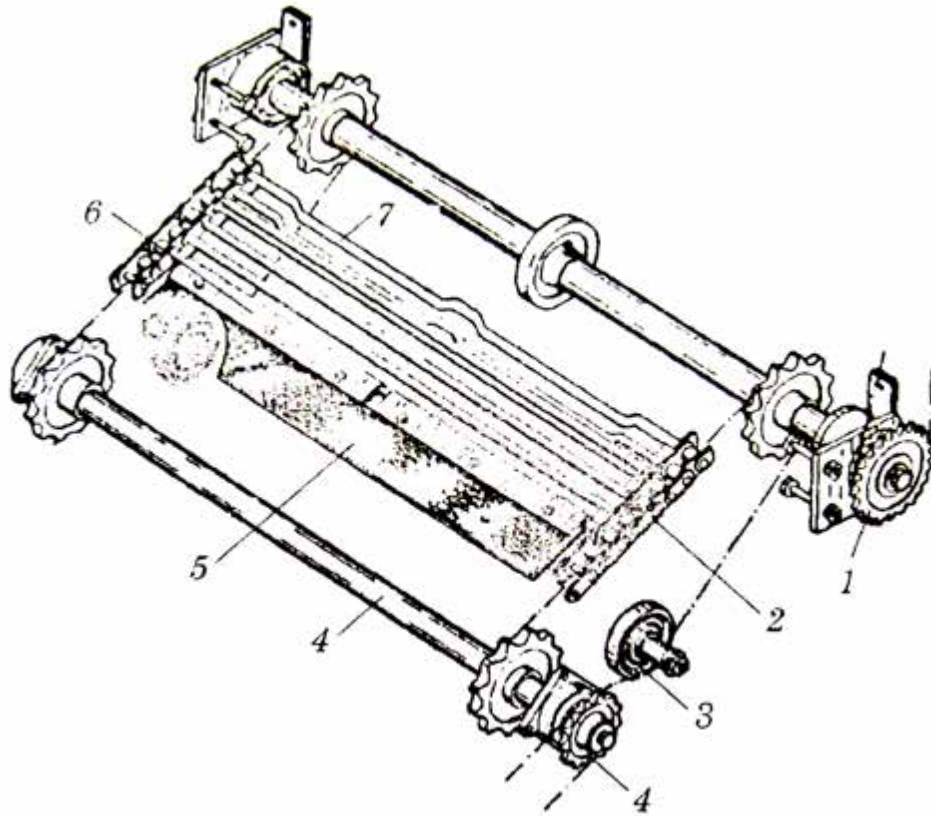


Рис. 1.4. Прутковий конвеєр на основі втулково-роликового ланцюга:

1 – приводний вал; 2 - роликовий ланцюг з кільцями; 3 – натяжне колесо; 4 – ведений вал; 5 – клапан; 6 – з’єднувач 7 – пруток

При складанні транспортерів на основі роликових ланцюгів зі стандартними втулками з кроком 38,1 мм (найчастіше вживаних у вітчизняних бурякозбиральних комбайнах) замість осей в отвори втулок ланцюга встановлюють калібровані прутки діаметром 10,9 мм, кінець яких виступає розширений; Кільця запресовуються під натягом у вуха внутрішніх пластин; Між кожною парою сусідніх прутків приварені металеві пластини, які виконують функцію обмежувачів та забезпечують рейці необхідну стійкість, щоб елементи конвеєра могли працювати узгоджено. Для зменшення зношування шестерень ролики встановлені на кільцях вільно. Якість посадки при кріпленні кілець і прутків відіграє вирішальну роль у працездатності цих конвеєрних стрічок, так як недостатнє натяг призводить до ослаблення кілець і прутків, які під час роботи можуть провертатися в

вушах пластин і, таким чином, надмірно розширюватися. Між штоком і втулкою, а також між пластинами повинні бути невеликі зазори, щоб мастило могло проникнути в шарнір.

Як гнучкі елементи, на яких кріпляться прутки, використовуються зубчасті або гладкі гумові стрічки. Ці елементи не містять абразивних частинок і тому довговічніші, ніж інші типи брезентів [11].

Форма та параметри пруткового конвеєра вибираються в залежності від конструкції установки та необхідної продуктивності [11, 12, 13, 14, 15]. Найбільш перспективними з погляду довговічності є ліфтові ремені, встановлені на зубчастих або гладких ременях з гумовим покриттям. У цих випадках, хоча тертя ковзання у ланках ланцюга відсутня, у точках контакту зірочок та ланцюга відбувається значне зношування. Для конвеєрних стрічок із високими динамічними навантаженнями зазвичай використовують ланцюгові приводи [16].

### **1.3. Ефективність роботи пруткових транспортерів бурякозбиральних комбайнів**

Бурякозбиральні комбайни експлуатуються в суворих ґрунтово-кліматичних умовах та складних режимах експлуатації, що призводить до частих поломок та простоїв для усунення несправностей, що серйозно впливає на технічні та експлуатаційні показники. З метою одержання об'єктивної інформації про роботу бурякозбиральних комбайнів та їх робочих органів з 1974 року ведеться спостереження за режимом роботи бурякозбиральних комбайнів. При цьому збираються відомості про несправності машин КС-6, РКС-6 та з'єданого з ними комплексу комбайна БМ-6 [17].

Для бурякозбиральних комбайнів та комплексів машин, що входять до їх складу, визначено показники надійності, наведені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Показники надійності вітчизняних бурякозбиральних комбайнів та їх комплексів

машина	Середній час напрацювання на відмову, га.	Час відновлення, годинник.	Чинник доступності
РКС-6	12.4	3.7	0,77
КС-6	15.9	3.9	0,73
БМ-6	11.4	2.5	0,82
Складний (РКС-6+БМ-6)	7.68	3.4	0,69
Складний (КС-6+БМ-6)	7.82	3.2	0,71

Досвід експлуатації різних бурякозбиральних машин показує, що близько 30% усіх несправностей припадає на пруткові транспортери [18].

(Додаток А).

Для виявлення причин відмов та руйнувань мобільної сільськогосподарської техніки враховують її експлуатаційне навантаження. Це навантаження характеризується сукупністю статистичних показників процесів, що відбуваються в машинах, їх системах та агрегатах за нормальних умов експлуатації у всіх природних кліматичних зонах, на які розрахована машина. Експлуатаційне навантаження є основою оцінки показників надійності машини при проектуванні, переобладнанні та модернізації [19].

Експлуатація коренезбиральних комбайнів показала, що транспортери стебел повністю відповідають технологічному процесу, проте термін їхньої служби не перевищує одного-двох сезонів експлуатації. На малюнку 1.5

показані фактори, що впливають на довговічність та ефективність пруткових конвеєрів.

Конвеєрні ланцюги піддаються жорсткішим умовам, ніж приводні ланцюги. Вони не тільки передають рушійні сили ведучого колеса, але й додають додаткові сили вантажу, що транспортується.

#### **1.4. Сучасні технології збирання коренебульбоплодів**

Восени цукрові буряки продовжують інтенсивно зростати і накопичувати цукор. За даними науково-дослідних інститутів, приріст коренеплоду з 20 серпня по 20 вересня становить середньому 96 р, а вміст цукру цей період збільшується на 2,2% [7]. Тому необхідно планувати збирання врожаю таким чином, щоб максимально збільшити кореневу масу, збирання завершити вчасно та доставити врожай на цукрові заводи.

В даний час відомі наступні технології збирання цукрових буряків: потокова технологія, перевантажувальна технологія і безперервно-перевантажувальна технологія. засоби і перевозять на цукрові заводи. За потоковою технологією частина викопаного коріння вивозиться на завод відразу після виїмки, інша частина укладається в бурти для тимчасового зберігання (не більше 4-5 діб) і, при необхідності, для подальшого очищення з заводом.

Збирання цукрових буряків можна здійснювати трьома способами та з використанням усіх технологій. При першому способі (трьохфазному) листя збирають збиральними машинами, коріння висмикують екскаваторами і укладають у прокос, коріння збирають із прокосу і вантажать у транспортні засоби. При двоетапному методі верхівки збирають за допомогою збиральних машин, а коріння видаляють за допомогою лісозаготівельної техніки та вантажать на транспортні засоби. Однофазний метод складається з очищення

Різання, обрізання сучків та навантаження на транспортні засоби за одну операцію за допомогою бурякозбирального комбайна.

Аналіз технологій та методів збирання цукрових буряків показує, що збирання листя є невід'ємною частиною технологічного процесу. При аналізі літературних джерел виділяються два напрями:

Механізація збирання бадилля цукрових буряків:

У першому випадку вилучені коріння транспортуються збиральними агрегатами до машини, де головки коренів розм'якшуються, а кінчики відрізаються. Необхідність індивідуальної фіксації кожного кореня вимагає використання складного пристрою, що вирівнює, на верстатах і, як правило, ручної зачистки головок коренів. Через низьку продуктивність і складність конструкції збирально-вирівнюючого обладнання цей підхід не набув широкого поширення у світовій практиці механізованого збирання стебел цукрових буряків.

Другий підхід полягає у копіюванні головок коренеплодів, а потім відокремленні їх від кінчиків, або у відділенні кінчиків, не копіюючи головки, а потім обрізаючи їх. Цей метод відокремлення кінчиків від коренів набув широкого поширення.

У країнах Західної Європи та США прибирають не більше 5–10 % листя, що визначає специфіку конструкції бурякозбиральних комбайнів. За допомогою простих різальних інструментів верхівки відокремлюються від коренів, а потім насіння розкидається по прибраному полю або складаються в купи. Верхівки підщеп, що залишилися, видаляються за допомогою спеціальних ріжучих пристроїв і фінішних очищувачів. Кінчики і головки коренеплодів, розкидані по полю, пропарюють і використовують як органічні добрива. Особливістю технологій збирання цукрових буряків у вищезгаданих країнах є застосування глибокого зрізу кошика. Це дозволяє вирощувати безліч коренеплодів з низьким рівнем забруднення верхівки та без суттєвого зниження вмісту цукру. За даними фахівців [5], у коренеплоді міститься лише 7–8 % цукру, проте наявність значної кількості азоту негативно впливає на процес цукроутворення.

## 1.5. Розгляд конструкції робочих органів для викопування коренів.

Навісне обладнання екскаватора розриває зв'язок коренів із ґрунтом, частково або повністю вириваючи їх і направляючи у бік робочої зони машини з метою відокремлення коренів від ґрунту та рослинних залишків. Робота екскаваторів заснована на принципі передачі зусилля до коренів через деформований ґрунт, оскільки це зменшує пошкодження коренів і розпушує ґрунт біля коренів, що руйнується ними.

За конструкцією вони поділяються на такі основні типи (рис. 3.1 та 3.2): вилкові плуги, роторні плуги, вібраційні плуги та комбіновані плуги.

Залежно від технологічного процесу екскаватори можна розділити на екскаватори-дробилки та екскаватори-дробилки.

Екскаваторні грейфери використовуються на зернозбиральних комбайнах, коли єдиною метою є ослаблення зв'язку коренів із ґрунтом та часткове піднесення їх у робочу зону комбайна.

Компресійні екскаватори знайшли ширше застосування проти екскаваторними стійками з компресійними агрегатами.

Комбайни висмикують коріння з ґрунту і подають їх у сепаратор, одночасно видаляючи і ґрунт, і коріння.

Принцип дії екскаватора-дробилки полягає у руйнуванні зв'язку кореневої системи з ґрунтом та створенні сили вилучення для подальшого переміщення кореневої системи по поверхні робочого органу.

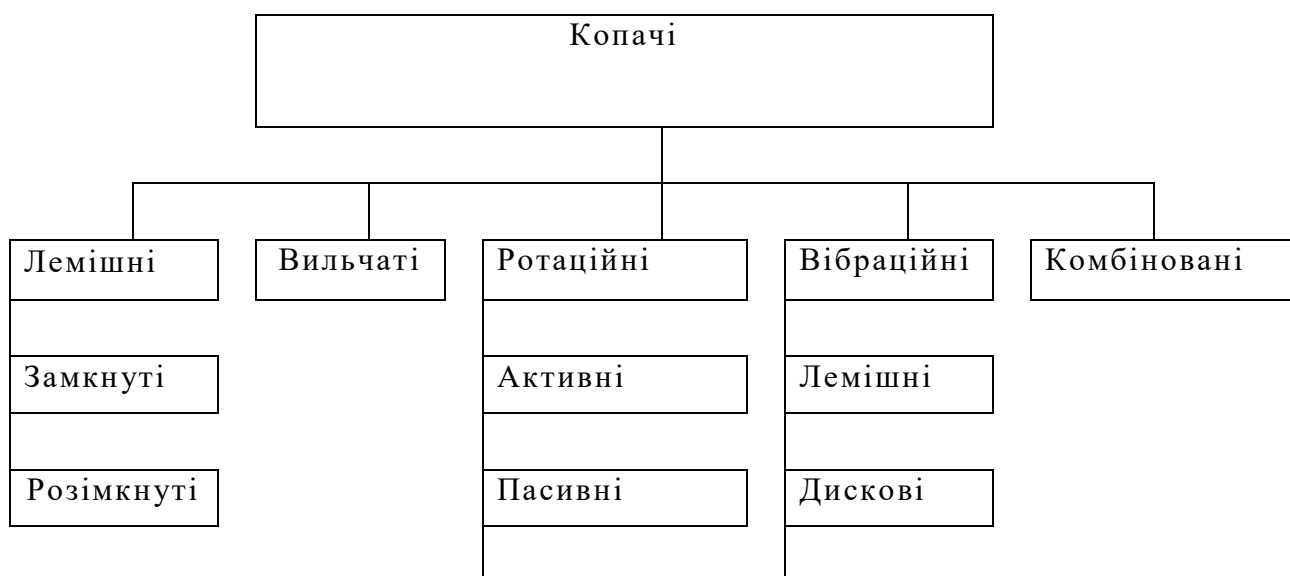


Рис. 1.3 – Класифікація копачів буряків

Викопувачі можуть бути пасивними та активними.

Активні екскаватори повертаються або хитаються щодо рами машини. Найбільш поширеними типами активних екскаваторів є дискові та вилкові екскаватори.

При кореневийсних роботах з використанням лемешів та вільчастих пасивних робочих органів ґрунт підрізається лемешом і переміщається по виїмковому каналу разом із корінням. При швидкості понад 1,5 м/с зростає ризик втрати коренів через поломку хвостових частин.

Незважаючи на простоту конструкції пасивних екскаваторів та їх низьку металомісткість, їх застосування обмежене.

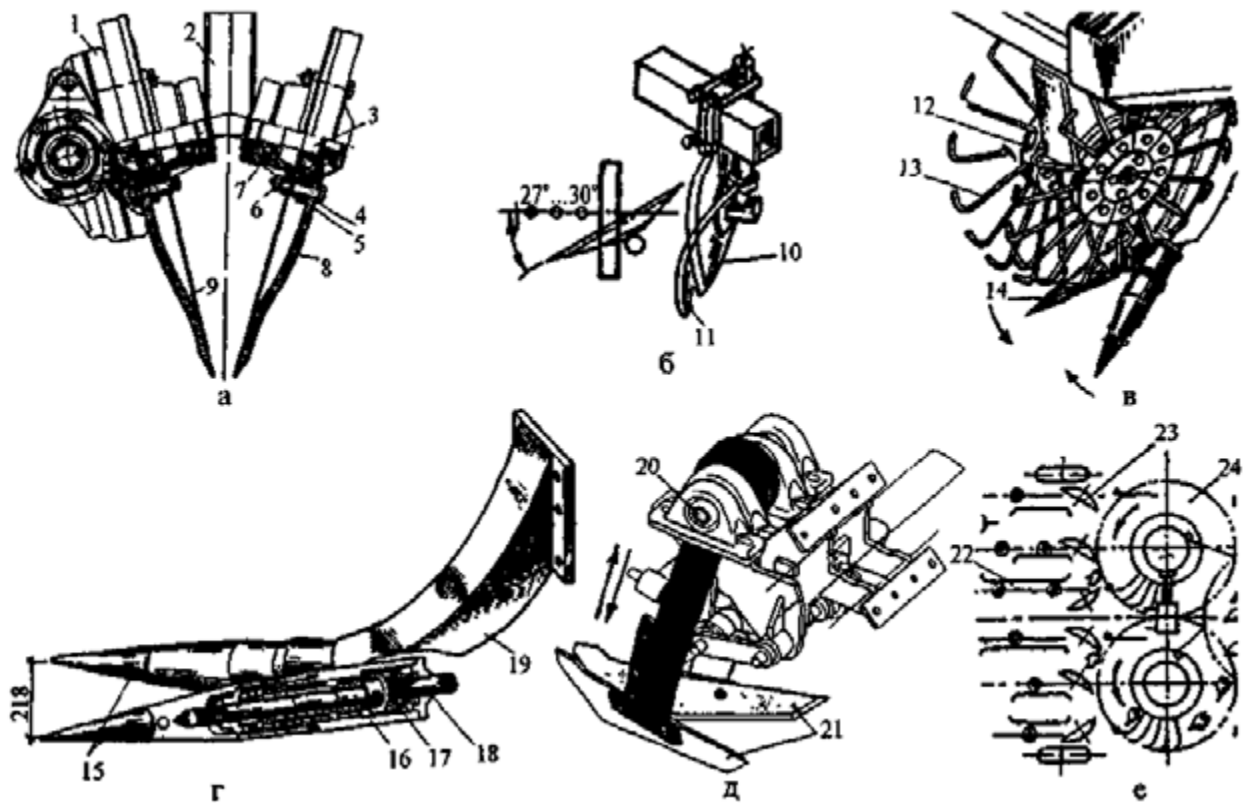


Рис. 1.4. – Типи збиральних органів бурякозбиральних комбайнів  
а – два жорсткі диски з активним жорстким диском; б - пасивний жорсткий диск; в - вилка, що обертається; г – активна вилка; г –вібрація;  
1 – Коробка передач; 2 – Ліфт; 3 – осі; 4 – кришка; 5 – регулювальний диск; 6 та 7 – табори; 8, 9 та 10 – диски; 11 – орієнтація; 12 – коренезбиральний диск; 13 пальців; 14 - виделка; 15 – конус вилки; 16 – корпус; 17 - конічна шестерня; 18 - хвиля; 19 – опора; 20 - ексцентриковий вал; 21 - Лемех; 22 – сани; 23 – сферичний диск; 24 – Ротор

Процес вилучення коренів характеризується великими енерговитратами і ненадійністю технологічного процесу середніх і важких ґрунтах.

Серед існуючого робочого обладнання роторні екскаватори (дисківі екскаватори) вважаються найбільш універсальними, так як надійно виконують технологічний процес у різних кліматичних і ґрунтових умовах. Вони випускаються у варіантах з пасивним або активним диском і можуть працювати на робочих швидкостях від 2,2 до 2,5 м/с. утворюють кут нахилу, а горизонтальні осі - кут атаки.

Доведено, що дисківі знаряддя для викопування ефективніші, ніж плуги чи вила, при вилученні коренів із ґрунту і засмічуються під час роботи у районах із високим рівнем забруднення. При однаковій відстані від осі коренеплоду комбайн з дисківим робочим органом може працювати з більшою швидкістю порівняно з комбайнами з ножичними або вилочними ножами, зберігаючи при цьому ту саму якість роботи [5].

Дисківі борони потужніші, ніж вилкові борони, і ушкоджують коріння, вириваючи стебла. Цей тип пошкоджень виникає через те, що головка коренеплоду, що підтримується дисками, рухається в напрямку результуючої швидкості дисків, тоді як нижня частина все ще пов'язана з ґрунтом. Коренеплоди піддаються значним згинальним та зсувним

навантаженням у напрямку руху машини, що може призвести до обламування кінчиків коренів (особливо на дуже жорстких ґрунтах). Крім того, шар ґрунту, що зрізається дисками, а також викопані корені ущільнюються в міру просування по схилу між дисками і піднімаються до тих пір, поки не зіткнуться з катком, леза якого впливають на корені і наносять їм значні пошкодження в міру проникнення екскаватора.

Незважаючи на зазначені недоліки, дискові борони широко застосовуються як на вітчизняних коренезбиральних комбайнах КС-6Б, КС-6Б-02, КС-6В, РКМ-6-05, МКР-2-3, КСП-2 (Україна), так і на коренезбиральних комбайнах зарубіжних фірм «Гар» (Фінляндія) та ін.

Основним напрямом розвитку конструкцій екскаваторів є підвищення якості розробки коренів та зниження енерговитрат під час розробки ґрунту, що дозволяє підвищити продуктивність машини.

## РОЗДІЛ 2.

### АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРУТКОВИХ КОНВЕЄРІВ

У багатьох машинах для збирання коренеплодів у сільському господарстві використовуються горизонтальні та похилі конвеєрні полотна, які застосовуються як для транспортування коренеплодів та листя всередині самих машин, так і для навантаження на транспортні засоби.

Форма та параметри конвеєрної полотна визначаються вимогами конструкції та необхідною продуктивністю.

#### 2.1. Продуктивність пруткового транспортера

Ширина підлогових покриттів пластинчастого транспортера залежить від характеристик вантажу, що транспортується, форми пластин, швидкості тягового органу і продуктивності. Запаковані товари можна легко переміщати на мобільній платформі із плоских пластин, розміщених на підлозі. Невеликі та великі предмети можна переміщати рухомою платформою, виготовленою з плоских коробчатих пластин.

Для пересувних конвеєрів, що транспортують сипкі та штучні вантажі в безперервному режимі, продуктивність виражається такою формулою:

$$Q = Fv\gamma, \quad \text{кг/сек.}$$

Поперечний переріз завантажувального шару виражається (як і для плоских конвеєрів) наступним рівнянням:

де  $\gamma$  - коефіцієнт, що враховує кут нахилу полотна транспортера щодо горизонту, значення якого такі ж, як для стрічкових конвеєрів;

$$F = C_0 \frac{bh}{2} = 0,18C_0 B^2 \tan \varphi \text{ м}^2 C_0 \quad (2.1)$$

$b$  - ширина шару основи, що спирається на ґрунт;  $= 0,85B$

$B$  – ширина рухомого покриття для підлоги, м;

- природний кут нахилу вантажу на рухомий платформі (природний кут нахилу вантажу може спокою).  $\varphi = 0,6\varphi_0\varphi_0$

У цьому випадку передбачаються більш високі значення  $\nu$ , ніж для плоско-стрічкових конвеєрів, оскільки тяговий елемент зазвичай рухається повільніше за стрічку.  $\varphi$

Ширина підлогового покриття для обробки насипних та генеральних вантажів залежить від заданої продуктивності:

$$B=10 \sqrt{\frac{B}{18C_0\nu\gamma \tan \varphi}}, \text{ м.} \quad (2.2)$$

Швидкість переміщення затискного елемента під час транспортування пластин, рейок та брусків. Продуктивність пруткового транспортера  $R_{тер}$  оцінюється максимум 1 м/с.

$$Q = F\nu\gamma \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$\nu = 0,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$F = 0,17 \text{ м}^2$$

$$\gamma = 0,5 \frac{\text{т}}{\text{м}^3}$$

## **2.2. Визначення сил опору руху натяжного елемента та вибір ланцюга**

При завантаженні ланцюгово-пруткового транспортера бульбами з робочої гілки виникає сила опору руху  $W_1$ , яка визначається з припущення, що задана кількість вантажу рівномірно засипається в лійку для забезпечення заданої продуктивності. Розміри відкритого днища завантажувального ковша рекомендується приймати як  $b_0 \times b_0$  (рис.), де  $b_0 = (0,6-0,8)B$ . Для запобігання застряганню вантажу магазин забезпечений ухилом на бічних та задніх стінках.

Сила, що протидіє руху вантажу у фазі навантаження, дорівнює сумі двох сил: 1) сили інерції; 2) гравітаційна складова, спрямована у бік руху. Ці сили обумовлені рухом моста:

$$W_1 = ma + mg \sin \beta, \quad (2.3)$$

де  $ma$  – сила інерції ( $m$  – маса,  $a$  – прискорення);

$mg$  – сила тяжкості вантажу, що діє грунт під час навантаження, тобто. у період зміни швидкості навантаження від початкової швидкості до швидкості навантаженого елемента.

Для використання рівняння (2.3) нам необхідно визначити масу заряду та прискорення.

$$m = q_v' b_0 \text{ кг}, \quad (2.4)$$

де  $q_v' = Q/v_{\text{сер}}$  – погонна маса вантажу, що надійшла під час зарядки, тобто. погонна маса на довжині  $b_0$ ;

$v_{\text{сер}} = v + v_0/2$  – середня швидкість вантажу під час навантаження, припускаючи, що рух вантажу рівноприскорене;

$v$  – кінцева швидкість (швидкість переміщення затискного елемента);

$v_0$  – початкова швидкість навантаження в напрямку руху навантаженого елемента, яку можна прийняти рівною нулю.

Визначаємо прискорення вантажу:

$$a = v - v_0 / \Delta t \text{ м/сек}^2$$

де  $\Delta t$  – інтервал часу, протягом якого швидкість навантаження змінюється від  $v_0$  до  $v$ :

$$\Delta t = l/v_{\text{сер}} = 2l/v + v_0 \text{ сек}, \quad (2.5)$$

де  $l \neq 0,1$  с - шлях, на якому швидкість навантаження змінюється від  $v_0$  до  $v$ ;

$s$  — крок планок підлоги бігової доріжки, що враховує, що коріння не прослизає через проміжки між планками.

Якщо підставити значення  $\Delta t_i$  до рівняння, що виражає прискорення, то отримаємо:

$$a = \frac{v^2 - v_0^2}{2l} = \frac{v - v_0}{2s}; \text{ м/сек}^2. \quad (2.6)$$

Якщо підставити значення всіх компонентів рівняння (2.3), то отримаємо:

$$W_1 = qbb(v^2 - v_0^2 / 0,2 \text{ с}) + qbbg \sin \beta. \quad (2.7)$$

При нерівномірному завантаженні та повному завантаженні завантажувального ковша погонна маса визначається не продуктивністю, а об'ємом ковша:

$$q_b = \frac{Y\gamma}{b_0} \text{ кг/м}, \quad (2.8)$$

де  $V$  - обсяг вантажного контейнера м<sup>3</sup>;

$\gamma$  - густина заряду (насипна густина), кг/м<sup>3</sup>;

$b_0$  - розмір вікна завантаження вздовж довжини транспорту (рис.), м.

Об'єм завантажувального куба вибраний конструктивно; Необхідно виконати таку залежність:

$$V > 2b_0 Q / \gamma (v + v_0) \text{ м}^3. \quad (2.9)$$

При завантаженні штучних вантажів на підлогу стрічкового транспортера сила  $W_1$  визначається за такою формулою:

$$W_1 = fm'g \cos \beta \text{ н}$$

Сили опору руху натяжного елемента на прямих ділянках визначаються як і, як і ланцюгових конвеєрів; При цьому коефіцієнт опору руху  $\omega_s$  приймається наступним: для опору затискного елемента на роликах або шестернях  $\omega_s=0,11$ , для підшипників на сталевих напрямних  $\omega_s=0,35-0,70$ .

Середні значення погонної маси натяжного елемента цих конвеєрів можна прийняти у попередніх розрахунках  $q_t=(20-40)B$  кг/м<sup>2</sup>; де B - ширина покриття для підлоги в метрах.

Всі подальші розрахунки проводяться аналогічно до розрахунків для ланцюгових конвеєрів.

Опір руху вантажу під час завантаження

$$W_1 = ma + mg \sin \beta; \text{Н}$$

$$m = q'_B b_0$$

$$q'_B \frac{Q}{v_{\text{сер}}} = \frac{21,25}{0,125} = 170 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$b_0 = 0,6B = 0,6 \cdot 0,955 = 0,573$$

$$m = 170 \cdot 0,573 = 97,4 \text{ кг}$$

$$a = \frac{v-v_0}{\Delta t} = \frac{0,25-0}{0,03} = 8,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$\Delta t = \frac{2l}{v+v_0} = \frac{2 \cdot 0,0038}{0,25+0} = 0,03 \text{ с}$$

$$l = 0,1s = 0,1 \cdot 0,0038 \text{ м}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$\sin 30 = 0,5$$

$$W_1 = 97,4 \cdot 8,3 + 97,4 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 1286,1 \text{ Н}$$

Сила, що протидіє руху заряду прямою траєкторією.

$$W_2 = (q_B + q_T) L g (\omega_s \cos 30 + \sin 30); \text{Н}$$

$$q_B = \frac{Q}{v} = \frac{21,25}{0,25} = 85 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$q_T = 20B = 20 \cdot 0,955 = 19,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$L = 6,3 \text{ м}$$

$$w_s = 0,11$$

$$W_2 = (85 + 19,1) \cdot 6,3 \cdot 9,81 \cdot (0,11 \cdot 0,8660 + 0,5) = 3860 \text{ Н}$$

Сила опору

$$W_3 = -q_T L g \sin 30 = -19,1 \cdot 6,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = -590 \text{ Н}$$

Рухаюча сила

$$P_0 = c(W_1 + W_2 + W_3) = 1,05 \cdot (1286,1 + 3860 - 590) = 4783,9 \text{ Н}$$

$$c = 1,05$$

Розрахункова напруга

$$S_{\text{розр}} = 1,5 \cdot 4783,9 = 7175,9 \text{ Н}$$

$$K_0 = 1,5$$

Розривне навантаження

$$Q_{\text{розр}} = K S_{\text{розр}} = 6 \cdot 7175,9 = 43055,4 \text{ Н}$$

$$K=6$$

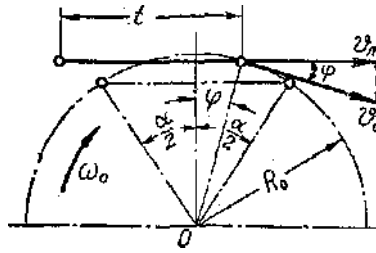
Розривне навантаження елемента подвійного ланцюгової

$$Q'_{\text{розр}} = \frac{1,5 Q_{\text{розр}}}{2} = \frac{1,5 \cdot 43055,4}{2} = 32291,6 \text{ Н}$$

На підставі наших розрахунків ми зупинилися на ланцюгу ПРЛ-38.1, розривне навантаження якого складає 10 000 кг. Лінійна маса обраного ланцюга становить  $3,60 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ .

**2.3. Визначення динамічного навантаження на ланцюг, зусиль натягу в його характерних перерізах та рушійної сили.**

Навіть у нерухомому стані (рис.) швидкість ланцюга є змінною, що можна побачити з наступного рівняння:



$$v_{л} = v_0 \cos \varphi = \omega_0 R_0 \cos \varphi, \quad (2.10)$$

Де швидкість ланцюга?  $v_0$

$v_0$  та  $\omega_0$  - окружні та кутові швидкості передачі, значення яких можна вважати постійними;

$R_0$  - радіус вихідного контуру шестерні;

$\varphi$  - Кут, що змінюється в діапазоні від до;  $-\frac{\alpha}{2} + \frac{\alpha}{2}$

$\alpha$  - Центральний кут, що відповідає відстані між ланцюгами;  $\left(\alpha = \frac{360}{z}\right)$

$z$  - кількість передач.

Прискорення та уповільнення руху в ланцюзі створює динамічну силу (силу інерції), яка впливає на опір. Максимальне значення цієї сили визначається за такими формулами:

- 1) для пластинчастих і гачкових ланцюгів, де кожна ланка входить у зачеплення із зубами зірочки;

$$P_{д} = 6m \left(\frac{\pi v}{z}\right)^2 \frac{1}{t}, \text{ Н}; \quad (2.11)$$

- 2) для блокових та зварних ланцюгів, а також для пластинчастих та гачкових ланцюгів, з'єднаних із зубами зірочки ланкою:

$$P_{д} = 6m \left(\frac{\pi v}{z}\right)^2 \frac{t_1}{(t_1 + t_2)^2}, \text{ Н}; \quad (2.12)$$

Якщо маса, що рухається, викликана нерівномірними рухами ланцюгів, становить кг;  $v$  — швидкість ланцюга, обрана раніше при розрахунку розмірів скребка, в м/с;  $m$

$t$  - крок пластинчастого ланцюга (ланцюга з гачками) при зачепленні кожної ланки із зубами зірочки, м;

$t_1 i$  – жодна ланка ланцюга не є суміжною, коли вона з'єднана із зубом шестерні  $m$ ;

$Z$  - Кількість зубів на провідній шестірні.

Немає чітких даних, що дозволяють визначити масу порушень у роботі ланцюга. Очевидно, що пружні властивості ланцюга та відстань між його опорами, а також гнучкість натяжних пристроїв перешкоджають поширенню нерівномірностей руху по всьому конвеєрному ланцюгу. При наданні послуги необхідно дотримуватися таких рекомендацій:  $mm$

1) Для коротких ланцюгових конвеєрів з жорсткими натягувачами (наприклад, шнеками), гілки яких спираються на землю (а не висять), нерівномірність поширюється на гілки, що працюють і покоюються:

Для робочої вітки

$$m' = (q_B + q_T) L, \text{ кг}; \quad (2.13)$$

для холостої вітки

$$m'' = q_T L, \text{ кг}; \quad (2.14)$$

для двох віток

$$m = m' + m'' = (q_B + 2q_T)L, \text{ кг}; \quad (2.15)$$

2) для конвеєрів, у яких є пружний (наприклад, вантажний) натяжний пристрій чи провисаюча холоста вітка, нерівномірність ходу поширюється тільки на робочу вітку, в даному випадку:

$$m = (q_B + q_T)L, \text{ кг}. \quad (2.16)$$

У формулах необхідно використовувати зазначене значення, так як на даному етапі розрахунку ланцюг вже вибрано та визначено розміри скребків.  $q_T$

Напруга = у галузі, що проходить через провідне колесо (у перерізі 1, рис.), визначається за наступним рівнянням:  $S_1 S_{H6}$

$$S_1 = S_{H6} = S_{розр} + P'_D + P''_D, \text{ Н}; \quad (2.17)$$

Де розрахункова напруга визначається за рівнянням =

$$S_{розр} = K_0 P_0, \text{ Н};$$

та визначається вибором натягача;

- динамічні зусилля в робочій і гілках натяжного елемента, що покоїться, що визначаються за рівнянням або  $P'_d$  та  $P''_d$

Визначимо напруги у додаткових характерних перерізах (2, 3 та 4) натяжного елемента, що спирається на прямолінійну поверхню дороги (рис.). Ці обмеження визначаються тим, як запобігає переміщенню натягнутого елемента.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 - W_1 - W_2 - P'_d, \text{ н}; \\ S_3 &= \frac{S_2}{c'_1}, \text{ н}; \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$S_4 = S_{зб} = S_3 - W_3 - P''_d, \text{ н}.$$

Уточнимо рушійну силу  $P_0$  (колову силу на приводній зірочці):

$$P_0 = S_{нб} - P'_d - P''_d - S_{зб}. \quad (2.19)$$

При руйнуванні пасивної гілки (рис.) визначаємо напруги характерних ділянках натяжного елемента, реєструючи відстань вздовж переміщення натяжного елемента. Спочатку визначимо напруги у точках підвісу ненавантаженої гілки, тобто. у перерізах 2 та 3, за формулами ормулою

$$S_4 = S_3 c'_1 = S_b c'_1, \text{ н}$$

і в перерізі 1:

$$S_1 = S_{нб} = S_4 + W_1 + W_2 + P_d, \text{ н}; \quad (2.20)$$

де  $P_d$ - динамічна сила в робочій вітці.

Уточнення рушійної сили  $P_0$  проводимо аналогічно

$$P_0 = S_{нб} - P_d - S_{зб}, \text{ н}; \quad (2.21)$$

де  $S_{зб} = S_2$ - натяг у збігаючій з приводної зірочки вітці тягового органу.

## 2.4. Довговічність ланцюгового контуру

При дослідженні довговічності ланцюгових передач Лоусон (1920) виділив наступні фактори: швидкість ведучого валу, питома маса ланцюга,

питома маса, питома маса ланцюга та система змащення. Пізніше професор технічних наук Воробйов М.В. (1962) доповнив цей список такими пунктами: форма зубів зірочки, спосіб зачеплення ланцюга із зубами провідної зірочки, напрямок руху ланцюга, матеріал деталей ланцюга та їх обробка, якість ланцюга та правильність складання редуктора.

Як показують експериментальні та теоретичні дослідження, довговічність ланцюга обернено пропорційна тиску, що надається на ланки, тоді як несуча здатність ланцюга прямо пропорційна йому.

Міцність ланцюга характеризується ступенем зношування ланок у межах певної норми за певний період часу. Більш зношений ланцюг із значно більшою відстанню між ланками стає непридатним для використання. Зношені ланки розташовані надто близько до кінців шестерень, що погіршує зачеплення з шестернями.

Як було зазначено, практика показала, що найбільш зношується частиною ланцюга є вісь.

При використанні ланцюгів на мобільних сільськогосподарських машинах та меліоративних машинах, крім перерахованих, необхідно враховувати такі фактори: абразивність компонентів ґрунту, на якому працює сільськогосподарська техніка; рівень навантаження на петлі; Умови мастила деталей, що труться; Агресія у зовнішньому середовищі; залежно від точності установки та ґрунтових умов, на яких експлуатується гусенична сільськогосподарська машина.

Здатність елементів ґрунту проникати в порожнини частин, що труться, ланцюгів і руйнувати поверхневий шар коливається в досить широких межах залежно від мінералогічного і гранулометричного складу, а також вологості ґрунту. Цей фактор слід враховувати в оцінці терміну служби ланцюга та плануванні потреби у запасних частинах.

Залежно від типу ґрунту, знос з'єднувальних ланок ланцюга може відрізнятись в 10-12 разів, причому найбільший знос спостерігається при

роботі на супіщаних ґрунтах, а найменший - на щільних каштанових ґрунтах.  
Зносостійкість.

Мастило знижує знос. Однак якщо мастило сприяє накопиченню абразивних частинок бруду поблизу місць входу деталей, що труться, то наявність мастила збільшує швидкість зносу.

На термін служби ланцюгів мобільних робочих машин впливає також гіроскопічний ефект, викликаний зміною напрямку руху рухомого агрегату під час руху заднім ходом на агрегатах або схилах. При поздовжньому нахилі пристрою гіроскопічний ефект дорівнює нулю, оскільки обертання осей відсутнє, оскільки осі рухаються паралельно одна одній.

Крок ланцюга вибирається за загальноприйнятими методиками розрахунку, виходячи з питомого навантаження на ланки, яке часто вважається основним критерієм зносу ланцюга.

$$P = F_p / ld \leq [P], \text{ МПа}, \quad (2.22)$$

де  $F_p$  - розрахункове зусилля на передній гілці ланцюга мм.

$l$  - Довжина поверхні тертя (втулки), мм.

$d$  – діаметр осі шарніра, мм.

Критерій зношування ланцюга можна визначити аналогічно розрахунку нагрівання підшипників ковзання.

$$[pv] > P_c V_c, \text{ МПа м/с} \quad (2.23)$$

де  $[PV]$  - допустиме значення добутку середнього питомого тиску в шарнірах на середнє значення швидкості ковзання поверхонь тертя в шарнірі;  
Для звичайних ланцюгових з'єднань рекомендується приймати  $[PV] = 0,1 \dots 0,05 \text{ МПа} \cdot \text{м / с}$ ;  $P_c$  – середній питомий тиск у з'єднаннях, МПа.

$$P_c = C / 3,14(F_t + 2S^2) / 2ld, \text{ МПа} \quad (2.24)$$

де  $C$  - коефіцієнт передачі, що враховує число зубів провідної та веденої шестерень;  $S_2$  - повне натяг у гілках ланцюга в порожньому стані з урахуванням згинальної сили та відцентрової сили, Н;  $F_t$  - кругова сила в ланцюзі, Н.

$$\text{Стопа} = 103 P/V_1, \text{ Н} \quad (2.25)$$

де  $P$  - потужність, що передається ланцюгом, в кВт.

$V_{\text{л}}$  – середня швидкість ланцюга, м/с.

$$V_{\text{л}} = Z_{\text{л}} \cdot t_{\text{нл}} / 60 \cdot 1000, \text{ м/с} \quad (2.26)$$

де  $V_c$  - середня швидкість ковзання поверхонь тертя шарніра

$$V_c = 2 \cdot \Pi \cdot d \cdot V_1 \cdot (u+1) / L \cdot t \cdot Z^2, \text{ м/с} \quad (2.27)$$

де  $d$  - Діаметр рулону в мм.

Передатне відношення  $U$ -подібного ланцюга;

$L_t$  – кількість ланок у ланцюзі;

$Z_2$  – Число зубів веденої шестерні.

## 2.5. Розрахунок та підбір тягових ланцюгів

Особливістю при виборі між тяговими та приводними ланцюгами є те, що для тягових ланцюгів найважливішими вихідними даними для розрахунку є швидкість ланцюга  $V$  і робоче навантаження  $P$ , тоді як для приводних ланцюгів найважливішими вхідними даними для розрахунку є потужність  $N$ , що передається, і частота обертання однієї з зірочок  $n$ . Важливо також відзначити, що термін служби приводних ланцюгів при проектуванні зазвичай оцінюється в 10000–15000 годин, без урахування зниження вантажопідйомності, спричиненого відцентровою силою через низьку швидкість руху ланцюгів ( $V = 2\text{--}3$  м/с).

Однак у нашому випадку ми використовували полегшений стандартний ланцюг, який за розрахунками найкраще підходить для тяги.



### РОЗДІЛ 3. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЯГОВОГО ЕЛЕМЕНТА

Підйомно-транспортне обладнання за принципом дії ділиться на дві групи: машини періодичної дії і машини безперервної дії. відносяться конвеєрні ланцюги різних типів, а також пневматичні та гідравлічні транспортні пристрої.

Характерною рисою періодично діючих машин є періодична подача вантажів, при цьому завантаження і розвантаження проводяться під час простою машини.

Машини, що безперервно діють, характеризуються безперервним переміщенням сипучих матеріалів де творів мистецтва за заданим маршрутом без зупинок для навантаження де розвантаження. Сипучий матеріал, що транспортується, насипається суцільним шаром на опорний елемент машини де окремими порціями в ковші, ящики і т.д. п. ємності, які постійно перебувають у русі. Штучні заряди також рухаються окремо безперервним потоком і відповідно до заздалегідь визначеної послідовності. Робочий рух (з навантаженням) та зворотно-поступальний рух (без навантаження) опорного елемента відбуваються одночасно. Завдяки безперервному переміщенню вантажу, відсутності зупинок при навантаженні та розвантаженні, а також суміщенню робочих рухів і відведення вантажопідйомного пристрою безперервно працюючі машини мають високу продуктивність.

Конвеєрні ланцюги є невід'ємною частиною технологічного процесу підприємства та найважливішим засобом механізації та автоматизації складних вантажно-розвантажувальних та складських робіт.

Висока продуктивність конвеєрних машин безперервної дії забезпечується:

- Безперервність послідовності рухів;
- зупинки для завантаження де розвантаження не виконуються;
- Поєднання робочих рухів та відведення опорного елемента.

Особливу групу машин і транспортних систем складає супутнє обладнання: системи подачі, ваги, візки, контейнери, клапани, дозатори і т.д. буд.

Залежно від місцевих умов промисловий транспорт поділяється на зовнішній та внутрішній (господарський). Зовнішній транспорт – доставка на підприємство сировини, палива, напівфабрикатів, готової продукції та інших матеріалів; Утилізація готової продукції та комерційних відходів.

Коли йдеться про внутрішні перевезення, проводиться різницю між внутрішніми перевезеннями всередині компанії та внутрішньофірмовими перевезеннями.

Вибір внутрішньозаводського транспорту залежить від розміру та типу виробництва. Розумним рішенням є об'єднання перевезень між заводами та всередині цехів, що дозволить уникнути проміжних завантажень. Найбільш доцільним є комплексне використання автоматичних ліній, що поєднують технологічні операції з виробами в процесі їх переміщення (загартування, відпуску, очищення, охолодження, фарбування, сушіння, упаковка тощо).

Тісна інтеграція конвеєрних ланцюгів у технологічний процес висуває до них високі вимоги: надійність, міцність, довговічність, простота експлуатації та можливість автоматичної роботи.

### **3.1. Характеристики вантажів, що перевозяться**

Сипучі матеріали, що транспортуються безперервно діючими машинами: кускові, гранульовані, порошкоподібні та пилоподібні сипучі матеріали (мінерали, вугілля, торф, гравій, зерно, пісок, цемент тощо).

Властивості сипких матеріалів:

- Агломерація (розмір та форма частинок);
- Товщина;
- Вологість;
- кут природного ухилу;
- рухливість частинок;

- Абразивність;
- Корозійний вплив;
- Бруд;
- Вірулентність;
- Небезпека вибуху;
- здатність спалахувати, блокуватися та заморожуватися.

Агломерація (гранулометричний склад) відноситься до кількісного розподілу розмірів частинок наповнювача. Однорідність гранулометричного складу сипучих матеріалів визначається коефіцієнтом  $k_0$ :

$$d_{00} = A_{\max}/A_{\min}, (3.1)$$

де  $O_{\text{хвилин}}$  - Максимальний розмір розподілу навантаження, мм;

$O_{\text{максимум}}$  - Розмір мінімальної частини вантажу, мм.

Якщо  $k_0 > 2,5$ , то нормальне навантаження;

Сипучі матеріали характеризуються розміром типового шматка. Для класифікованого навантаження  $a=(a_{\min}+a_{\max})/2$  для нормального навантаження  $a=a_{\max}$ . Залежно від розміру частинок  $a_{\max}$  сипучі матеріали поділяються на такі групи:

Порошок (цемент) до 0,05 мм

Порошок (дрібний пісок) 0,05-0,49 мм

зернистий (гранульований) 0,5-9 мм

дрібний (жвір) 10-60 мм

середній шматок (вугілля) 61-199 мм

Великий шматок (червоний) 200-500 мм

дуже великі шматки (камені, скелі) понад 500 мм

Щільність заряду - це відношення маси заряду до займаного ним обсягу. Розрізняють щільність зануреного (окремо стоїть) заряду маси; у густому природному масиві.

Коефіцієнт вивільнення

$$\delta\sigma_{\text{резус-фактор}} = \rho\rho/\rho, (3.2)$$

де  $\rho\rho$  – щільність у мережі;

$\rho$  – густина вільних станів.

Залежно від щільності вантаж поділяється на групи (таблиця 2.1).

Вологість сипких матеріалів  $\omega_v$  (%) — відношення маси води у вантажі до маси сухого вантажу:

$$\omega_v = (m_v - m_c) 100/m_c, (3.3)$$

де  $m_v$  і  $m_c$  - маси мокрої та сухої частин вантажу.

Природний кут нахилу вантажу  $\nu_0$  — кут між утворюючим конусом навантаження, що вільно падає, і горизонтальною площиною. Розрізняють природні кути нахилу вантажу у стані спокою  $\nu_0$  та у русі  $\nu$  (рис. 2.1),  $\nu \approx 0,35\nu_0$ .

Рухливість заряджених частинок (таблиця 2.2) визначає переріз заряду на несучій поверхні, що рухається (ланцюгу конвеєра де підлозі).

Абразивність - властивість сипких частинок зношувати робочі поверхні, з якими вони стикаються у процесі руху. за ступенем

Сипучі абразиви поділяються на такі групи:

*A – неабразивний;*

*B – слабо абразивний;*

*C – середня абразивність;*

*D – висока абразивність.*

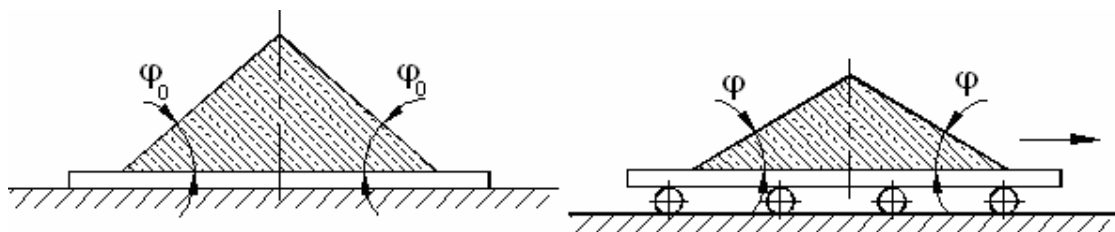


Рис.3.1. Місцезнаходження насипного вантажу:

а - у стані спокою; б - у русі

Опір навантаження характеризується коефіцієнтом:

$$\delta o_{кр} = cж / 10, (4.4)$$

ДЕ  $\sigma_{сж}$  – межа міцності зразка при стисканні (МПа).

Агломерація - це здатність сипких матеріалів (глини, солі, цементу) втрачати рухливість при тривалому зберіганні.

Адгезійна міцність - це здатність сипучого матеріалу (глини, крейди) прилипати до твердих тіл (особливо у вологому стані).

Штучні товари поділяються безпосередньо на штучні товари (окремі деталі, вузли, агрегати машин) і тарні товари (ящики, бочки, мішки, контейнери). Штучний вантаж характеризується габаритними розмірами, формою, вагою, крихкістю, температурою тощо. буд.

### **3.2. Основні критерії вибору типу машини**

Основними критеріями під час виборів транспортних засобів є техніко-економічна ефективність, забезпечення безпеки експлуатації у певних умовах, дотримання низки технічних вимог, і навіть забезпечення охорони праці.

Технічні фактори вибору виду транспорту:

Властивості вантажу, що перевозиться;

певні переваги;

Напрямок, протяжність та маршрут транспортної колії;

Методи навантаження та розвантаження;

Характеристика виробничих процесів у поєднанні із транспортним процесом; Виробничі та кліматичні умови

Режими роботи, класи використання та умови експлуатації конвеєрних машин безперервної дії

Робота бігової доріжки характеризується такими факторами:

фактична (експлуатаційна) тривалість;

Навантаження, що діють на ланцюг конвеєра та її елементи, що забезпечують певну продуктивність та тривалість їхньої дії;

Виробничі та екологічні умови, в яких експлуатується конвеєрна ланцюг

Сукупність цих властивостей характеризує класи застосування, конструкції та режими роботи конвеєрної ланцюги. Використання конвеєрної ланцюги з часом характеризується коефіцієнтами  $K_b$ .

$$D_{o_{\text{в обмін на}}} = t_{п.с}/t_{тк} = t_{п.с}/24, (3.5)$$

$$D_{o_{\text{жахливий}}} = t_{п.г}/t_{тг} = t_{п.г}/8760, (3.6)$$

ДЕ  $T_{п.с}$   $t_{п.г}$  – очікуваний час роботи конвеєрної ланцюги на добу та на рік;

$T_{від}$  та  $t_{г}$  – календарний час (кількість годин на добу та на рік).

Розрахунковий коефіцієнт фактичного використання конвеєрної ланцюги залежно від часу  $K_b$

$$D_{o_y} = t_m/t_{п} \leq 1, (3.7)$$

ДЕ  $T_m$  – Фактичний час роботи конвеєрної ланцюги, година;

$T_{п}$  – заявлений очікуваний час роботи конвеєрної ланцюги, годинника.

Залежно від значень коефіцієнтів  $K_{b,c}$ ,  $K_{b,g}$ ,  $K_b$  та часу роботи розрізняють п'ять класів використання конвеєрної ланцюги залежно від часу роботи на добу та на рік: В1; 2; У віці 3 років; У віці 4 років; у віці 5 років

Класи потужності характеризуються загальним коефіцієнтом використання:

$$D_{o_{п}} = Q_c/Q_{\text{max}} = Z_c/Z_{\text{max}}, (3.8)$$

де  $Q_{\max}$  – середня та максимальна масова продуктивність ланцюгового конвеєра, т/год;

$Z_p$  та  $Z_{\max}$  – середня та максимальна штучна продуктивність, шт./год.

Залежно від значень коефіцієнта використання КР розрізняють три класи використання конвеєрної ланцюги за продуктивністю: П1;

Середня швидкість потоку:

$$\text{Якість} = (1/t_{cm}) \sum Q_i t_i, (3.9)$$

ДЕ  $C_i$  -Пропускна спроможність транспорту за цей період  $t_i$  (година) протягом усього робочого дня, т/год;

$T_c = \sum t_i$  -Загальний час роботи машини на конвеєрі за зміну годин.

Аналогічним чином визначається середня штучна продуктивність.

$Z_p$ (деталей/рік).

Класи використання конвеєрних ланцюгів залежно від вантажопідйомності під час транспортування штучних вантажів характеризуються коефіцієнтами максимальної вантажопідйомності  $K_{m.n}$  та еквівалентної вантажопідйомності  $K_{e.n}$ . Залежно від значень цих коефіцієнтів розрізняють три класи використання конвеєрних ланцюгів за вантажопідйомністю: Н1; Н2; Н3[2].

Застосування конвеєрної ланцюги залежно від навантаження на натяжний елемент характеризується максимальними коефіцієнтами напруг  $K_{m.k}$  та еквівалентними  $K_{e.k}$ ; Залежно від значень цих коефіцієнтів розрізняють три класи використання конвеєрної ланцюги, залежно від навантаження на натяжному елементі С1; С2; С3. Певні класи використання регулюють п'ять видів транспорту: ПЛ; Л; ВІД; Т; ВІД (таблиця 2.3).

Основними показниками визначення режиму є класи використання конвеєрних ланцюгів за часом (В) і продуктивності (П) всім типів конвеєрних ланцюгів. Класи обслуговування конвеєрів, засновані на вантажопідйомності (N) та напрузі натяжного елемента (С), є додатковими характеристиками та

включаються до перевірочних розрахунків, порівняння продуктивності конвеєрів та розрахунків терміну служби елементів конвеєра.

### **3.2. Аналіз конструкції тягових органів конвеєрів**

Складовими частинами конвеєрів з гнучкими тяговими елементами є опорний (робочий) елемент, тяговий елемент, допоміжні робочі пристрої (ролики, циліндри, візки), натяжний пристрій, несуча металоконструкція (рама) і привід.

*Елементи натягу конвеєрної ланцюги,*

Гнучкими натяжними елементами конвеєрних систем є ланцюги, ремені та канати.

Переваги тягових ланцюгів:

- можливість огинати шестерні та блоки малого діаметра;
- Гнучкість у вертикальній та горизонтальній площинах;
- висока міцність при малому подовженні;
- Надійність тягової передачі;
- Здатність працювати за високих температур.

Недоліки тягових ланцюгів:

- велика маса та висока вартість;
- наявність великої кількості шарнірів, які необхідно регулярно перевіряти та змащувати;
- Обмеження швидкості через додаткові динамічні навантаження;
- Сильний зношування ланцюга на високих швидкостях.

Переваги конвеєрних ланцюгів:

- можливість комбінування функцій та тягових елементів;
- мала маса;
- Проста конструкція та експлуатація;
- здатність рухатися із високою швидкістю;
- немає петель, що швидко зношуються;

- Дотримуватися вимог щодо характеристик вантажів, що перевозяться, і навколишнього середовища.

#### Недоліки конвеєрних ланцюгів:

- Метод фрикційної передачі зусилля затискного устрою, що вимагає великого початкового натягу;
- Недостатній термін служби при перевезенні великовагових та великогабаритних вантажів;
- обмежене використання для перевезення гарячих вантажів;
- складність постійного ремонту та очищення від липких вантажів;
- Більше подовження ременя (до 4%) під робочим навантаженням.

#### Переваги канатів:

- менша вартість та вага в порівнянні з ланцюгами тієї ж міцності;
- Гнучкість у всіх напрямках;
- менша чутливість до пилу та бруду через відсутність петель;
- Здатність рухатися із високою швидкістю.

#### Недоліки:

- складність формування надійного читача;
- високе попереднє навантаження з фрикційним приводом;
- коротка тривалість життя;
- Висока ефективність вихлопу при робочому навантаженні;
- Складність кріплення робочих елементів та заміни окремих частин тросу

### 3.3. Типи тягових ланцюгів

Найважливішими характеристиками приводного ланцюга є крок ланки, розривне навантаження, маса 1 м ланцюга, а визначальною ознакою є конструкція ланцюга.

Зварні круглі сталеві ланцюги (рис. 21) виготовляються з легованої круглої сталі довжиною 1-2 м і при складанні з'єднуються з несучими елементами за допомогою сполучних ланок.

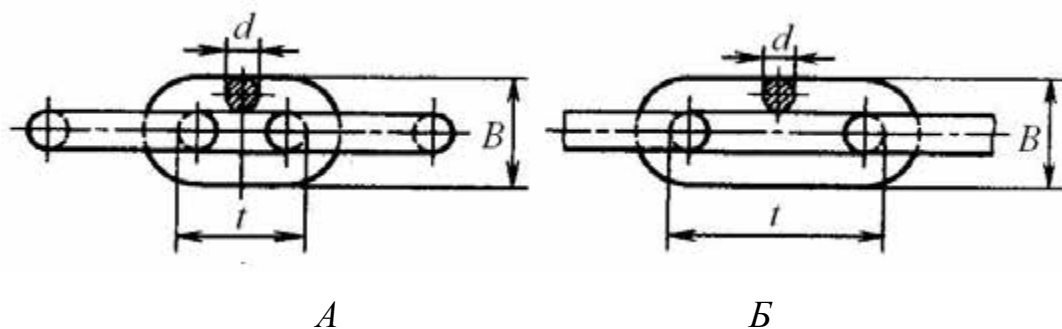


Рис. 21 зварний круглий сталевий ланцюг:

А - коротке з'єднання; б - Довге з'єднання

Переваги ланцюгів круглого перерізу: - простота конструкції; низькі ціни; просторова гнучкість; наявність самоочищувального відкритого шарніра.

Недоліки круглоланкових ланцюгів: мала поверхня зіткнення ланок; швидке зношування; Недостатня точність виготовлення ланок.

Чавунні ланцюги (рис. 22) випускаються в декількох варіантах, виготовлених з ковкого чавуну.

Переваги литого ланцюга: низька ціна; можливість створення посилок зі складною конфігурацією.

Недоліки литого ланцюга: значна маса;

Чавунні ланцюги використовуються на конвеєрних ланцюгах зі складними контурними скребками.

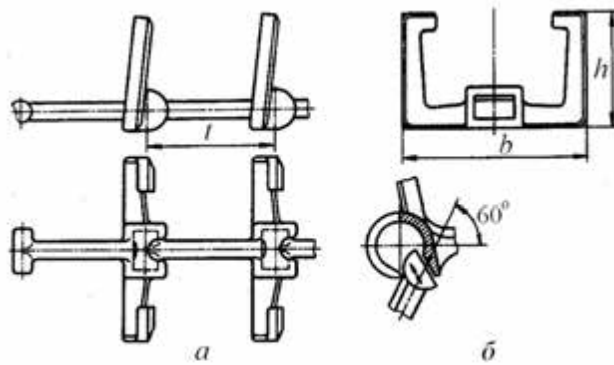


Рис. 22 Чавунний ланцюг:

а – проект; б - Метод очищення та розбирання

Комбіновані ланцюги (рис. 23) складаються з ланок з ковкого чавуну де сталі та точених сталевих кілець та роликів; Можливе комбінування литих внутрішніх ланок зі штампованими зовнішніми ланками зі смугової сталі.

Пластинчасті ланцюги - це ланцюги, ланки яких складаються з пластин, з'єднаних між собою роликами де кільцями. Для кріплення опорних елементів конвеєрних ланцюгів до ланцюга пластини зазвичай мають отвори де розточування на нижній стороні. Залежно від конструкції шарнірного з'єднання пластинчасті ланцюги можуть:

- без рукавів (рис. 24):
- Рукав (Рис. 25): без роликів;
- Роликовий (рис. 26): з гладкими роликами;

Для легких застосувань використовують ланцюги без пластин. Вони найбільш прості та економічні в реалізації та використовуються тільки в транспортних системах з низькими швидкостями та невеликими навантаженнями.

Роликові та пластинчасті ланцюги є найбільш ефективними та широко використовуваними ланцюгами.

Для середніх і важких умов експлуатації застосовуються втулкові ланцюги (з роликами і без них) (рис. 25) і роликові пластинчасті ланцюги (рис. 26).

Для зменшення зношування зубів валу де шестерні встановлюються ролики. Ролики виконують функцію підшипників, тобто. на них спирається К-ланцюг.

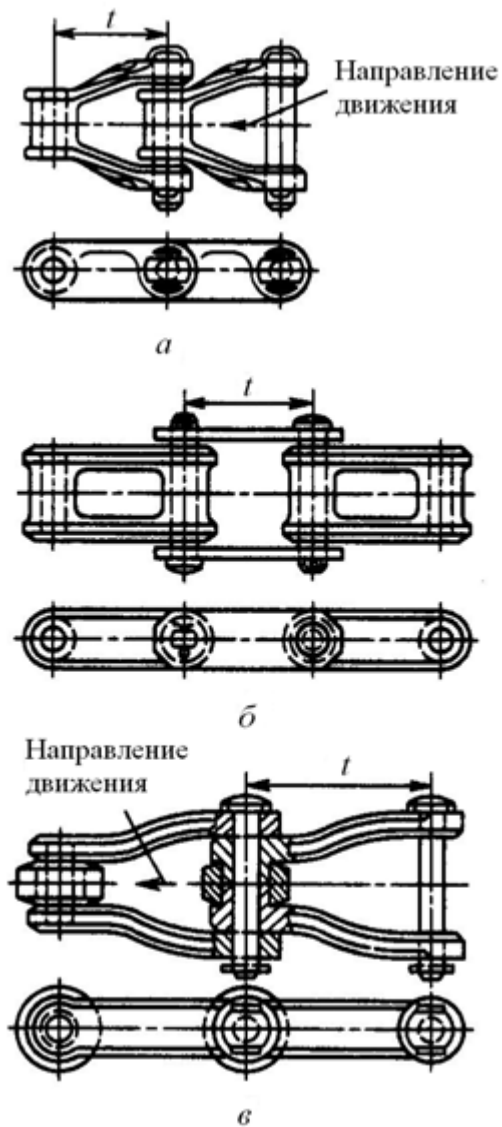


Рис. 23. Комбіновані ланцюги:  
а, б – безроликівий; в - ролик

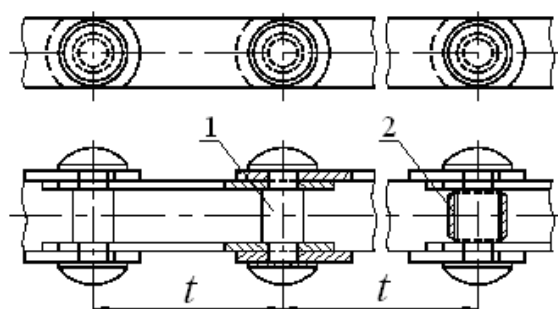


Рис. Ланцюги без кілець:

1 – валик;

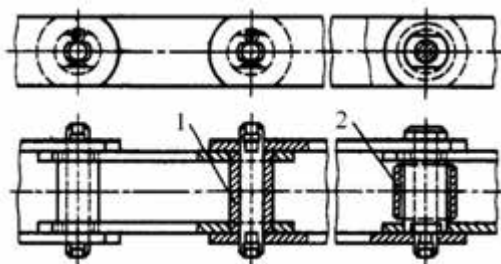


Рис. 25. Ланцюги

1 – безроликові;

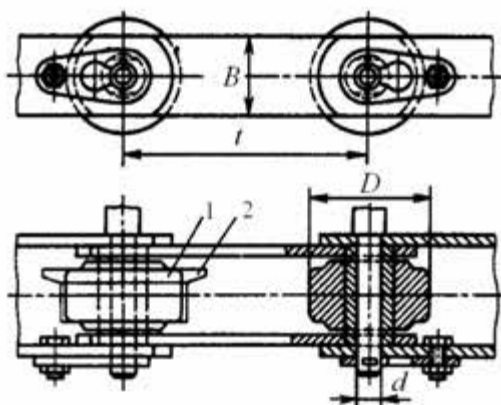


Рис. 26. Ланцюги пластинчасті роликові:

1 – з гладкими роликами; 2 – з ребордами на роликах

переміщається напрямними. Залежно від форми ланок розрізняють ланцюги із прямими і вигнутими ланками.

Ролики ланцюга встановлені на підшипниках ковзання де роликівих підшипниках. Ланцюги з шарикопідшипниками використовуються в конвеєрах великої вантажопідйомності (візкових конвеєрах) для зниження опору руху ланцюга.

Основні параметри та розміри ланцюгів регламентуються ГОСТ 588-81, основними параметрами приводного ланцюга є: крок ланок, розривне навантаження, маса 1 м ланцюга; Відмінною рисою є ланцюгова конструкція.

Нормальний діапазон кроку ланцюга: 40, 50, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 та 1000 мм.

Пластинчасті ланцюги широко використовуються в пластинчастих конвеєрах та елеваторах, ківшах, візках та ланцюгах. Переваги пластинчастих тягових ланцюгів: - Простота виготовлення; Рентабельність виробництва; легкий затискач деталей; Висока точність виробництва; Висока міцність та зносостійкість.

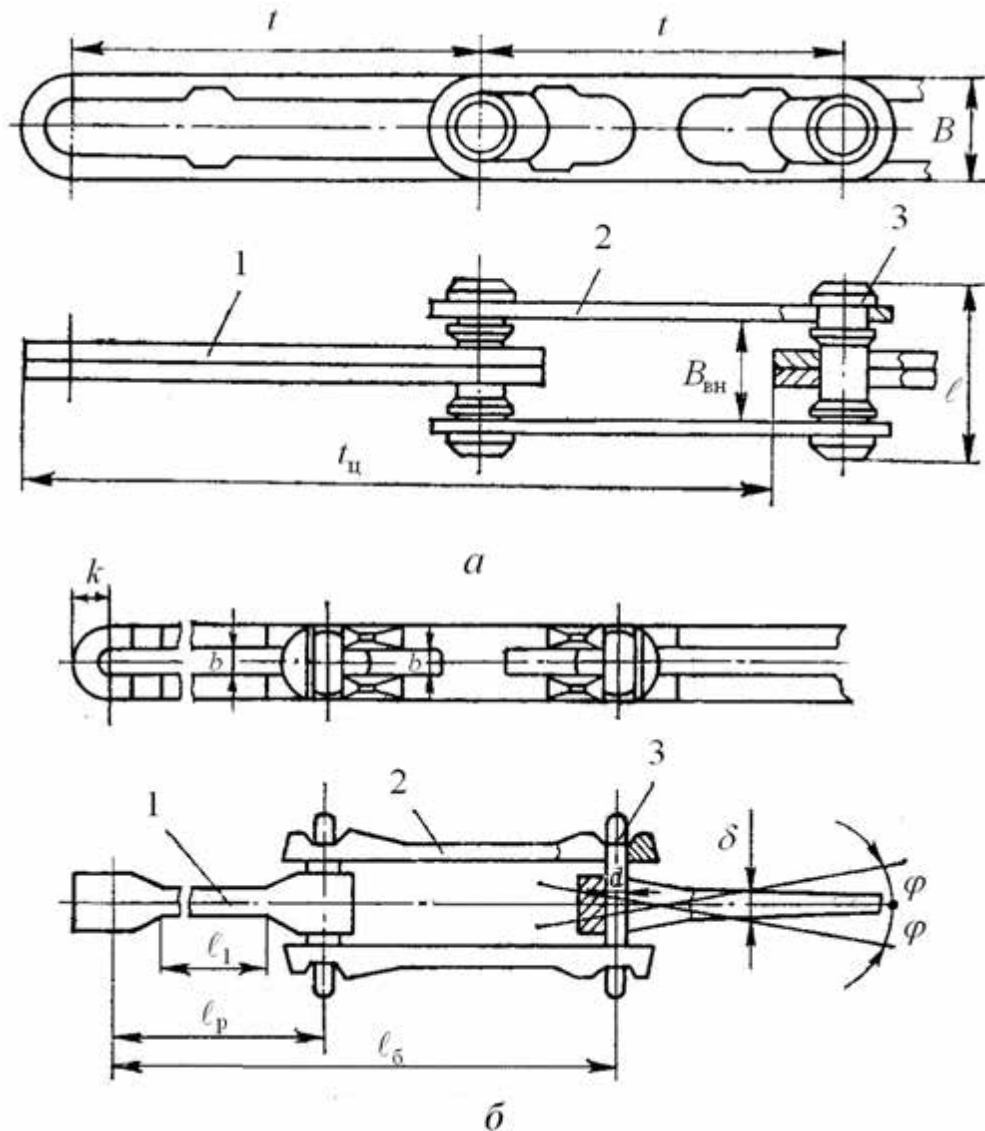


Рис. 27. Холодноштамповані зкладні ланцюги:  
 а – з нерухомими роликами; б – із вигнутими пластинами;  
 1 та 2 – пластини; 3 – Валик

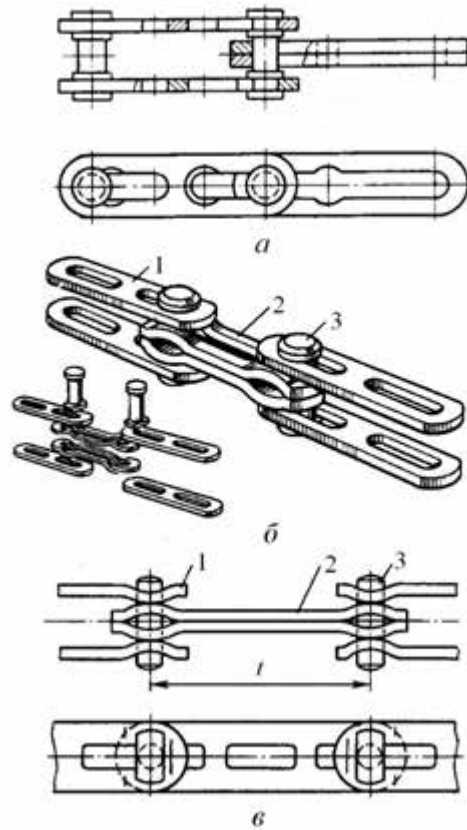


Рис. 28. Холодноштампований роз'ємний ланцюг:

1 – зовнішня ланка ланцюга; 2 – внутрішня ланка ланцюга; 3 – валик

До недоліків пластинчастих ланцюгів відносяться: відсутність просторової гнучкості; складність забезпечення надійного з'єднання між деталями петель та пластинами.

Коефіцієнт запасу міцності розтягнутого елемента є відношенням руйнівного навантаження до допустимого навантаження. Прийнятий запас міцності повинен забезпечувати надійну, безпечну та безперервну роботу конвеєрної ланцюги за конкретних умов експлуатації.

Розбірні ланцюги (рис. 27, 28) в залежності від конструкції та способу виготовлення: ковани (гарячештамовані); Холодне штампування. 589-74.

Виделочные ланцюга (рис. 29) застосовуються на конвеєрах, обладнаних скребками і спрощеним шарніром без маточини [2].

Параметри вільчастих ланцюгів регламентуються ГОСТ 12996-79, нормальний ряд кроків ланцюгів: 100; 125; 160; 200; 250 міліметрів.

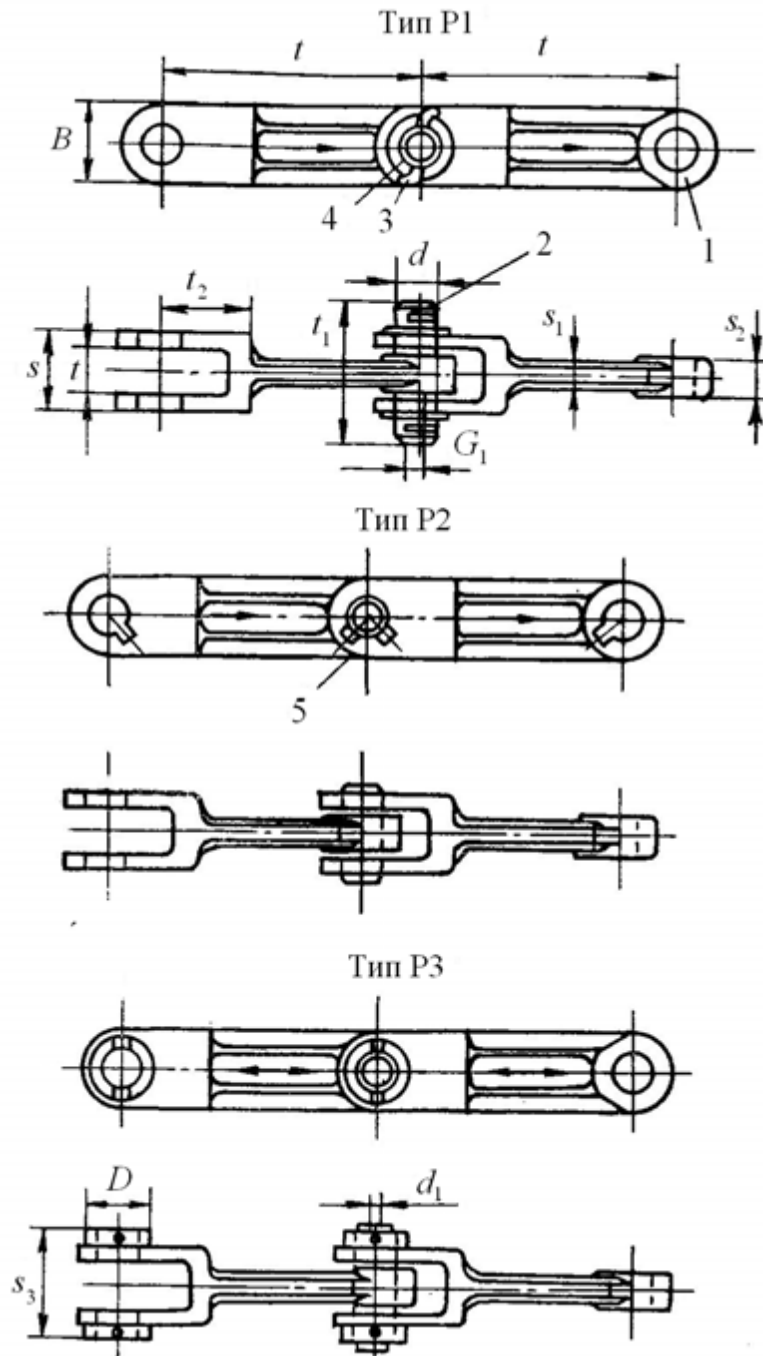


Рис. 29. Вилковий ланцюг:

1 – зчеплення; 2 пальці; 3 – зделонь; 4 – кільце; 5

Профіль зубців зірочки показаний графічно. Найважливішим розрахунковим параметром є діаметр розподільчої кола.

## РОЗДІЛ 4 . КОНСТРУКТИВНЕ ПОЛПШЕННЯ КОНВЕЄРНОЇ СИСТЕМИ

### 4.1. Ефективність роботи пруткових транспортерів бурякозбиральних комбайнів.

При аналізі конструкції пруткових транспортерів бурякозбиральних комбайнів стає очевидним головний недолік пруткового транспортера: низька довговічність приводних ланцюгів. Основною причиною втрати продуктивності стрічкового транспортера є швидке зношування конвеєрних ланцюгів через динамічні навантаження, що виникають у процесі роботи в ланцюгу. Велика кількість сполучних ланок у приводних ланцюгах ускладнює конструкцію, вимагає великої витрати металу та викликає труднощі при складанні конвеєрної полотна. Крім того, прутки для такої конструкції повинні бути виготовлені з високоякісної сталі і мати калібровану поверхню, оскільки вони також є вісь ланцюгів, що не дуже вигідно, враховуючи, що пруток є основним елементом всієї конвеєрної полотна.

Ефективність збирання багато в чому визначається технологічною надійністю машин та обладнання, а також ергономічними умовами праці механізаторів.

Збільшення лише одного з показників надійності – коефіцієнта підготовки комбайнів БМ-6А та КС-6 – на 5% дозволяє збільшити сезонне виробництво в середньому з 17 до 22 га.

Для підвищення надійності важливо вибрати оптимальні конструктивні рішення робочих органів та вузлів машин з урахуванням реальних ґрунтових умов та клімату експлуатації.

Найважливішими факторами надійності картоплезбиральних машин є забезпечення високої зносостійкості та зниження динамічних навантажень на

збиральні, очисні та транспортні органи, а також ланцюгові та карданні передачі приводних механізмів.

Стрічкові транспортери стеблових транспортерів картоплезбиральних машин (площа 200–400 га, обмежена 1,5–2 сезонами експлуатації) мають низьку надійність, що зумовлено умовами роботи приводних механізмів стрічкових транспортерів.

Адже роса, пил, рослинний сік та абразивні частинки ґрунту — це природне середовище, в якому доводиться працювати цим машинам. Тривала експлуатація зношених конвеєрних стрічок призводить до значних відмов у приводних механізмах ланцюгових конвеєрів, які виявляються у вигляді активного зносу провідних та ведених коліс, вигину валів та виходу з ладу суміжного обладнання.

Українська промисловість випускає різноманітні комплекси машин для збирання коренеплодів. До комплексу очищення входить:

- очищення буряконавантажувача СПС-4,2, СПС-4,2А;
- коренезбиральні комбайни РКС-6, МКК-6, КС-6, АСБ-6 та інші;
- Комбайни БМ-6 та БМ-6А;

Всі ці машини оснащені ланцюговими транспортерами, які є найважливішим базовим вузлом будь-якої машини. Вони використовуються для транспортування бульб та листових овочів усередині машини та для завантаження в бункер або транспортний засіб. У картоплезбиральних машинах стрічкові конвеєри служать основним очисним та просіювальним вузлом.

Конструкція стрічкового транспортера передбачає застосування ланок ланцюга (внутрішньої ланки та зовнішньої пластини) з кроком 38,1 ГОСТ 13568-75 і парних пруткових ланок з колом 10,8 ГОСТ 7417-75/35 ГОСТ 1051-88, зібраних в один.

Однак конструкція зі штифтом ланцюга як стрижня не рекомендується, так як конвеєри, сконструйовані таким чином, мають більший крок, оскільки стандартний штифт ланцюга має діаметр 11,12 мм, а стрижень має діаметр

10,8 мм по всій довжині, що значно скорочує або збільшує термін служби транспортера. Враховуючи допуски деталей, що виготовляються, стає зрозумілим конструктивне збільшення кроку вигнутих ланцюгів. Крім того, є монтажна відстань 0,1 мм. На зовнішній пластині і знаючи вимоги щодо дефектоскопії (якщо ланцюг збільшується на 12 мм на довжині 10 ланок, він бракується), нам вдалося досягти зниження неексплуатаційного ресурсу конвеєрної полотна на 35-40%. А знання швидкості зношування в період обкатки дозволяє швидше провести огляд майже нової конвеєрної полотна.

Крім того, основним недоліком традиційної конструкції є те, що вісь є найбільш схильною до зносу частиною всіх ланцюгів, що доведено як теоретичними розробками, так і практичним досвідом. У стандартному ланцюзі штифти ланцюга зазвичай виготовляються із загартованої сталі для запобігання зносу, твердість якої після термообробки підвищується до 54-62 одиниць HRC. Якщо в нашому випадку вісню ланцюга буде пруток зі сталі марки 35, то навіть загартування робочої поверхні не досягне 35-35 одиниць HRC.

При виготовленні кіл зовнішні пластини напресовуються на натягнутий вал, що надає ланцюгу необхідну жорсткість, міцність і точність для підтримки відстані між зовнішніми пластинами. У звичайних конструкціях конвеєрних стрічок зовнішні пластини встановлюються на планках (штифтах) із зазором, що знижує жорсткість ланцюга і призводить до значного зношування як пластини, так і планок (штифтів), а отже, сприяє збільшенню кроку конструктивно, так і за рахунок швидкого зносу поверхонь тертя.

Крім недоліків, зазначених вище, ланцюги, оснащені конвеєрними стрічками, мають ще один недолік. Втулки та ролики ланцюгів зазвичай виготовляються з використанням технології зворотної втулки та ролика і мають поздовжній поперечний переріз, який дозволяє значній кількості бруду проникати у простір між втулкою та роликом, а також між втулкою та віссю, що сприяє значному зносу приводних ланцюгів.

Розглянувши причини такого швидкого зносу ланцюга і детально проаналізувавши фактори, що впливають на роботу ланцюгово-пруткового транспортера, ми дійшли висновку, що більшість відмов відбувається через приводну ланку, яка вже має низку конструктивних недоліків, закладених у ньому.

Метою даної роботи є усунення перерахованих недоліків, підвищення надійності ланцюгових та пруткових конвеєрів та продовження терміну їхньої служби.

Конструктивне удосконалення полягає у використанні в конструкції сітки пруткового типу елемента тяги троса, оскільки сталевий трос має ряд істотних переваг у порівнянні з елементом тяги ланцюга, а саме:

- Сталевий трос здатний компенсувати негативний вплив динамічних навантажень на тяговий ланцюг конвеєрної полотна;
- Компактність за поперечними розмірами та менша вага при тих же параметрах руйнівного навантаження;
- шарнірно-зчленований натяжний елемент;
- Сталеві троси надійні та довговічні.

Нижче наведено деякі конструктивні пропозиції щодо формування пруткового компонування у пристрої для протягування кабелю:

#### **4.2. Конструкторська пропозиція щодо вдосконалення тягового вузла пруткових конвеєрів.**

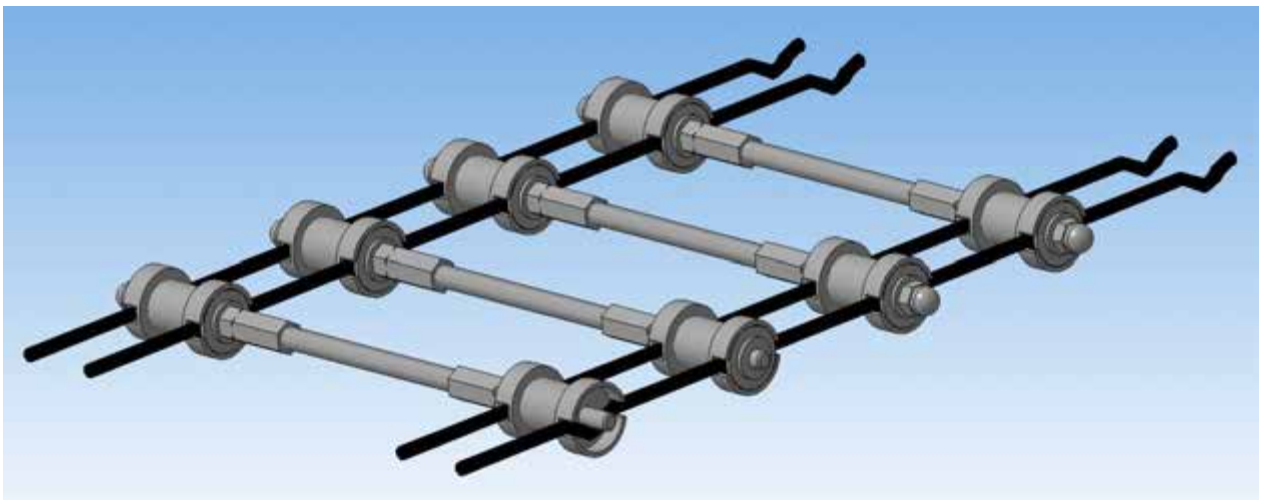
Конструктивне удосконалення полягає у використанні в конструкції сітки пруткового типу елемента тяги троса, оскільки сталевий трос має ряд істотних переваг у порівнянні з елементом тяги ланцюга, а саме:

- Сталевий трос здатний компенсувати негативний вплив динамічних навантажень на тяговий ланцюг конвеєрної полотна;
- Компактність за поперечними розмірами та менша вага при тих же параметрах руйнівного навантаження;
- шарнірно-зчленований натяжний елемент;

- Сталеві троси надійні та довговічні.

Прутковий конвеєр з нескінченною прутковою доріжкою, що безперервно обертається навколо двох валів-шестерень, один з яких є приводним, який відрізняється тим, що пруток встановлений з відповідним кроком і закріплений від осьового зміщення на дзеркально встановлених шарнірах для з'єднання кабельних ланцюгів в отворах. Нескінченні канати на кожній конвеєрній стрічці рухаються гайками на кінці валу, які входять у зачеплення з приводним колесом.

Варіант, при якому кабельне з'єднання починається з двох сторін і проходить у зворотному напрямку один до одного (рис. 4.1)



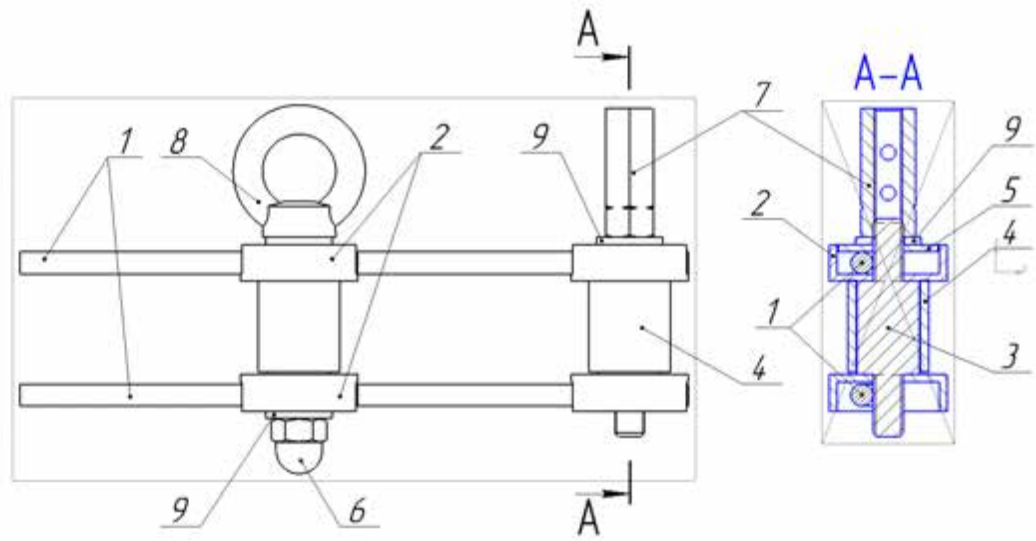


Рис. 4.1 Прутковий конвеєр з канатним приводом

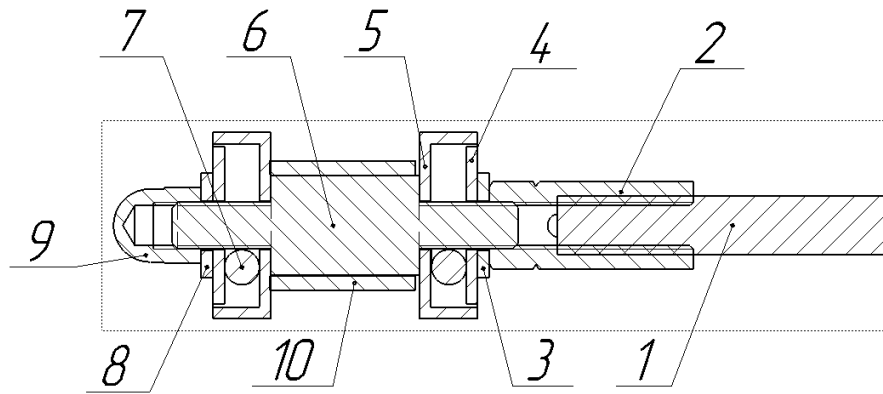


Рис. 4.2 Зображення елемента зачеплення

Прутковий конвеєр з нескінченною прутковою доріжкою, що безперервно обертається навколо двох валів-шестерень, один з яких є приводним, який відрізняється тим, що стрижень встановлений з відповідним кроком на дзеркально розташованих шарнірах для з'єднання канатних ланцюгів, що складаються з двох вертикальних профільних пластин, на кінцях кожного з приводної шестерні транспортера, а стрижень встановлений в отворі в опорі, закріпленій за допомогою осьових гайок на торці зовнішньої пластини шарніра, утвореного з відповідної сторони.

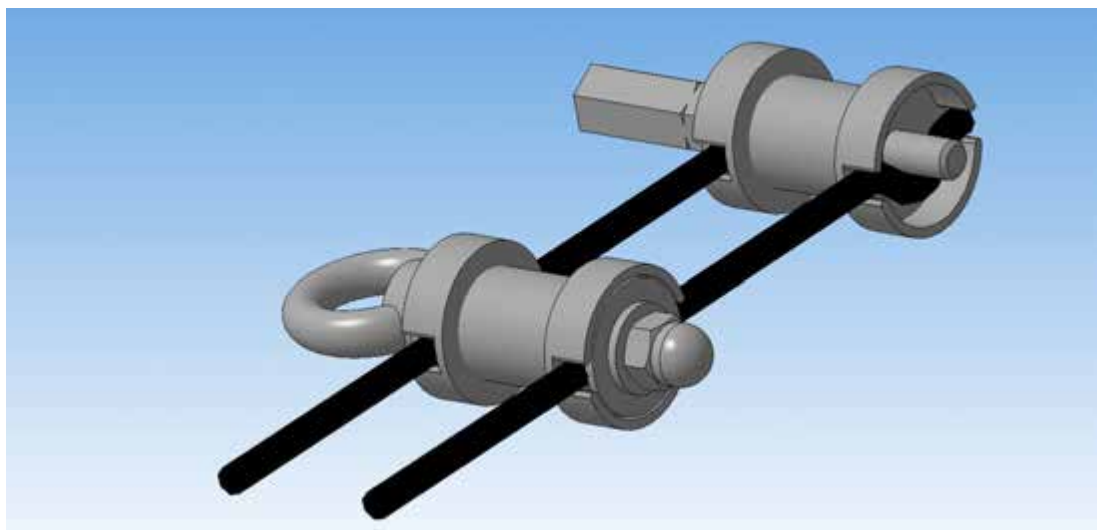


Рис. 4.3

### 4.3. Визначення сил опору руху затискного елемента

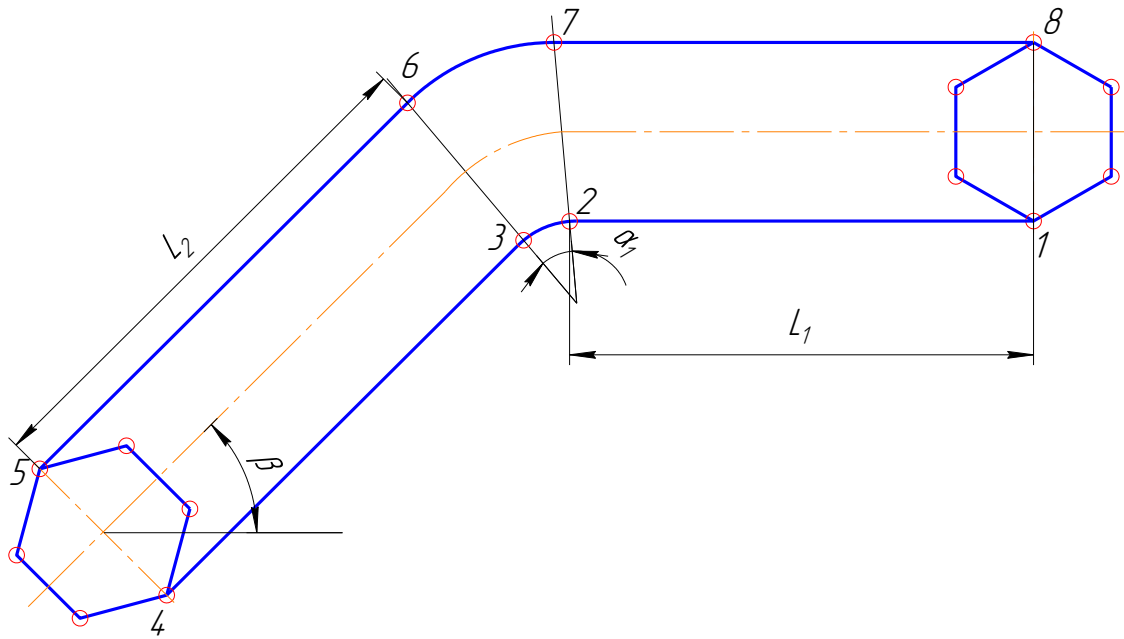


Рис. 4.4. Кінематична схема транспортера машини РКС-6

Визначаємо погонну масу вантажу, для цього визначаємо поперечний переріз вантажу.

$$A = \frac{b^2 \cdot \tan \varphi_2}{4}, \text{ м}^2 \quad (4.1)$$

$$A = \frac{955^2 \cdot \tan 21}{4} = 87523 \text{ мм}^2 \approx 0,088 \text{ м}^2$$

БУДЬ  $b = 955 \text{ мм}$  - Ширина конвеєрної полотна;

$\varphi_2 = 0,6\varphi = 0,6 \cdot 35 = 21^\circ$  - природний кут нахилу сипких матеріалів;  $\varphi = 35^\circ$  -

Природний кут нахилу.

Визначаємо обсяг вантажу

$$V_B = A \cdot l, \text{ м}^3 \quad (4.2)$$

$$V_B = 0,088 \cdot 1,1 = 0,096 \text{ м}^3$$

БУДЬ  $l = 1,1 \text{ м}$  - Довжина горизонтального транспортера;

Визначаємо вагу вантажу.

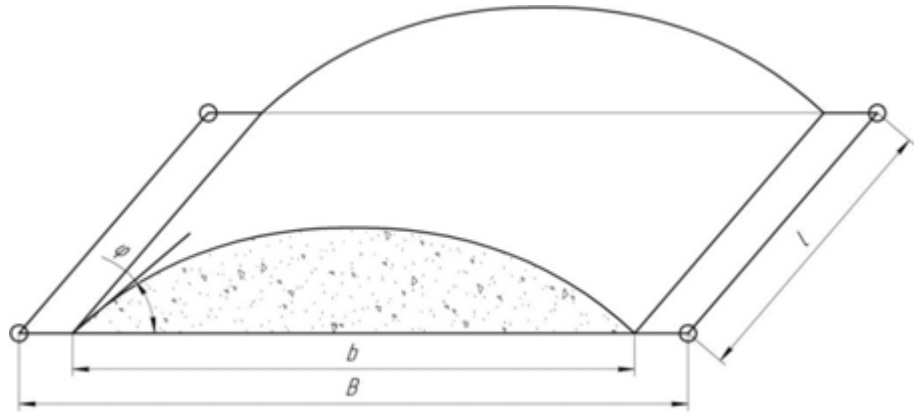


Рис. 4.5 Схема визначення обсягу завантаження

$$m_B = V_B \cdot \rho \cdot g, H \quad (4.3)$$

$$m_B = 0,096 \cdot 700 \cdot 9.8 = 658 H$$

БУДЬ  $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$ - Щільність заряду.

Погонна вага вантажу складає:

$$q_B = \frac{m_B}{l}, H/м \quad (4.4)$$

$$q_B = \frac{658}{1,1} \approx 600 H/м$$

Лінійна вага на стрічці транспортера  $q_m = 300 \text{ Нью-Мексико}$

Силу натягу розраховуємо контурним методом з точки мінімального натягу на стрічці транспортера (точка 1 малюнку), яку приймаємо.  $S_{min} = 500 H$

$$S_1 = S_{min}, H \quad (4.5)$$

$$S_1 = 500 H$$

Натяг ланцюга в точці 2

$$S_2 = S_1 + q_m \cdot L_1 \cdot w_1, H \quad (4.6)$$

$$S_2 = 500 + 300 \cdot 1,3 \cdot 0,1 = 539 H$$

БУДЬ  $L_1$  - Довжина горизонтальної частини конвеєрної полотна;  $w_1 = 0,1$  -  
 Втрати у роликів ланцюгах із підшипниками, встановленими на  
 підшипниках.

$$S_3 = S_2 \cdot e^{w_1 \alpha_1}, H \quad (4.7)$$

$$S_3 = 539 \cdot 2,72^{0,1 \cdot 0,611} = 572,9 H$$

БУДЬ  $\alpha_1 = 35^\circ \approx 0,611 \text{ рад}$  - Кут, під яким ланцюг охоплює вигнуту  
 ділянку, становить 2-3.

Напряга в інших точках контуру

$$S_4 = S_3 + q_m \cdot L_2 \cdot w_1 \cdot \cos \beta - q_m \cdot L_2 \cdot \sin \beta, H \quad (4.8)$$

$$S_4 = 572,9 + 300 \cdot 2,9 \cdot 0,1 \cdot \cos 50 - 300 \cdot 2,9 \cdot \sin 50 = -37 H$$

БУДЬ  $\beta = 50^\circ$  - Кнопка горизонтального кута нахилу

$$S_5 = S_4 \cdot k, H \quad (4.9)$$

$$S_5 = -37 \cdot 1,1 = -41,4 H$$

$k$  = Коефіцієнт опору коробки передач

Визначаємо опір конвеєрної полотна під час завантаження:

$$W_1 = \frac{q_\varepsilon \cdot V}{0,2}, H \quad (4.10)$$

$$W_1 = \frac{300 \cdot 1}{0,2} = 3002,0 H$$

БУДЬ  $V = 1 \text{ м/с}$  Швидкість конвеєрної полотна

Відділ 5-6 відповідає за вантажні перевезення:

$$S_6 = S_5 + W_1 + (q_m + q_B) \cdot L_2 \cdot w_1 \cdot \cos \beta + (q_m + q_B) \cdot L_2 \cdot \sin \beta, H \quad (4.11)$$

$$S_6 = -41,4 + 3002,0 + (300 + 600) \cdot 2,9 \cdot 0,1 \cdot \cos 50 + (300 + 600) \cdot 2,9 \cdot \sin 50 = 5128,8 H$$

Розділ 6-7 завантажений

$$S_7 = S_6 \cdot e^{w_1 \alpha_1}, H \quad (4.12)$$

$$S_7 = 5128,8 \cdot 2,72^{0,1 \cdot 0,611} = 5451,9 H$$

$$S_8 = S_7 + (q_m + q_B) \cdot L_2 \cdot w_1, H \quad (4.13)$$

$$S_8 = 5451,9 + (300 + 600) \cdot 2,9 \cdot 0,1 = 5568,96 H$$

Тягове зусилля на шестернях трансмісії

$$F = S_8 - S_1 + (K_1 - 1)(S_1 + S_8), H \quad (4.14)$$

$$F = 5568,96 - 500 + (1,05 - 1)(500 + 5568,96) = 5372,4 H$$

$$K_1 = 1,05$$

Сили на ланцюг

$$S_p = \frac{F}{K_n}, H \quad (4.15)$$

$$S_p = \frac{5372,4}{1,8} = 2984,7 H$$

БУДЬ  $K_n = 1,8$  – Нерівний коефіцієнт навантаження для ланцюгів

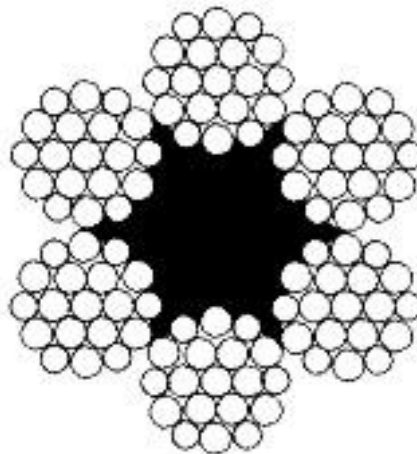
Ми приймаємо руйнівну силу із певним запасом міцності.

$$S_{pn} = S_p \cdot n_z, H \quad (4.16)$$

$$S_{pn} = 2984,7 \cdot 8 = 14923 \approx 23877,6 H$$

$n_z = 8$  – Коефіцієнт безпеки

Згідно з ГОСТ 2688-80 був обраний канат діаметром 6,2 з повним руйнівним навантаженням 25 500 Н.



Діаметр	Маса 1000 м, кг	Загальна руйнівна сила,
---------	-----------------	-------------------------

<b>кабелю, мм</b>		<b>Н</b>
4.8	84,4	15200
5.1	95,5	17200
5.6	116.5	20950
<b>6.2</b>	<b>141,6</b>	<b>25500</b>
6.9	176.6	31800
7.6	211	38000
8.3	256	46100
9.1	305	55000

## РОЗДІЛ 5

### ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТУ

Ланцюгові та пруткові транспортери, що встановлюються на картоплезбиральні комбайни, користуються великим попитом на ринку України та країн СНД та є високоліквідною продукцією. В умовах економічної кризи, коли парк сільськогосподарської техніки практично застарів, щорічна потреба у конвеєрних стрічках в Україні становить 40 відсотків від усіх конвеєрних стрічок, встановлених на машинах та використовуваних у сільськогосподарських підприємствах.

Удосконалена конструкція конвеєрної полотна значно збільшує (вдвічі) термін служби порівняно з традиційними конструкціями, дозволяє знизити металомісткість конвеєрних стрічок, підвищується загальна простота обслуговування та суттєво спрощується монтаж конвеєрної полотна.

Оскільки підприємство випускає конвеєрні полотна традиційної конструкції, реалізація проекту удосконаленої конструкції не становить особливих складнощів. Наявне обладнання та інструменти дозволяють виготовляти елементи конвеєрної полотна. Продукція, яку має намір виробляти компанія, є екологічно чистою та відповідає гігієнічним нормам.

Як видно з таблиці, металомісткість конвеєрної полотна за рахунок нової конструкції збільшилася більш ніж удвічі. Крім того, дана конструкція дозволяє виробляти більш дешеві сталеві прутки.

У міру зменшення маси конвеєрної полотна зменшується потужність, необхідна для її приводу.

Ціна за погонний метр для каналів ПРЛ-38.1 складає близько 2320 грн., а це 1 м. Канат діаметром 6,2 мм згідно з ГОСТ 2688-80 30 грн. Припустимо, що ціна на звичайні та покращені вудилища однакова. Виходить, що за 1 МП просто замінивши його на новий тяговий апарат, ми економимо близько 1500 грн. Економія становила 26 040 грн.

Таблиця 1. Порівняльна таблиця витрати металу на конвеєрні полотна традиційний та передовий дизайн

Назва індикатора	бігова доріжка традиційний Конструкції (РКР 19160)	бігова доріжка покращений Конструкції
Довжина конвеєрної полотна, м	8.68	8.68
Тип тяги	ПРЛ-38.1 канал	Сталевий трос d6.2
Кількість стебел, шт.	228	228
Вага натяжного елемента завдовжки 1 м, кілограм/м <sup>2</sup>	5.5	0,146
Вага одного стрижня, кг	0,418	0,418
Вага бюстгальтера, кг	-	0.1
Загальна вага, кг	257,6	120.4

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. А.П. Смелова «Оформлення курсових та дипломних робіт з ремонту машин». КВ 1984
2. «Дизайн дипломів та навчальних програм». До. Врожай. 1996.
3. Аванес Ю.Б. «Копчені бурякові комбайни». К.1979.
4. Бабусенко С.М. "Проектування підприємств ремонтно-експлуатаційного обслуговування". М.1990.
5. Тетяненко Н.В., Золотарьов Н.Д. «Дослідження та розробка нових робочих органів для сільськогосподарських машин». Всеросійський науково-дослідний інститут сільського господарства. Машинобудування, 1980.
6. Мішин М.А., Грозубінський В.А. «Дослідження очисників кореневищ цукрових буряків». М. 1980 № 7, стор. 20–22.
7. Гецаєв С.М. "Визначення переваг сучасних комбайнів у транспортному клубі". Кубанський сільськогосподарський інститут.
8. Бенін ДС «Механізація вантажно-розвантажувальних робіт у цукровій промисловості». М.1987.
9. Збирання буряків. Технічні вимоги щодо ремонту. » ГОСТ 7496-84.
- 10.Гевко, Ткаченко «Посібник з удосконалення технології збирання цукрових буряків». До. 1999.
- 11.«Ланцюги приводні роликові та втулкові.» Загальні технічні умови ГОСТ 13568-75.
- 12.В.Ф. Ярошенко «Про розвиток конструкцій ланцюгових передач у сільськогосподарських машинах». Тернопільський вісник. Шахрайство. 58–61.
- 13.Інститут «Тернопільприлад» «Вантажопідйомність роликових та ланцюгів, що подають» (загальна інформація)

14. Технічні умови ремонту. Спеціальні прибиральні машини та їх комплектуючі. Підтримка при ремонті та поверненні після ремонту.
15. Рекомендації щодо оптимізації виробничих потужностей ремонтних підприємств. Пан.; ДОСНИТИ, 1977.-81 с.
16. Верещак, віце-президент Абелєвич Л.А. "Проектування автомайстерень". Транспорт. 1973 рік.
17. Молоков Б.М. «Організація з відновлення деталей сільськогосподарської техніки».
18. Черноїванов В.І., «Відновлення деталей машин». 1983.
19. Черноїванов В.І. Основні напрямки розвитку та вдосконалення виробництва з реставрації монет. Візит, 1987.
20. Ачкасов К.А. "Перспективні методи відновлення зношених деталей машин". М.1987.
21. «Рекомендації з організації різання та відновлення деталей, що зношуються, на підприємствах, що спеціалізуються на ремонті буряків.» М.1986.
22. Л.В. Погорілий «Бурякозбиральні комбайни».
23. Дудко В.В. «Експериментальні дослідження продуктивності пруткових конвеєрів». М.1981.
24. «Дослідження щодо конструкції та параметрів робочих органів машин для обробітку та збирання цукрових буряків.» Збірник наукових праць. М.1981
25. Ремонтні креслення для ремонту деталей (вузлів) бурякозбиральних машин.
26. Схема технологічного процесу поточного ремонту коренезбиральних комбайнів РКС-6 у багатопрофільних майстернях.
27. Коренезбиральні комбайни МКК-6. Норма витрат матеріалів.
28. Коренезбиральні комбайни КС-6. Норми витрати матеріалів на капітальний та поточний ремонт.
29. А.А. Тотовців "Проектування ланцюгових передач".

- 30.Бабусенко С.М. "Методика розрахунку площі цехів". ВСХІЗО.1974.
- 31.Посібник з написання дисертації. Відділ МС в АПК.2001.
- 32.Розповідей М.Я. "Організація сільськогосподарського ремонтного виробництва". Г-н Россільгоспвидав. 1979.
- 33.Конкін Ю.А., «Економіка у розрахунках сільськогосподарської техніки». Містер Колос. 1978.

## **ДОДАТКИ**

Додаток 1.

Типи ланцюгів	Чи не ти, мм.	Твердість за шкалою Роквелла						
		Тарілки	незахищений		Корок		Рулон	
			Загартовані сталі	Стали без покриття	Загартовані сталі	Стали без покриття	Загартовані сталі	Стали без покриття
PrL	31,7 5..50 ,8	26... 40	54... 62	48...55	54...62	48...55	47...55	42...50
Зв'язки із громадськістю	31,7 5..63 ,5	38... 45	54... 62	48...55	54...62	48...55	47...55	42...50
PRD	38 ... 76,2	32... 40	54... 62	48...55	54...62	48...55	47...55	42...50

Примітка: 1. Допускається збільшення жорсткості пластин PRL і PR ланцюгів до HRC 45 з кроком 19,05 і більше.

2. Схвалено для різьбових передач із незагартованої сталі твердістю HRC 37...45 та для загартованих різьбових валів та передач типів PRD та PrL твердістю HRC 48...55.

## ВИМОГИ ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ У РОЛИКОВИХ ЛАНЦЮГАХ.

Роликові ланцюги із зубчастою втулкою

1. Під час огляду слід перевірити стан робочих поверхонь елементів ланцюга. При зовнішньому огляді ланцюга слід класифікувати: ланки з тріщинами чи відшаруваннями металу; Сполучні деталі, на яких обертаються кільця внутрішніх пластин та ролики зовнішніх пластин. Найчастіше необхідно повністю зняти ланцюг.
2. Визначте подовження ланцюга, вимірявши довжину ланцюга не менше ніж у трьох секціях по 10 ланок кожна. Технічний стан ланцюгів подовження оцінюється на підставі даних таблиці.

Діаграма.

Вимоги до дефектації роликових ланцюгів редукторів

Без ланцюга, мм	Сила натягу ланцюга при вимірі, Н (кгс)	Довжина 10 ланок, мм	
		Нормальний	жертва
38.1	600–800 (60–80)	381	393

Таблиця 3. Таблиця контрольно-вимірювальних приладів та інструменту для обладнання у розділі з обслуговування складального обладнання.

Плоди коренеплоду картоплі.

ім'я	Позначення	Номер на сайті під час ремонту СПС-4.2
калібрувати	Шц-1-125-0,1 ГОСТ 166-80	12
	ШТ-2-250-0,05 ГОСТ 166-80	10
	ШТ-3-500-0,1 ГОСТ 166-80	2
Гладкий мікрометр	МК 25-2 ГОСТ6507-78	4
	МК 75-2 ГОСТ 6507-78	4
	МК 100-2 ГОСТ 6507-78	3
	МК 125-2 ГОСТ 6507-78	2
	МК 150-2 ГОСТ 6507-78	2
	МК 175-2 ГОСТ 6507-78	2
	МК 225-2 ГОСТ 6507-78	2
	МК 50-2 ГОСТ 6507-78	4
Мікрометр печінки	МП 25 ГОСТ4281-68	2
	МП 50 ГОСТ4281-68	2
	МП 75 ГОСТ4281-68	2
Глибиномір з ноніусом	ШГ 250 ГОСТ 162-80	2
Індикатор внутрішньовимірювання	Стандарт НД 10-18-1 ГОСТ 868-82.	1
	Національний стандарт 18-50-1ГОСТ 868-82	2
	Стандарт НД 50-100-1 ГОСТ 868-8.	4
	НІ 100-160-1ГОСТ 868-82	2

	НІ 160-250-1ГОСТ 868-82	2
висотомір	ШР-250М-0,05	1
Показує тип погоди	ІР 10 Клас 1 ГОСТ 164-80	2
штатив	Ш-ПН-8 ГОСТ10197-70	2
ЗОНД	Комплект №2 ГОСТ882-75	2
	Комплект №3 ГОСТ882-75	2
лінійка	300 ГОСТ427-75	2
	500 ГОСТ457-75	2
	1000 ГОСТ 457-75	1
Кутосвіт	УМО-180 ГОСТ5378-66	1
візерунок блискавки	Комплект №2 ГОСТ4126-66	2
	Комплект №3 ГОСТ4126-66	2
Тестовий квадрат	УЛП-1-250 ГОСТ3749-77	1
Призма правильна.	1-4-1 ГОСТ5641-66	1
	2-3-2 ГОСТ5641-66	1
Пластина відрегульована	2-2-1000*630 ГОСТ 10905-75	1
Випробування на шорсткість	ГОСТ 9378-75	8
Різьбова заглушка (3-24)	ГОСТ 17766-72	1 комп.
Кільця різьбові (3–24)	ГОСТ 17756-72	1 комп.
Одиниця для вимірювання твердості за Роквеллом	ТР ГОСТ 23677-73	1
Модельний набір для Перевірка шпонкових пазів Повідомлення	КІ-1551	1
Модельний набір для Сплайн-контроль спонукати	КІ-1542	1