**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Факультет(ННІ)** **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

УДК 621.867

**ПОГОДЖЕНО**
**Декан факультету (Директор ННІ)**
_конструювання та дизанйу__
(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 СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА З ФУНКЦІЄЮ ДООЧИСТКИ КОРЕНЕПЛОДІВ

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва
(назва)

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

**Гарант освітньої програми**
д.т.н, доцент _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**
к.т.н., доц. _____ Микола КОРОБКО
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

**Виконав** _____ Максим ПОМАЗ
(підпис) (ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Факультет(ННІ)** **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**
**Завідувач кафедри**
конструювання машин і обладнання
д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
"___" травня 2025 року

**З А В Д А Н Н Я**
**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**
**Помазу Максиму**
(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
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА З ФУНКЦІЄЮ ДООЧИСТКИ КОРЕНЕПЛОДІВ
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 – ланцюговий конвеєр.
Зміст пояснювальної записки:

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

Перелік графічних матеріалів:

6. Загальний вигляд конвеєра;
7. Привідний вал, деталювання;
8. Натяжний механізм, деталювання;
9. Класифікація конвеєрів;
10. Очисний пристрій

**Дата видачі завдання** 01 вересня 2023 р.

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**
к.т.н., доц._____ _____ Микола КОРОБКО
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

**Завдання прийняв до виконання** _____ Максим ПОМАЗ
(підпис ) (прізвище та ініціали студента)

# ЗМІСТ

***РЕФЕРАТ*** ***5***

***ВСТУП*** .....

***РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС РОБОТИ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ*** .....

1.1. Загалдьні відомості про ланцюгові конвеєри

1.2. Аналіз типів скребкових конвеєрів

1.3. Конвеєри з суцільними високими скребками

1.4. Загальна будова, основні елементи

1.5. Розрахунок скребкових конвеєрів

1.6. Конвеєри з суцільними низькими скребками

1.7. Конвеєри з контурними шкребками .

1.8. Трубчасті скребкові конвеєри

***Розділ 2. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА***

2.1. Визначення вихідних даних до розрахунку

2.2. Послідовність проектного розрахунку

***3. Розділ 3. РОЗРАХУНОК СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА***

3.1. Визначення основних параметрів конвеєра

3.2. Визначення розмірів поперечного перерізу жолоба

3.3. Визначення максимального натягу і вибір тягового

3.4. Тяговий розрахунок конвеєра

3.5. Уточнений тяговий розрахунок конвеєра методом обходу по контуру

3.6. Вибір двигуна і кінематичний розрахунок приводу

3.7. Розрахунок конвеєра на пуск і гальмування

3.8. Перевірка ланцюга на міцність і знос

3.9. Розрахунок гальмівного моменту

3.10. Розрахунки на міцність основних вузлів і деталей конвеєра

3.11. Розрахунок шпонкових з'єднань

3.12. Уточнений розрахунок валів на витривалість.

3.13. Вибір підшипників вала приводних зірочок

3.14. Попередній розрахунок осі натяжного барабана.

3.15. Розрахунок металоконструкції конвеєра.

***РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА***

**4.1.** Шляхи підвищення ефективності роботи тягових елементів ланцюгових конвеєрів

4.2. Конструктивна пропозиція по підвищенню ефективності роботи скребкових конвеєрів

***РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ І ЗАХОДИ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ(***

5.1. Загальні вимоги з охорони праці

***ДОДАТКИ..... 75***

# РЕФЕРАТ

Магістерська робота на тему «Обґрунтування конструкції скребкового конвеєра з функцією доочистки коренеплодів» складається з 87 машинописних сторінок із пояснювальною запискою формату а4 та 10 сторінок формату а1 із графічною частиною.

Перший розділ проекту включають опис загальних характеристик конвеєра, функціональності та використання компонентів, а також монтажу та експлуатації конвеєра.

Другий аналіз особливостей проектування.

Третя частина присвячена розрахунку скребкового конвеєра.

У четвертій частині аналізуються конструктивні параметри скребкового конвеєра.

П'ятий розділ містить аналіз сучасного стану справ у галузі охорони праці та техніки безпеки.

# ВСТУП

Наразі все промислове виробництво оснащене механізованим транспортом між підприємствами. Ланцюгові конвеєри є основою сучасного машинобудування. Вони забезпечують скоординоване та мережеве виконання робочих процесів та створюють стабільний робочий ритм у компаніях.

Машини безперервної дії характеризуються безперервним потоком сипких де пластичних матеріалів по заданому шляху без зупинок для завантаження де вивантаження, при цьому робочі та зворотні рухи несучого елемента відбуваються одночасно.

Транспортні машини надзвичайно надійні, прості в експлуатації та обслуговуванні; можуть мати більшу транспортну довжину; можлива автоматична робота у комплексі з технологічними пристроями; забезпечують високу продуктивність з допомогою безперервності процесу транспортування.

*Обєкт досліджень* – скребковий конвеєр

*Предмет досліджень* – обгрунтування конструкції скребкового конвеєра з функцією доочистки коренеплодів.

# РОЗДІЛ 1.
# ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС РОБОТИ

## 1. Загальна інформація про ланцюгові конвеєри

Підйомно-транспортне обладнання є найважливішим елементом сучасного виробництва, оскільки сприяє механізації найважливіших технологічних процесів та допоміжних робіт. У діючих та автоматизованих лініях роль підйомно-транспортного обладнання якісно зросла та стала органічною частиною технологічного обладнання. В даний час його вплив на ключові технічні та економічні показники компанії є значним.

Підйомно-транспортне обладнання за принципом дії поділяється на дві самостійні групи: верстати періодичної дії та верстати безперервної дії.

До першої групи належать всі види мостових кранів, підйомники, наземні транспортні засоби (візки, навантажувачі, тягачі), канатні дороги та фунікулери (періодичної дії), скрепери та інші подібні машини. Друга група (називається також машинами безперервного транспорту, гідравлічними транспортними машинами і аналогічними транспортними машинами) класифікується по області застосування, способу передачі навантаження, що переміщається рушійною силою, виду застосування і конструкції рушійної сили, виду переміщуваного вантажу, а також призначенню і положенню.

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, розміщується суцільним шаром на опорному елементі машини (ланцюгу де брезенті) де окремими порціями у відрах, ящиках та інших ємностях, які безперервно переміщуються один за одним на невеликій відстані один від одного. Штучні заряди також рухаються окремо безперервним потоком і відповідно до заздалегідь визначеної послідовності.

Вони можуть не тільки перевозити вантажі, але й розподіляти їх за певними точками, зберігати, забирати з певних місць, переміщувати їх відповідно до технологічних процесів та забезпечувати необхідні темпи виробничого процесу.

За рахунок безперервного переміщення вантажу, відсутності зупинок для навантаження та вивантаження, суміщення робочих рухів і відведення вантажоносія безперервно працюючі машини мають високу продуктивність, що має велике значення для сучасних підприємств з великими вантажопотоками.

Сучасний розвиток всіх галузей промисловості, завдання підвищення продуктивності праці та зниження собівартості продукції зумовлюють та визначають такі основні напрямки розвитку МНТ:

1. Монтаж конвеєрних контурів для безперервного транспортування вантажів на великі відстані;

2. Підвищення продуктивності конвеєрних ланцюгів;

3. Підвищення надійності машини та спрощення обслуговування у складних умовах експлуатації.

4. Автоматизація управління машинами та складними машинними системами, у тому числі з використанням ЕОМ;

5. Зниження металомісткості, маси та габаритів машин;

6. Розробка нових машин на основі прогресивних транспортних методів (магнітна та пневматична підвіска опорного елемента, що призводить до лінійного поліпшення умов праці обслуговуючого персоналу та виробничих робітників, асинхронні двигуни тощо);

7. Виключення можливості втрати вантажу, повна герметизація транспортного засобу та ізоляція пилу, легкозаймистих та хімічно агресивних

вантажів від навколишнього середовища; Зниження шуму під час роботи машини;

8. Гармонізація та стандартизація обладнання шляхом збільшення типорозмірів на основі єдиних умовних одиниць.

В принципі, один і той же процес транспортування може здійснюватися за допомогою різних машин безперервної дії. обслуговування транспортного підрозділу; маршруту під час використання гнучких виробничих систем;

Тісний зв'язок конвеєрних ланцюгів з усім технологічним процесом виробництва визначає їхню кінцеву відповідальність. Зупинка хоча б одного конвеєра у всій транспортно-технічній системі призводить до зупинки всіх машин на заводі та всього підприємства. Жодна автоматизована технологічна система неспроможна функціонувати, якщо транспортні засоби несправні. Тому безперебійна робота транспортного обладнання є надзвичайно важливим та відповідальним елементом у оснащенні сучасного підприємства, від якого багато в чому залежить успішність його роботи. Ці машини повинні бути надійними, міцними, довговічними, простими в експлуатації та здатними працювати в автоматичному режимі.

Скребкові конвеєри являють собою велику групу машин безперервного транспорту, принцип дії яких заснований на підтягуванні вантажів вгору по схилу, рівній поверхні де навантажувальному каналу за допомогою скребків, прикріплених до тягового елементу. скребка, бункера та тягового органу.

Перевагами скребкових конвеєрів є простота конструкції, мала висота, безпека та можливість транспортування різних вантажів (рідких, в'язких, порошкоподібних, гострих, хімічно активних та токсичних, гарячих та холодних) за складними маршрутами без перевантажень. Щільність, відсутність висолів, ризик пожежі та вибуху, ризик втрати та забруднення

вантажу; Проста автоматизація навантаження та розвантаження у кількох точках маршруту.

До недоліків можна віднести: дроблення вантажу (менш виражене в малозношуваних скребкових конвеєрах безперервної дії), висока витрата енергії, підвищений знос рухомих частин і жолобів (особливо при транспортуванні абразивних вантажів), шум через тертя вантажу про елементи, що транспортують. Скребкова ланцюг на конвеєрах закритого каналу.

Канатні екскаватори використовуються для транспортування різних вантажів, включаючи сипучі матеріали, дрібні, середні та великі предмети, а також безперервні вантажі. За своєю універсальністю вони відносяться до провідних машин безперервного конвеєрного типу та мають значно більшу робочу довжину. Конвеєри відкритого типу застосовуються для транспортування великих та середніх сипких матеріалів та супутніх вантажів; Закриті та герметичні контейнери в основному використовуються для невеликих, зернистих та порошкоподібних вантажів.

## 2. Аналіз типів скребкових конвеєрів

Скребкові конвеєри - різні типи транспортних машин, в яких переміщення вантажу здійснюється шляхом його протягування по нерухомому відкритому де закритому каналу де прямокутній де круглій трубі за допомогою рухомих скребків, прикріплених до тягового елемента. Скребкові конвеєри використовуються для транспортування великих, порошкоподібних, зернистих та сипких матеріалів.

Як гнучкі натяжні елементи переважно використовуються ланцюги (меншою мірою ремені і канати). У ланцюговому тельфері крок скребків кратний кроку ланцюга. Активною частиною конвеєрної ланцюги є нижня частина, рідше верхня; Використовуються конвеєрні ланцюги з двома робочими важелями, якими вантаж може переміщатися в обох напрямках

одночасно. Нижня частина ланцюгового транспортера переміщається в рамі і обертається навколо кінцевих зірочок, зворотна частина (натяжна частина) розташована у верхній частині рами і переміщається напрямними де роликами.

Скребкові конвеєри широко використовуються у вугільних шахтах, на переробних заводах, у хімічній та харчовій промисловості, а також на тваринницьких фермах.

Скребкові конвеєри класифікуються за:

Форма скребка: З повністю сформованим скребком;

Висота скребка: з верхнім та нижнім скребком.

Окрему групу складають трубчасті скребкові конвеєри з просторовим наведенням.

Залежно від виду руху скребкові конвеєри виготовляються з безперервним поступальним рухом і зі зворотно-поступальним рухом: скребкові конвеєри з нерухомими скребками, встановленими на жорсткій балці, де жорстко встановленими голчастими скребками.

У низькопідлогових скребкових конвеєрах вантаж переміщається суцільним шаром транспортної ємності, висота якої в 2-6 разів перевищує висоту скребків.

Перевагами скребкових конвеєрів є: простота конструкції та розташування проміжних зон завантаження та вивантаження;

До недоліків скребкових конвеєрів відносяться: значне зношування рами і жолоба; високі енерговитрати (через тертя рами про жолоб); Затискання частин вантажу між скрепером і навантажувальним майданчиком (при транспортуванні вантажів з частинами, що важко роздавлювати).

Скребкові конвеєри завширшки від 200 до 320 мм мають швидкість руху v = 0,1 – 1,0 м/с; зі скребками завширшки від 400 до 1200 мм v=0,5 до 0,63 м/с.

Найважливішим параметром скребкового конвеєра є ширина скребка де скребкового ланцюга, а у разі трубчастих скребкових конвеєрів зовнішній діаметр труби [2].

### 3. Конвеєрна ланцюг зі стійкими та високими скребками

Вони переміщують вантаж у горизонтальному, похилому, похило-горизонтальному та горизонтально-похилому напрямках (рис. 1), причому вантаж переміщається де по нижній (стандартне виконання), де по верхній гілки, де одночасно по обох гілок у протилежних напрямках.

Кут нахилу скребкових конвеєрів становить від 30 до 40 º.

Високоскребкові конвеєри виготовляються відкритого і закритого виконання.

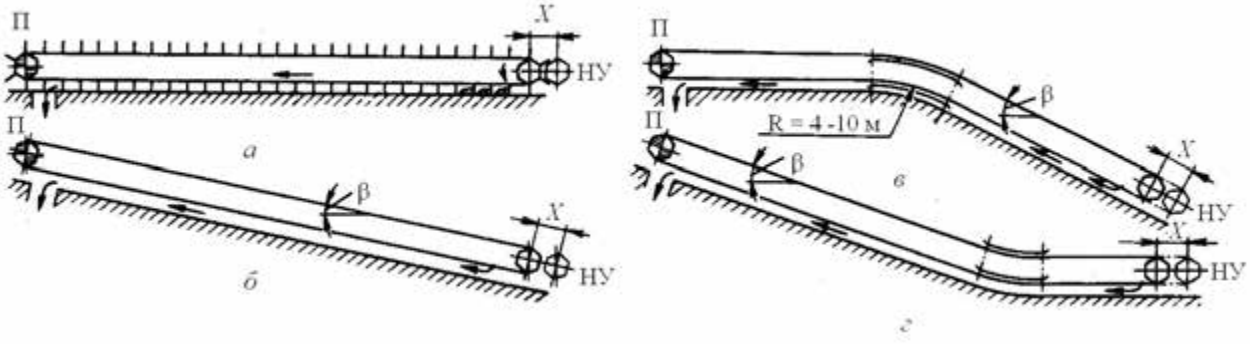



Рис. 1 Схематичне зображення скребкових конвеєрів із високоміцними скребками:

а – горизонтальний; б – похилий; в – горизонтально похилий;

г – комбінований; Р – привід;

Х – натяжний пристрій

### 4. Загальні структури, основні елементи.

Суцільний високоскребковий конвеєр (рис. 2) складається з відкритого 1 каналу, з'єднаного з рамою. Цим каналом проходить приводний ланцюг 3,

до якої прикріплені скребки 2, що охоплюють напрямне колесо 5 і провідне колесо 6.

Рух приводного ланцюга приймає він привід, а первинне натяг передається натягувачем. Вантаж завантажується в бункер у будь-якій точці маршруту, а вивантаження може проводитись у будь-якій точці маршруту через люки в нижній частині бункера, зачинені розсувними дверима.

Вантаж 6 переміщається в нерухомому каналі 5 (рис. 3) і окремими секціями проштовхується по скребках 1, які з'єднані з приводним ланцюгом 4, що переміщається роликами 3 у напрямних 2.

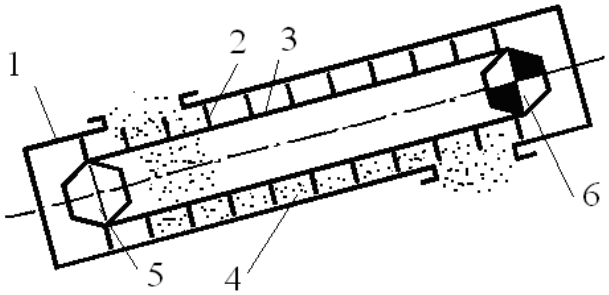



Рис. 2. Схема скребкового конвеєра з високими скребками:

1 - жолоб; 2 - скребок; 3 - ланцюг (і) передачі;

5 – натягувач; 6 – Водіння

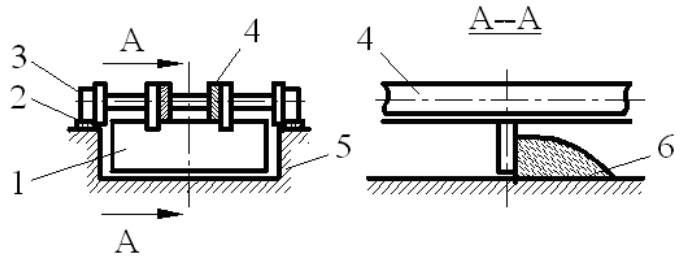



Рис. 3 Схема руху матеріалу каналом конвеєрної ланцюги

з безперервними високими скребками:

1 – скребок; 2 - напрямна доріжка; 3 – ролики ланцюга; 4 – приводний ланцюг;

5 – жолоб; 6 – магазин

Приводний елемент важкого скребкового конвеєра розташований по одній ширині до 400 мм застосовується ланцюговий привід; Для більшої ширини використовуються два ланцюги.

Несучим елементом конвеєрної ланцюги є скребки, що мають трапецієподібну, напівкруглу де прямокутну форму (жолобчасту де трубчасту); Скребки виготовляються із листової сталі товщиною від 3 до 8 мм. Ширина плоских скребків може становити 650 мм, коробчастих – від 500 до 1200 мм. Висота скребка повинна бути в 2–3 рази меншою за його ширину.

При переміщенні вільних деталей відстань між скребками має бути більшою за розмір найбільших деталей.

Фаза зачистки

$$T_{уз}=2tc \text{ де } ac = (2–4)hc,$$

де $T_{Роб}$- Без ланцюга;

$Г_{Від}$- Висота скребка).

Лотковий конвеєр виготовляється зі звареного де штампованого сталевого листа товщиною від 4 до 6 мм і має (залежно від форми скребка) прямокутний, трапецієподібний де круглий поперечний переріз. Жолоб монтується секціями довжиною від 3 до 6 м, відстань між скребком та жолобом становить від 5 до 15 мм з кожної сторони.

Стрічковий конвеєр наводиться в рух шестернею на кінці зірочки.

Затискний пристрій гвинтовий де пружинний, хід затискного пристрою X = 1,6 тс.

Важливою перевагою високих скребкових конвеєрів є переміщення рами роликами. Найбільший недолік - ніж складно заряджати і розряджати.

## 5. Розрахунок скребкових конвеєрів

Продуктивність скребкового конвеєра

$$Qм = 3600\ F\ \rho\ v = 3600\ Bj\ hj\ \psi\ sy\ \rho\ v, \quad (1.1)$$

ДЕ *Ф*- Розрахунковий переріз навантаження в каналі, м2 (рис. 4);

ρ – густина заряду, т/м3;

v – швидкість транспорту, м/с;

ψ – коефіцієнт заповнення каналу для вільного перебігу ψ = 0,5–0,6, для утрудненого перебігу ψ = 0,7–0,8;

$P_I$– Коефіцієнт використання об'єму бункера визначається з урахуванням зменшення обсягу завантаження скребка із збільшенням кута нахилу ланцюги конвеєра за таблицею.

Поперечний переріз ринви

$$Ф = Б_{Од} Г_О\ \psi\ Cё, \quad (1.2)$$

ДЕ $Б_О$і hж - ширина та висота жолоба, м. н.

Висота скребка приймається на 25–50 мм більше за висоту каналу, швидкість скребка – 0,1–0,63 м/с. Ширина ринви

$$Б_О = до_{ОГО}, (1.3)$$

ДЕ $до_О$ = 2-4- Співвідношення ширини та висоти жолоба.

Ширина каналу, що виходить, і нахил скребка регулюються в залежності від умов, заснованих на гранулометричному складі вихідної сировини.

$$У_О \geq Xc\ a, \quad (1.4)$$

ДЕ *О*- Розмір найбільшого місця вантажу; прибл. ≥ 1,5 А (приблизно – відстань до скребка).

Відстань скребка ac = 2tc де ac = (2–4)hc, де hc — висота скребка.

Для двоколісних візків із класифікованими вантажами коефіцієнт Xc = 3–4, для звичайних вантажів Xc = 2–2,5.

Для одноланцюгових конвеєрів з номінальним навантаженням Xc = 5-7, з нормальним навантаженням Xc = 3÷3,5.

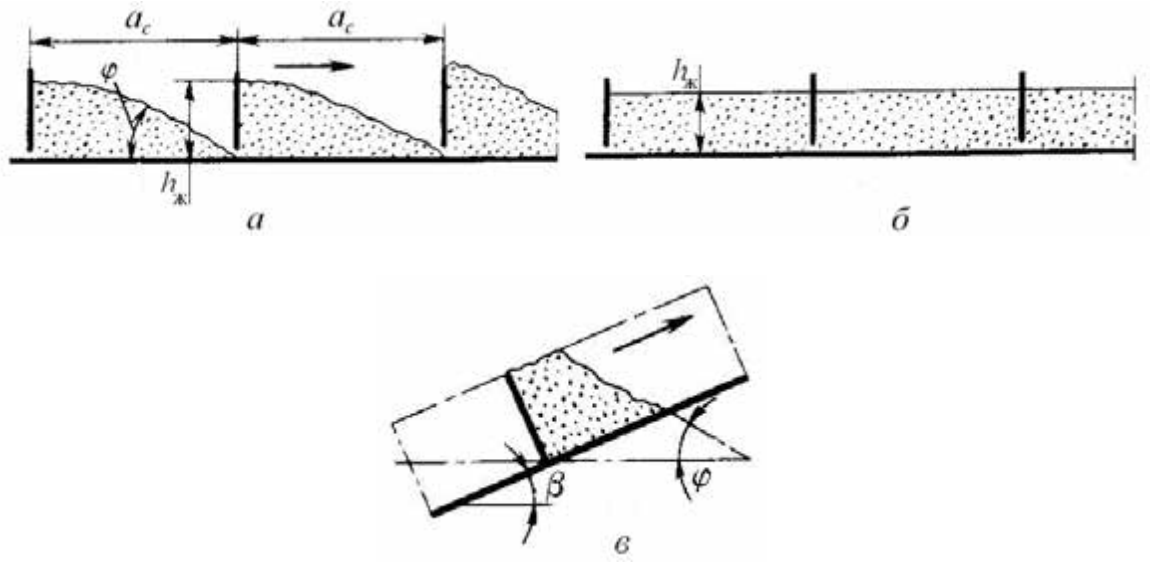



Рис. 4. Розвантаження сипких матеріалів перед крупнозернистими скреперами:
а - при транспортуванні зернистих і порошкоподібних сипучих матеріалів;
б - малоплинна маса на похилій доріжці

Таблиця 1.1

Значення коефіцієнтів,

| перевезений вантаж | Кут нахилу конвеєрної ланцюги, градуси | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 |
| легкий висип | 0,5-0,6 | 0,42-0,51 | 0,32-0,39 | 0,25-0,3 | - | - |
| Погано висип | 0,7-0,8 | 0,69-0,75 | 0,59-0,68 | 0,52-0,6 | 0,42-0,48 | 0,35-0,4 |

Об'єм вантажу у просторі між скребками залежить від властивостей вантажу та швидкості руху скребків.

Фактична виробнича потужність

$$У_{Ф} = [3,6 \text{ кгв мг}] / \text{ас}, (1.5)$$

ДЕ $до_{Г}$- Коефіцієнт, що враховує гранулометричний склад вантажу (для пилоподібних вантажів кг = 0,8; для шматкових і зернистих вантажів кг = 0,9);

$М_{Г}$- Маса частини вантажу перед скрепером, кг.

Розрахунок тягового зусилля скребкового конвеєра.

Опір переміщенню вантажу та шасі в робочому положенні

$$Сн = \text{Sn-1}+(\omega q0+\omega гqг)\ \ell\pm(qг+q0)h, (1.6)$$

ДЕ $Сн$та Sn-1 – натяг ланцюга в кінці та на початку прямолінійної ділянки, Н;

ωі ωg – коефіцієнти опору руху рами та вантажу;

$У_0$ та штаб-квартира –Лінійна сила тяжкості рами та вантажу, Н/м.

Опір руху вантажу по похилій площині (див. рис. 5)

$$Так_{Н} = \text{gmг}\ (\omega г\ \cos\beta + \sin\beta), (1.7)$$

ДЕ ωг- Коефіцієнт опору переміщенню вантажу по каналу;

β – кут нахилу ланцюги конвеєра.

Потрібна первинна напруга елемента напруги.

$$З_0 \geq \text{Втч ctg}(\varepsilon/t), (1.8)$$

ДЕ $\varepsilon$ –кут відхилення ланки ланцюга, до якого прикріплений скребок;

т – немає посилань

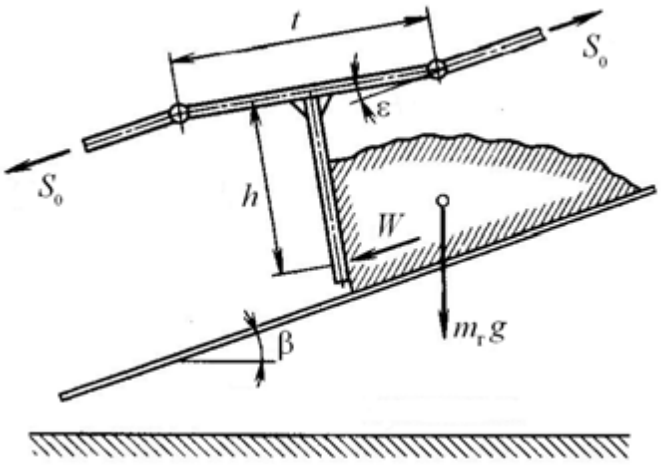



Рис. 5. Схема сил, що діють на скребок

Детальний розрахунок тягового зусилля проводиться контурним методом, починаючи з точки мінімального натягу ланцюга Smin = 10–50 кН, що вибирається залежно від довжини та потужності конвеєрів (рис. 6). Для горизонтальних конвеєрів Smin (точка 1) знаходиться у точці, де ланцюг залишає провідну зірочку. Для похилих і горизонтальних конвеєрів Smin може розташовуватися в точках 1 і 2 залежно від співвідношення Lg, ω і H (ω – коефіцієнт опору опорних елементів приводного ланцюга руху; ω = 0,1–0,13 – для роликових ланцюгів, ω = 0,25 – для ланцюгових).

Для комбінованих конвеєрів з горизонтальним кінцем лінії Smin знаходиться в точці 1, коли L'ω>H, і в точці 2, коли L'ω<H; L – Проекція довжини приводного перерізу на горизонтальний переріз [1].

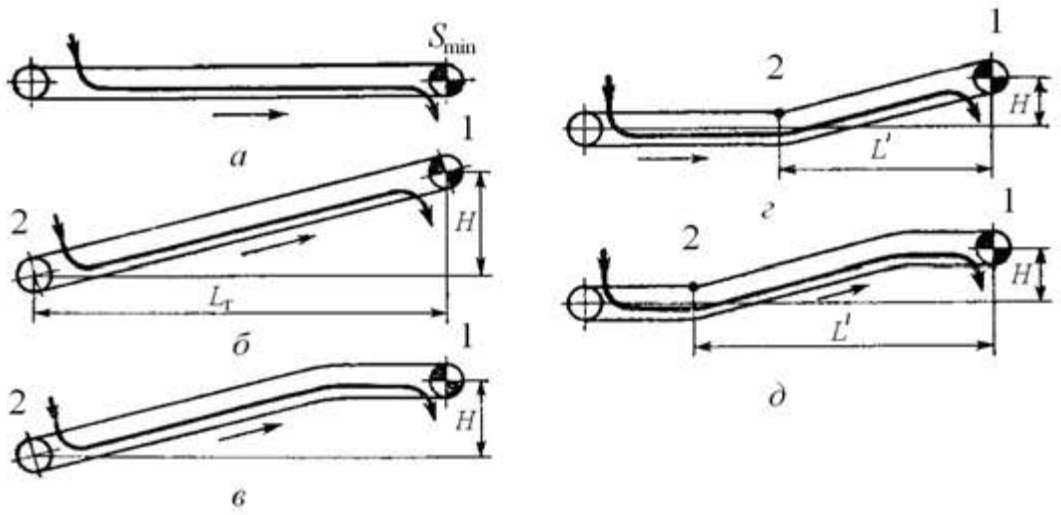



Рис. 6 розрахункових схем для скребкових конвеєрів

Якщо Lg ω>H, то Smin лежить у точці 1; якщо Lg ω < H, то Smin лежить у точці 2; в Lg ω = H обмеження в точках 1 та 2 однакові.

Максимальний натяг ланцюга

$$З_{максимум} = д_Г (ω'Ö Lг+H)+Smin+Sx.,(1.9)$$

ДЕ ω′Ö –Коефіцієнт опору переміщенню вантажу каналі; для роликових ланцюгів ω'ж = 0,8-2,0; для ланцюгів ковзання ω'ж = 1-4,5;

$З_{Висока напруга}$- Напруга, викликана вагою гілки, що покоїться;

$У_0$- Лінійне навантаження на скребковий ланцюг;

ω– Коефіцієнт опору опорних елементів приводного кола.

Напруга через вагу гілки, що покоїться.

$$З_В = д_0(H - Lg ω). (1.10)$$

Стійкість збирального обладнання

$$Т = д_О З_О Б_О,(1.11)$$

ДЕ $У_О$ = 300-500 Н/м - лінійне навантаження очисного обладнання;

Пошук - Кількість очисних пристроїв, шт.

Опір зарядного пристрою

$$Так_{Від} = 0,7\ qg\ ℓz,(1.12)$$

ДЕ $НІ._{Від}$ - Довжина навантаження, м

Повний опір руху

$$Так = ΣW,(1.13)$$

Потужність двигуна

$$П = [vk ÷ Σ\ Вт]/η,(1.14)$$

ДЕ $до_{Від}$= 1,1-1,35 - коефіцієнт запасу міцності.

## 6. Безперервні конвеєри з низькими скребками

Низькоскребкові конвеєри мають закриту раму, нижня частина якої утворює жолоб. Ланцюг встановлений вертикально, замкнутий, обертається навколо приводного та натяжного коліс і спирається на роликові напрямні. Вантаж рухається стрічкою конвеєра суцільним шаром, висота якого h в 2–6 разів перевищує висоту скребків, і утворює суцільне тягове тіло, висота якого перевищує висоту скребка. Висота скребків часто менша за висоту країв ринви. Заправка заряду в трубку здійснюється через неактивне сопло та отвір у кришці. Нижня частина ланцюга є робочою, зворотна (верхня) частина рухається напрямними де роликами. Це можливо завдяки двом робочим важелям, які переміщують вантаж у різних напрямках. Низькоскребкові конвеєри мають кути нахилу до 60 °.

Вони застосовуються для горизонтального та похилого транспортування рідких, порошкоподібних, зернистих та дрібноштучних продуктів при нормальних та високих температурах (до 700 °C) і мають вертикально-замкнене ланцюгове компонування.

Найважливішими параметрами нескінченних конвеєрних ланцюгів із низьким коефіцієнтом тертя є: кут нахилу шляху до 60°; Довжина транспортування 100 м; Продуктивність до 700 т/год; Ширина ринви 125-1000 мм; Швидкість транспортування 0,1-0,4 м/с.

Перевагами малошумних конвеєрів є: густина транспортного процесу; рівень складності курсу; широкий спектр послуг; Можливість перевезення гарячих вантажів.

До недоліків можна віднести: знос ланцюгів, скребків та жолобів; ймовірність того, що ланцюг провисне над вантажем.

Як затискні елементи скребкових конвеєрів з занурювальними скребками застосовуються спеціальні пластинчасті та роликові ланцюги де вилкові ланцюги з кроком 160 і 200 мм.

Скребки виготовляються з плоских, профільованих та плакованих сталевих смуг. В одноролікових конвеєрах скребки приварюються до ланки ланцюга вертикально де під кутом 85° до поздовжньої осі. На двоколісних конвеєрах скребки кріпляться до ланок за допомогою товстих шплінтів.

Лотковий конвеєр виготовляється у вигляді єдиної зварної рами із сталевого листа товщиною 2–4 мм де у вигляді двох окремих лотків зі швелерів та сталевого листа.

Стрічковий конвеєр рухається редуктором. Як обертові та відхиляючі елементи служать напрямні блоки, шестерні і нерухомі зубчасті колеса. Стяжка: гвинтова чи пружинна.

При транспортуванні гарячих вантажів каркас конвеєра складається з подвійних сталевих стін із теплоізоляційним матеріалом між ними для підтримки температури. Для охолодження гарячого вантажу нижню частину конвеєрної ланцюги обладнано камерою охолодження. Холодна вода безперервно подається в камеру охолодження, а гаряча вода рухається тонким шаром із невеликою швидкістю (0,01–0,16 м/с2).

## 7. Конвеєр з контурними очищувачами

Контурні скребкові конвеєри мають двосекційний замкнутий жолоб, в якому переміщаються робоча та зворотна секції ланцюга з профільованими скребками, що повторюють контури трьох стінок жолобчастої секції (рис. 7). Вони використовуються для транспортування сипких матеріалів горизонтальними, крутими і вертикальними поверхнями. Контурні скребки збільшують обсяг сипучого матеріалу і транспортують його не порціями, а замкненою масою, що заповнює практично весь переріз каналу на горизонтальних ділянках. Контурні скребки ефективніше передають рушійну силу по всьому поперечному перерізу сипучого матеріалу, ніж скребки для сипучих матеріалів з низьким вмістом твердих частинок, що дозволяє переміщати матеріал у вертикальних крутих площинах.

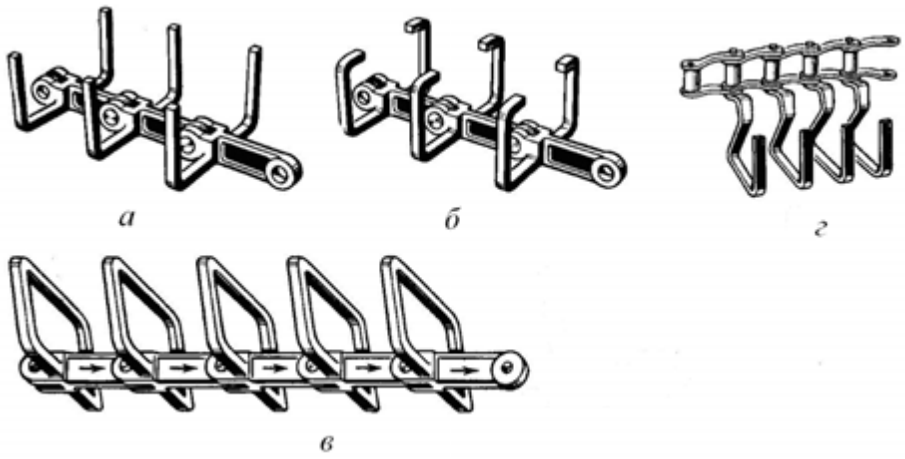



Рис. 7 Конвеєрні рами з контурними очищувачами:

а, б, в – вертикально закриті; г - горизонтально закритий

Контурні скребкові конвеєри мають замкнуту конструкцію рами як по вертикалі, так і по горизонталі (рисунок 8).

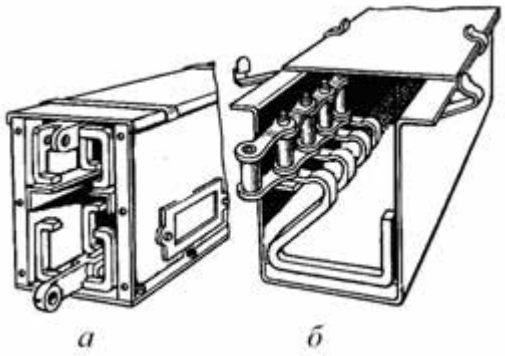



Рис. 8 перерізів конвеєрних ланцюгів з контурними очищувачами:

а – вертикально закритий; б - горизонтально закритий

Як розподільні конвеєри використовують горизонтально-замкнуті Ланцюгові конвеєри (рис. 8, б); Вертикально-замкнуті конвеєри можуть мати секції з похилими горизонтальними та вертикальними ділянками (рис. 8) і застосовуються для транспортування порошкоподібних, сипких, гранульованих та класифікованих продуктів у невеликих кількостях. Основні параметри контурних скребкових конвеєрів: продуктивність до 60 т/год; Довжина траси до 50 м-коду; Висота підйому до 15-20 м; Швидкість руху – 0,1–0,25 м/с.

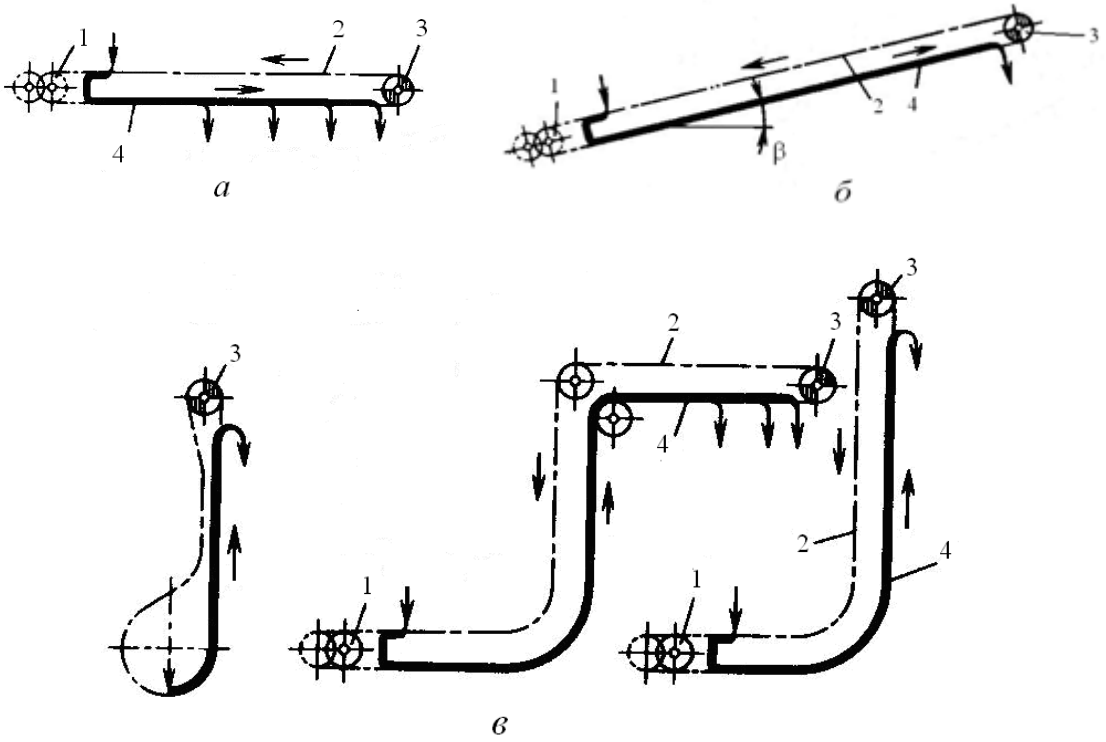


Рис. 9 Схеми руху замкнутих вертикальних конвеєрів з контурними очищувачами:

а – горизонтальний; б – похилий; в – комбінований;

1 – натягувач; 2 – нефункціонуюча гілка;

Використання контурних скребкових конвеєрів (рис. 10) не рекомендується для транспортування абразивних, вологих, липких вантажів і вантажів з важкими частинками, які можуть застрявати між скребками і жолобом, створюючи значний опір руху і потенційно призводячи до виходу з ладу всієї установки.

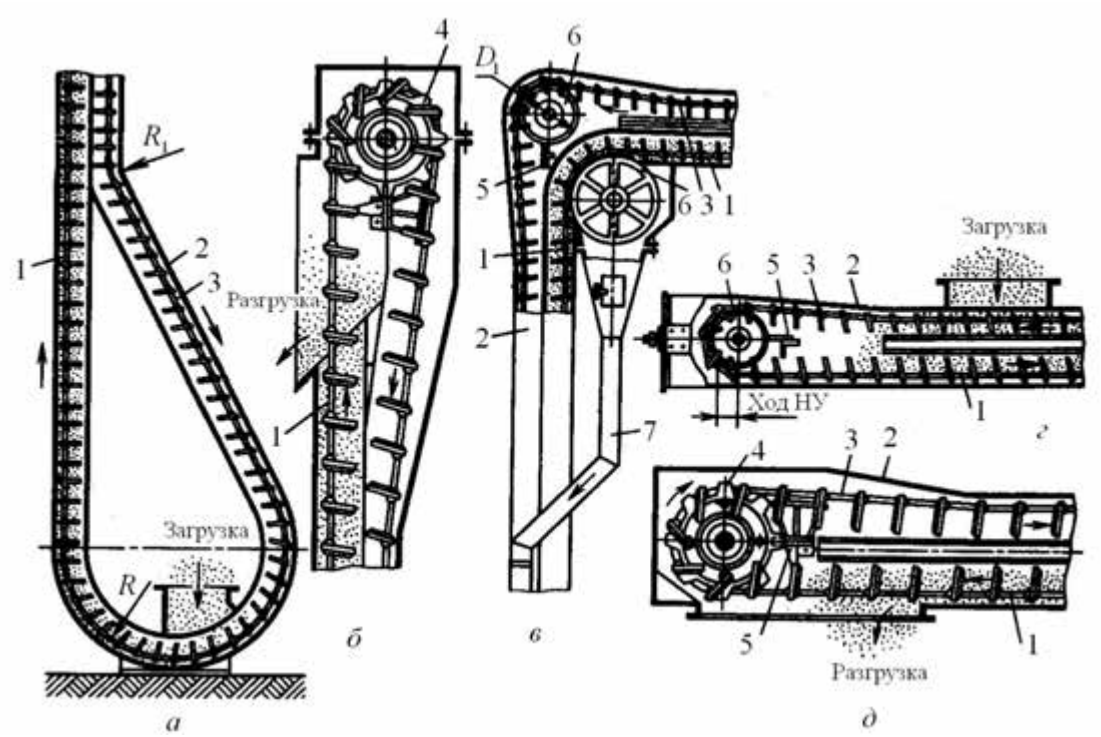



Рис. 10 транспортних елементів із контурними двірниками:

а, б - розташування зон завантаження і ланцюгового конвеєра з вертикальними ділянками; в - частина траєкторії повороту; барабан;

7 - Обхідна лінія для повернення пролитого вантажу

До переваг контурних скребкових конвеєрів відносяться: вузькі колії; Можливість проміжного завантаження; Різні маршрути подорожей. Недоліками контурних скребкових конвеєрів є: значне зношування скребків, ланцюгів і жолобів; Перевезення липких вантажів де вантажів із твердими включеннями неможливе.

Тяговим елементом конвеєрних ланцюгів є ланцюг, виконаний з жолобчастих де вилчастих пластин. Контурні двірники виготовляються зі сталі, чавуну чи пластику і кріпляться до ланцюгів чи виготовляються як єдине ціле зі ланками ланцюга.

## 8. Трубчастий скребковий конвеєр

Вони показують траєкторії різної конфігурації у вертикальній та горизонтальній площинах, а також у просторі (рис. 11). Вони використовуються для транспортування пилоподібних, порошкоподібних, зернистих та дрібнокускових вантажів (з розміром частинок у 5–10 разів менше внутрішнього діаметра труби): будівельних матеріалів, продуктів харчування де хімічної продукції.

Трубчасті скребкові конвеєри застосовуються не тільки як самостійні транспортні одиниці, але і в складі технологічних ліній у різних галузях промисловості. хімічної та нафтохімічної промисловості; у металургійному виробництві.

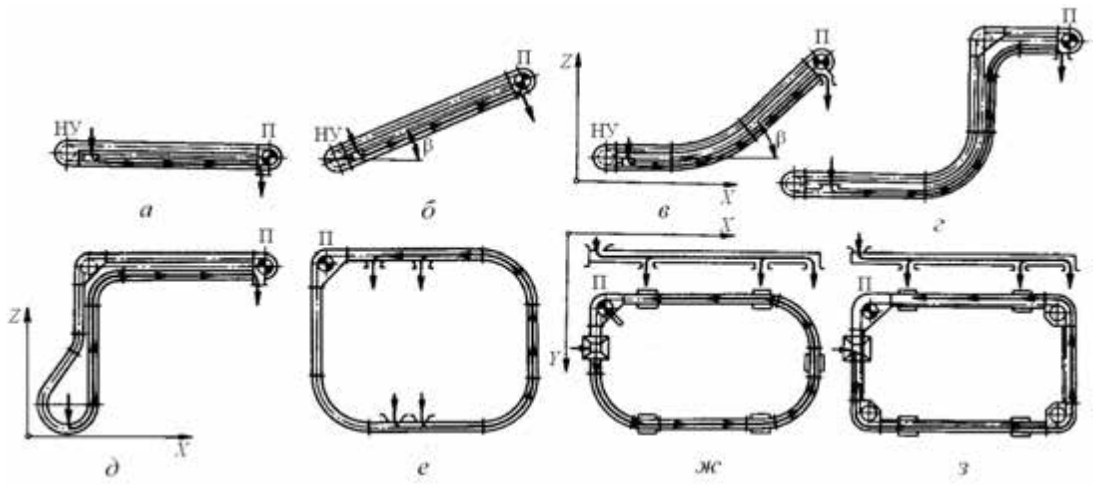



Рис. 11. Вертикальні та горизонтальні схеми закриття

Трубчастий скребковий конвеєр

Ланцюг з круглими де прямокутними скребками (залежно від форми труби) рухається в закритій трубі та транспортує сипучі матеріали безперервним потоком. Скребки повністю перекривають переріз труби, забезпечуючи ефективне переміщення сипких матеріалів.

Привід ланцюга здійснюється через варіатор, а основне натяг - через натягувач на частині труби, що обертається (рис. 12). Пристрій для чищення.

Вигини в горизонтальній та вертикальній площинах досягаються за рахунок обертання блоків, шестерень де вигнутих секцій труб.

Основні параметри трубчастих скребкових конвеєрів: продуктивність від 4 до 35 м3/год; Швидкість руху 0,16-0,4 м/с; Довжина прямих ділянок 60 м; Висота до 20 м; загальна довжина траси до 80 м; Кут нахилу злітно-посадкової смуги до 40 º.

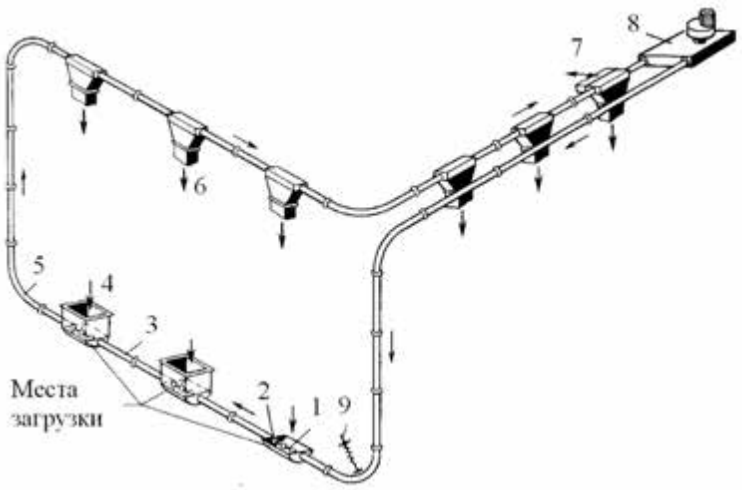



Рис. 12. Схема трубчастого скребкового конвеєра:

1 - ланцюг; 2 - скребок;

Переваги трубчастих конвеєрів: - простота конструкції; герметизація; Різні маршрути подорожей; Можливість використання стандартних трубок та ланцюгів; Високий коефіцієнт заповнення труби. До недоліків можна віднести підвищене зношування шлангів і щіток, особливо на звивистих трасах при транспортуванні абразивних вантажів.

Приводним елементом трубчастих скребкових конвеєрів є ланцюг зі знімними пластинчастими кільцями з кроком 80 де 100 мм; калібрований круглоланковий ланцюг; У поодиноких випадках використовується мотузка.

Скребки є опорними елементами трубчастого скребкового конвеєра. Вони виготовляються зі сталі, чавуну, пластику де гуми, мають товщину від 10 до 20 мм і кріпляться до ланцюга зварюванням де пригвинчуванням. Скребки можуть бути встановлені центром, симетрично де асиметрично на приводному ланцюгу.

Крок скребка ас вибирається в залежності від кроку приводного ланцюга tc і діаметра труби D. Крок скребка повинен бути кратний двом крокам ланцюга. Передбачається, що діаметр скребка на 10–15 мм менший від внутрішнього діаметра труби. Відділення скреперів

$$ac = до_1 T_{\text{Робити}} = до_2 Д, \quad (7.15)$$

ДЕ $до_1$, k2 – розрахункові коефіцієнти

Привід для звичайних трубчастих скребкових конвеєрів з шестернею і редуктором.

Натяжний пристрій – гвинт, пружинний гвинт та вантаж, хід натягу – мінімальний крок ланцюга 1,6. Пристрої повернення ланцюги конвеєра (рис. 13) є плавно вигнутими блоками де шестернями, встановленими в закритому корпусі з оглядовими люками де плавними вигинами жорсткої труби радіусом 1,2-2 м.

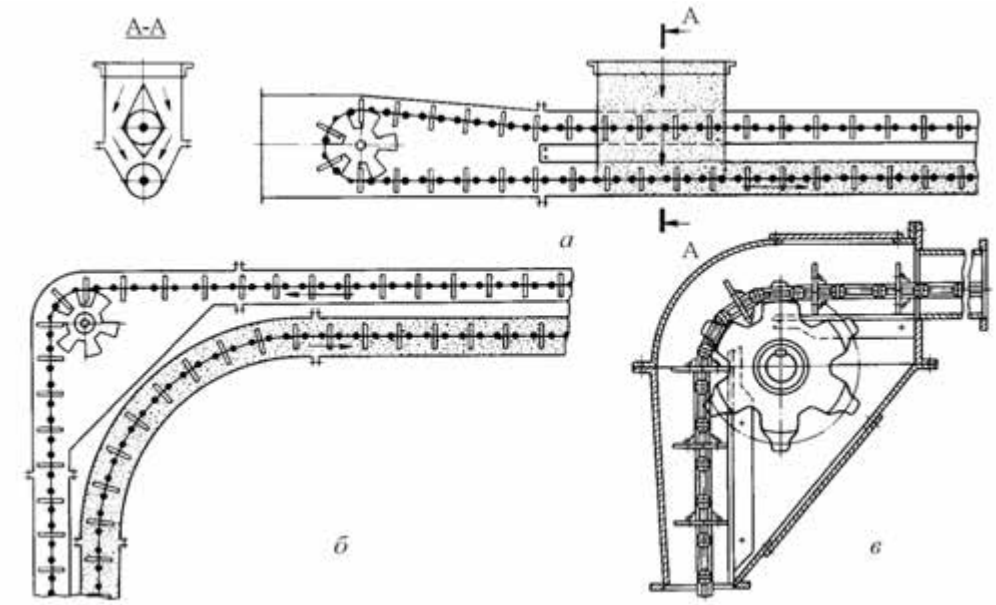



Рис. 13. Схеми елементів трубчастих скребкових конвеєрів:

а – приводний пристрій; б, в – поворотний пристрій

Секції середньої частини конвеєрної ланцюги складаються із стандартних труб довжиною від 4 до 6 м і з'єднані між собою різьбовими з'єднаннями. Для огляду та ремонту шасі у відсіках та корпусах встановлені водонепроникні люки.

Очисний пристрій є вібраційним пристроєм з ексцентриком;

При розрахунку трубчастих скребкових конвеєрів на задану проектну продуктивність визначається внутрішній діаметр труби конвеєра і округляється до найближчого значення відповідно до типового ряду.

Розрахунок тяги здійснюється шляхом контурного розрахунку. Для прямих конвеєрних ланцюгів передбачається первинне натяг ланцюга S0 = 500-1000 Н; для комбінованих лінійних конвеєрів S0 = 1500-2000 н.

# РОЗДІЛ 2.

# Обгрунтування конструкції скребкового конвеєра

## 1. Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для розрахунку ланцюгового конвеєра [5] визначаються виходячи з параметрів та габаритів лісопильного заводу. Як вихідні дані, необхідні розрахунку і виконання вправи, використовуються такі параметри:

- Найменування вантажу, що перевозиться;
- продуктивність;
- кут нахилу транспортера щодо горизонту;
- час транспортування;
- об'ємна маса корисного навантаження.

Через силу натягу затискачів рекомендується використовувати ланцюг. Для ланцюгових конвеєрів рекомендується встановлювати різні швидкості залежно від типу вантажу та типу ланцюга.

Коефіцієнт заповнення простору між затискачами ψ - це відношення обсягу частини заряду, що знаходиться між двома сусідніми затискачами, до обсягу зразка. Значення вибирається за таблицею залежно від кута нахилу поздовжньої осі конвеєрної ланцюги щодо горизонталі, відношення кроку опор до їхньої висоти та гранулятора.

Відношення ширини опор tc до їхньої висоті h слід приймати рівним n=tc/h=2,5...3, відношення довжини опор до їх висоті h повинно бути в межах /0,2.

## 2. Розрахунок конструкції

***1.*** Висота опор визначається формою опори:

$$h = \frac{Q}{3600V \cdot \gamma \cdot b \cdot \psi \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{ М}$$

де b - Довжина опори.

З існуючих конструкцій даного типу транспортного засобу приймаємо ширину цистерни.

***2.*** Маса вантажу для конвеєрної ланцюги довжиною 1 м визначається за формулою:

$$q_{\text{в}} = \frac{Q}{3{,}6V}, \text{ кг/м}$$

***3.*** Визначаємо масу кузова причепа на 1 м довжини перевезення:

$$q_m = k' \cdot q_{\text{в}}, \text{ кг/м}$$

де k' - емпіричний коефіцієнт пропорційності між лінійною масою вантажу та тяговим інструментом.

***4.*** Визначимо сили підтримки руху вантажу, що виникають під час навантаження за зміни швидкості вантажу від 0 до швидкості тягача.

$$W_1 = \frac{\text{Q}}{3{,}6\psi \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{ Н}$$

***5.*** Підтримуюче зусилля руху бічних гілок конвеєра визначається так:

$$W_2 = (q_{\text{в}} + q_m) \cdot (\varpi_\delta \cdot \cos\beta + \sin\beta) \cdot L \cdot g, \text{ Н}$$

***6.*** Визначимо опорні сили для переміщення нерухомої частини конвеєрної ланцюги під час руху веденої частини по підлозі:

$$W_3 = q_m \cdot L \cdot g \cdot (\varpi'_\delta \cdot \cos\beta - \sin\beta), \text{ Н}$$

ДЕ$\varpi'_\delta$- Коефіцієнт підтримки рухів неактивної частини конвеєрної ланцюги.

значення коефіцієнта$\varpi'_\delta$Якщо між хомутами де ланцюгами на бічних поверхнях каналу де бічних поверхнях прямої лінії немає тертя, то коефіцієнти тертя гайки і хомута на прямій лінії однакові.

***7.*** Визначимо тягову силу (зусилля), що відповідає сумі всіх сил, що підтримують рух:

$$\text{Ft} = (\text{W1} + \text{W2} + \text{W3}) \cdot \text{c}, \text{ Н}$$

де c=cm-cn - коефіцієнт, що враховує опору в буксах

і втрати при перевищенні жорсткості ланцюга через вигин на зірочках і стійках, натягувачах і опорних рамах.

**8.**Визначаємо замикаючий натяг троса натяжного елемента, що проходить уздовж колеса зі спицями (без урахування динамічних навантажень).

Натяжний елемент ланцюгових конвеєрів не вимагає значного попереднього натягу, оскільки рух створюється приводною зірочкою.

Замикаючий натяг Р і шунт від натяжного елемента до провідного колеса визначаються за формулою:

$$F_{t_{\text{роз}}} = (1{,}5...2{,}0) \cdot F_t, \text{ Н}$$

**9.**Вражаючі здібності нарізної зброї (ланцюгів) визначаються за такою формулою:

$$Q_{\text{руйн}} = k \cdot F_{t_{\text{роз}}}, \text{ Н}$$

де k - Коефіцієнт безпеки.

Для наведених вище розрахунків передбачається, що значення k більше, ніж у перевірочних розрахунках.

$$Q_{\text{руйн}} = 8 \cdot 2060 = 16480\text{Н}$$

Попередній вибір натяжного елемента (ланцюга) повинен відповідати наступній умові:

$$Q_{\text{руйн}} \leq Q_{\text{руйн}}^{\text{табл}}$$

Ми відібрали та зібрали такі дані:

tl - ланцюговий стібок, мм;

$Q_{\text{руйн}}^{\text{табл}}$- Табличне значення руйнівного навантаження, Н;

qL - погонна маса ланцюга, кг/м.

**10.**Визначаємо відстань між дужками:

$$t_c = 5 \cdot t_{\text{л}}\text{мм}$$

**11.**Визначаємо погонну масу опор.

$$q_c = \frac{1}{t_c} \cdot \delta_c \cdot b \cdot h \cdot \gamma_c, \text{ кг/м},$$

ДЕ$\delta_c$- Товщина скребка, м;

$\gamma_c$- Насипна щільність матеріалу, що укладається, кг/м3.

***12.***Вкажемо значення маси фаркопа, що припадає на 1 м довжини автомобіля:

$$q_m = q_л + q_c, \text{ кг/м},$$

ДЕ$q_л$- погонна маса тягового пристрою (ланцюга);

$q_c$- значення погонної маси опор.

Попередження з раніше прийнятим значенням не повинно перевищувати допустимі 5%. Якщо ця продуктивність не досягнута, необхідно перерахувати сили опору та заново вибрати ланцюг транспортного засобу.

***14***. При необхідності перераховуємо сили опори руху та підбираємо ланцюжок транспортного засобу.

***15.***Визначимо динамічне навантаження [10] ланцюга при його зіткненні з дротяною зірочкою.

Слід зазначити, що з швидкостях руху тягових пристроїв $\geq$ 0,2 м/с у розрахунках необхідно враховувати динамічне навантаження. При нижчих значеннях швидкості не має прямого впливу силу, створювану під час транспортування.

Максимальне значення динамічного навантаження визначається за такою формулою:

$$F_д = 6m\left(\frac{\pi V}{Z}\right)^2 \frac{1}{t_л}, \text{ Н}$$

ДЕ$m = (q_в + q_m) \cdot L$кг – маса вантажу, що транспортується, розташованого між опорами, в тій частині тягового пристрою, де поширюється ухил руху.

Оскільки конвеєрна ланцюга спроектована з гвинтовим натягом, а довжина конвеєра становить L≤25 м, ми враховуємо як відому масу конвеєрної ланцюги, так і масу конвеєрної ланцюги.

V – середня швидкість ланцюга ум/с;

tl – крок ланцюга, у якому кожна ланка входить у зачеплення із зубом зірочки;

Z = 15 - Число зубів шестерні.

Коефіцієнт запасу міцності має відповідати умові:

$$до \geq [к]$$

де [k] - допустиме значення коефіцієнта запасу міцності.

Це визначається наступною залежністю:

$$k = \frac{Q_{\text{руйн}}^{\text{табл}}}{F_{\text{д}} + F_{t_{\text{роз}}}},$$

***16.*** З урахуванням і без урахування динамічних навантажень визначаються максимальні та статичні напруження у гілках напруженого тіла.

Якщо натяг затискного елемента при транспортуванні недостатньо, під дією сили притиску затискачі згинаються на кут $\alpha_{\text{.Від}}$. Розмір цього кута визначається рівнянням рівноваги опори як:

$$\text{tg}\alpha_c = \frac{W' h}{t_л \cdot \left(S_{З_{\min}} + W'\right)} \leq [\text{tg}\alpha_c],$$

ДЕ$W'$- підтримуюча сила руху опори;

$t_л$- точка на ланцюгу, до якого кріпиться опора.

ТАК:

Мінімальний натяг ланцюга на ділянці 3 із умови стійкості опори становить:

$$S_{З_{\min}} = W' \left(\frac{h}{t_л \cdot \text{tg}[\alpha_c]} - 0{,}5\right), \text{Н}$$

$$W' = (q_{\text{в}} + q_m) \cdot t_c \cdot \varpi_\delta \cdot g \text{Н}$$

$[\alpha_c]$- допустиме значення кута прогину колони для прямих колон;

Статична напруга та гілки, що відповідають напрузі шестірні, рівні:

$$S_{З_{\text{ст}}} = S_{З_{\min}} + F_{\text{д}}',$$

ДЕ$F_{\text{д}}'$- динамічна сила, що діє на основні гілки:

$$F_{\text{д}}' = 6m' \cdot \left(\frac{\pi V}{Z}\right)^2 \cdot \frac{1}{t_c}, \text{Н}$$

$$m' = (q_{\text{в}} + q_m) \cdot L \text{Кілограм};$$

Максимальний натяг та розмотування на натяжних шківах опор тягового органу:

$$S_2 = \frac{S_{З_{\text{ст}}}}{c} + F_{\text{д}}''.$$

ДЕ$F_{д}^{''}$- динамічна сила, що діє у кутку:

$$F_{д}^{''} = F_{д} - F_{д}', \text{ н.}$$

$$S_{2_{см}} = \frac{S_{см}}{c}.$$

Максимальний натяг та відповідність гілок шестерні (з розрахунком динамічного навантаження):

$$S_{З} = S_{З_{см}} + F_{д}', \text{ н.}$$

Натяг на кінцях приводних зірочок на гілках:

$$S_{1} = S_{зб} = S_{2} - W_{З}, \text{ Н;}$$

$$S_{1_{см}} = S_{зб_{ст}} = S_{1} - F_{д}^{''}, \text{ Н;}$$

Натяг спицьованих коліс на гілках:

$$S_{4} = S_{нб} = S_{З} + W_{1} + W_{2}, \text{ Н;}$$

$$S_{4_{см}} = S_{нб_{ст}} = S_{4} - F_{д}', \text{ н.}$$

***17.***Фактичний коефіцієнт безпеки ланцюга становить:

$$k_{ф} = \frac{Q_{руйн}^{табл}}{\left(S_{4_{ст}} + F_{д}\right) \cdot 1{,}2} > [k]$$

Ми нарешті прийняли канал.

**19.**Давайте прояснимо значення терміна «Цільова група»:

$$F_{t} = S_{нб_{ст}} - S_{зб_{ст}}, \text{ н.}$$

**20.**Визначаємо потужність на валу редуктора та потужність на валу електродвигуна:

$$P_{в} = \frac{F_{t} \cdot V}{102 \cdot g} \cdot c_{0}, \text{ КВт,}$$

де с0 - коефіцієнт, що враховує втрати в зубчастих передачах і підшипниках їх валів.

Необхідна потужність на валу електродвигуна:

$$P_{дв} = К_{п} \frac{P_{в}}{\eta_{m}}, \text{ КВт,}$$

ДЕ$К_{п}$- Коефіцієнт, що враховує трансформацію в момент запуску під навантаженням:$К_{п}$ = 1,2...1,3;

$\eta_m$- Коефіцієнт корисливого передавального акта; з попередніми помилками$\eta_m$ = 0,75...0,95;

**21.**Визначимо діаметр ділового кола та кутову швидкість зубчастих коліс:

$$D_0 = \frac{t_л}{\sin\frac{180}{z}}, \text{ М;}$$

$$\omega = \frac{2V}{D_0}, \text{ Колеса)}$$

**22.**Вибір електродвигуна та визначення передавального числа.

Тепер, коли нам відома необхідна потужність на валу електродвигуна і кутова швидкість валу, розглянемо двигун і відзначимо його основні параметри.

Передатне відношення:

$$u = \frac{\omega_{ном}}{\omega}.$$

# РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА

## 1. Визначення найважливіших параметрів. Основні параметри ланцюгового скребкового транспортера

Вихідні дані:

транспортований вантаж - коренебульбоплоди;

продуктивність Q=50т/год

кут нахилу транспортера до горизонту $\beta = 45°$;

довжина транспортера $L = 5$м.

Користуючись довідковими даними та рекомендаціями приймаємо: швидкість руху ланцюга $\vartheta = 1{,}75$ м/с об'ємна маса вантажу (табл. 1) $\gamma = 0{,}8$ т/м$^3$ коефіцієнт заповнення міжскребкового простору (табл. 2) $\psi = 0{,}57$; відношення кроку скребків до висоти скребка $n = t_c/t = 3$; відношення довжини скребка до висоти скребка (с. 7) $e = b/h = 3$ коефіцієнт, що враховує зміну продуктивності залежно від швидкості ланцюга $k_1 = 0{,}8$; коефіцієнт, що враховує форму скребків, для вгнутих скребків приймаємо $k_2 = 1$.

Використовуючи формулу, що виражає продуктивність транспортера, визначаємо розміри скребків та попередню величину кроку скребків:

$$bh = \frac{Q}{3600 \cdot \gamma \cdot \psi \cdot \vartheta \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{м}^2$$

1. Підставляємо $B = 3{,}0h$, отримуємо:

$$h = \sqrt{\frac{Q}{3600 \cdot 3 \cdot \gamma \cdot \psi \cdot \vartheta \cdot k_1 \cdot k_2}}$$

$$= \sqrt{\frac{50}{3600 \cdot 3 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}57 \cdot 1{,}75 \cdot 0{,}8 \cdot 1}} = 0{,}085 \text{ м.}$$

## 2. Визначення розмірів поперечного перерізу ринви.

Розміри поперечного перерізу каналу залежать від заданої вантажопідйомності Q та обраної швидкості навантаження з урахуванням рухливості вантажу та кута нахилу транспорту.

Висота ринви:

$$h_ж = \sqrt{\frac{Q}{3600 \cdot V \cdot \rho \cdot k_h \cdot k_\beta \cdot \varphi}};$$

$$h_ж = \sqrt{\frac{60}{3600 \cdot 2 \cdot 0{,}7 \cdot 4 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}5}} = 0{,}109 \text{ м} = 109 \text{ мм};$$

Ширина ринви:

$$B_ж = h_ж \cdot K_h;$$

$$B_ж = 109 \cdot 3 = 327 \text{ мм}$$

ДЕ $k_h = 3$– Коефіцієнт ширини каналу.

$h_ж, B_ж$- Корисна ширина і висота жолоба в м².

$\varphi = 0{,}5$ – Коефіцієнт заповнення ринви.

$k_\beta = 0{,}5$– Коефіцієнт зниження продуктивності залежно від кута нахилу ланцюги конвеєра.

$\rho = 0.7$ т/м$^3$- Здається щільність заряду.

$V = 2$ м/с– Швидкість скребків залежить від типу вантажу та ширини скребка.

Ми зупинилися на плоскому скребку.

Скребкові конвеєри шириною 400 мм і менше мають швидкість до 2 м/с; при скребках шириною від 400 до 1200 мм – 0,5÷0,63 м/с.

Висота скребка $h_c$ Беремо на 40 мм більше висоти жолоба.$h_ж$:

$h_c = 149$ мм.

Отриману ширину жолоба округляємо до стандартної ширини, враховуючи зазор 5 мм між жолобом і скребком з кожної сторони.

$B_c = 320$ мм.

Відділення скреперів $l_c$ Припустимо, що воно одно:

$$l_c = (2 \div 4) \cdot h_c;$$

$$l_c = 3 \cdot 149 = 298 \text{ мм}.$$

ДЕ$h_c$- Висота скребка, мм.

Оскільки зерно є рідким наповнювачем, немає необхідності перевіряти розміщення шматків у просторі між скребками.

### 3. Визначте максимальний натяг та оберіть приводний ланцюг.

Максимальний натяг приводного ланцюга:

$$S_{max} \approx 1.1[S_{min} + (q \cdot w_{ж} + q_0) \cdot g \cdot L_{г} + q_0 \cdot w \cdot g \cdot L_{х} \pm q_0 \cdot g \cdot H];$$

ДЕ$L_{г}, L_{х}$– Довжина горизонтальних проекцій завантаженої та розвантаженої гілок ланцюгового конвеєра, м.м.

Н – висота підйому вантажу.

$$H = L_1 \cdot \tan 30 = 30 \cdot 0.577 = 17.3 \text{ м.}$$

$w_{ж}$ – Коефіцієнт опору переміщенню вантажу каналом. Для плоских скребкових конвеєрів приймається наступний коефіцієнт опору руху вантажу:

$$w_{ж} = 0{,}3 \div 0{,}4.$$

$f = 0.5$ – Коефіцієнт тертя об'ємного навантаження об підлогу та стінки каналу.

$w = 0.25 \div 0{,}4$ – Коефіцієнт опору повітря приводу конвеєрної ланцюги (для безроликових кіл)

$q$ - Погонна маса вантажу.

$$q = \frac{Q}{3.6 \cdot V} = \frac{60}{3.6 \cdot 2} = 8.3 \text{ кг/м;}$$

$q_0$ - Погонна маса рухомих частин скребкового конвеєра (тягового ланцюга зі скребками), кг/м.

$$q_0 = k_q \cdot q = 0.5 \cdot 8.3 = 4.15 \text{ кг/м.}$$

ДЕ $k_q = 0.5 \div 0.6$ – Коефіцієнт для одноланцюгових конвеєрів (плоскі скребки).

Має велике значення для важких та коробчатих скреперів.

$S_{min} = 3 \div 10$ – необхідний мінімальний натяг затискного елемента, кН.$S_{min}$7 кН.

$$S_{max} \approx 1.1[2000 + (8.3 \cdot 0.3 + 4.15 \cdot 0.25) \cdot 9.81 \cdot 40 + 4.15 \cdot 0.25 \cdot 9.81 \cdot 40 + 4.15 \cdot 9.81 \cdot 17.3] \approx 4945 \text{ Н}.$$

Динамічна завантаження в рядки:

$$S_{\text{дин}} = \frac{60 \cdot V^2 \cdot L}{z^2 \cdot t_{\text{ц}}} \cdot (q + k_1 \cdot q_0);$$

де L = 40 м - довжина конвеєрної ланцюги;

z = 6 – число зубів на провідній шестірні. 3.3.

$t_{\text{ц}} = 0.80$ м – Розділення ланцюга передачі.

$K_1 = 1.5$ - Коефіцієнт зниження маси, таблиця 3.12.

$$S_{\text{дин}} = \frac{60 \cdot 2^2 \cdot 40}{6^2 \cdot 0.80} \cdot (8.3 + 1.5 \cdot 4.15) = 4842 \text{ Н}.$$

Розрахунковий натяг приводного ланцюга:

$$S_{\text{расч}} = S_{max} + S_{\text{дин}} = 10445 + 8715 = 19160 \text{ Н}.$$

Розрахунковий натяг ланцюга одноланцюжного конвеєра:

$$S^{\text{ц}}_{\text{расч}} = S_{\text{расч}}$$

Розривне навантаження ланцюга:

$$Q_{\text{р}} \geq S^{\text{ц}}_{\text{расч}} \cdot [C_{\text{п}}] = 9787 \cdot 8 = 78296 \text{ Н} = 78{,}3 \text{ кН}.$$

ДЕ$[C_{\text{п}}] = 8$– Коефіцієнт запасу міцності пластинчастого ланцюга:

для конвеєрних ланцюгів із похилими секціями$[C_{\text{п}}] = 8 \div 10$.

Відповідно до ГОСТ 588-81 нами було обрано заповнювач марки М80, основними параметрами якого є:

Руйнівна сила становить щонайменше 80 кН.

Крок ланцюга 80 мм.

## 4. Розрахунок тяги конвеєрної ланцюги.

Опір при постійному русі на прямих горизонтальних ділянках:

для завантаженої гілки:

$$w_{гг} = (q \cdot w_{ж} + q_0 \cdot w) \cdot g \cdot L_{г};$$

$$w_{гг} = (8.3 \cdot 0.3 + 4.15 \cdot 0.25) \cdot 9.81 \cdot 10 = 346 \text{ Н}.$$

для завантаженої гілки:

$$w_{гх} = q_0 \cdot w \cdot g \cdot L_{х};$$

$$w_{гх} = 4.15 \cdot 0.25 \cdot 9.81 \cdot 10 = 102 \text{ Н}.$$

Опір на прямих ділянках підйому:

для завантаженої гілки:

$$w_{гн} = (q \cdot w_{ж} + q_0 \cdot w) \cdot g \cdot L_{г} \pm (q + q_0) \cdot g \cdot H;$$

$$w_{гн} = (8.3 \cdot 0.3 + 4.15 \cdot 0.25) \cdot 9.81 \cdot 30 + (8.3 + 4.15) \cdot 9.81 \cdot 17.3 = 3151 \text{ Н}.$$

для завантаженої гілки:

$$w_{хн} = q_0 \cdot w \cdot g \cdot L_{х} \pm q_0 \cdot g \cdot H;$$

$$w_{хн} = 4.15 \cdot 0.25 \cdot 9.81 \cdot 30 + 4.15 \cdot 9.81 \cdot 17.3 = 1010 \text{ Н}.$$

Для плоских скребкових конвеєрів мінімальний натяг конвеєрного ланцюга регулюється залежно від умов стійкості скребка:

$$S_{p_{min}} \geq \frac{q \cdot l_c \cdot g \cdot h}{t_ц \cdot \csc \varepsilon};$$

ДЕ $l_c$ – відстань між скребками;

$h = 0.8 \cdot h_c = 0.8 \cdot 149 = 119$ мм – Висота, де починається опір руху вантажу.

$t_ц = 80$ мм – без ланцюга;

$$S_{p_{min}} \geq \frac{8.3 \cdot 0.29 \cdot 9.81 \cdot 0.119}{0.80 \cdot 19.1} = 0.183 \text{ кН}.$$

5. **Розрахунок тяги конвеєрного ланцюга було уточнено з використанням методу обходу контуру.**

Ланцюг повинен бути запущений у точці з найнижчою напругою елемента напруги. Для горизонтальних конвеєрів цією точкою є точка сходження натяжного елемента із приводною зірочкою. Для похилих конвеєрних ланцюгів мінімальний натяг може бути у двох точках: у разі у точці 1 чи точці 4.

Мінімальна точка напруги визначається такою умовою:

$$q_0 \cdot g \cdot H > g \cdot q_0 \cdot w \cdot L;$$

$$4{,}15 \cdot 9{,}81 \cdot 17{,}3 > 9{,}81 \cdot 4{,}15 \cdot 0{,}25 \cdot 40;$$

$$704{,}3 \text{ Н} > 407{,}115 \text{ Н}$$

Якщо умова виконується, то точці 4 є недонапруження розтягнутого елемента, тобто. $S_4 = S_{\min}$, інакше точка найменшого напруги перебуває у точці 1, тобто. $S_1 = S_{\min}$.

Оскільки умова виконана, то$S_4 = S_{min} = 2000$ Н.

Якщо слідувати маршруту від точки 4 у напрямку руху, то ми виявимо:

$$S_5 = S_4 \cdot k_{4-5} = 2000 \cdot 1{,}05 = 2100 \text{ Н};$$

$$S_6 = S_5 + (q \cdot w_ж + q_0 \cdot w) \cdot g \cdot L_г \pm (q + q_0) \cdot g \cdot H = 2100 + 3151 = 5251\text{Н};$$

$$S_7 = S_6 \cdot \lambda_{6-7} = 5251 \cdot 1.02 = 5356 \text{ Н};$$

$$S_8 = S_7 + (q \cdot w_ж + q_0 \cdot w) \cdot g \cdot L_г = 5356 + 346 = 5702 \text{ Н};$$

Для визначення напруги в точках 3 ÷ 1 холостої гілки діємо в напрямку, зворотному руху тягового ланцюга:

$$S_3 = S_4 - (q_0 \cdot w \cdot g \cdot L_х - q_0 \cdot g \cdot H)$$
$$= 2000 - (4.15 \cdot 0.25 \cdot 9.81 \cdot 40 - 4.15 \cdot 9.81 \cdot 17.3) = 990 \text{ Н};$$

$$S_2 = \frac{S_3}{\lambda_{2-3}} = \frac{990}{1.02} = 971 \text{ Н};$$

$$S_1 = S_2 - q_0 \cdot w \cdot g \cdot L_х = 971 - 102 = 869 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на провідних колесах:

$$F_0 = S_8 - S_1 = 5702 - 869 = 4833 \text{ Н}.$$

## 6. Вибір двигуна та кінематичний розрахунок приводу.

Потужність двигуна для приводу пластинчастого конвеєра визначається розрахунковим зусиллям тяги на шестернях приводних:

$$P_{дв} = \frac{K_з \cdot F_0 \cdot V}{1000 \cdot \eta_0};$$

ДЕ $K_Ç = 1.15$ – Коефіцієнт запасу потужності двигуна.

$\eta_0 = 0.9$ – Ефективність керування з урахуванням передавальних чисел.

$V = 2$ м/с – швидкість руху секції конвеєрної ланцюги.

$$P_{\text{дв}} = \frac{1{,}15 \cdot 4833 \cdot 2}{1000 \cdot 0{,}9} = 12{,}35 \text{ кВт.}$$

Зі значенням потужності по ГОСТ 19523 - 81 Таблиця 4.2.1

Ми вибрали двигун 4А180М8У3, основні параметри якого:

Потужність – 15 кВт.

Швидкість – 730 хв-1.

$$\frac{T_{\text{Í ÓÑÊ}}}{T_{\text{í î ì}}} \text{ - 1.2}$$

$$\frac{T_{\min}}{T_{\text{í î ì}}} \text{ - 1}$$

$$\frac{T_{\max}}{T_{\text{í î ì}}} \text{ - 2.0}$$

Момент інерції ротора $0.137 \text{ êã} \cdot \text{ì}^{2}$

Швидкість валу шестерні:

$$n_{\text{зв}} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_0};$$

ДЕ $D_0$ – Діаметр ділового кола провідної шестерні.

$$D_0 = \frac{t \cdot z}{\pi};$$

де t = 0,16 - крок ланцюга, м.

z = 10 - Число зубів провідної шестерні.

$$D_0 = \frac{0.8 \cdot 6}{3.14} = 1{,}53 \text{ м.}$$

$$n_{\text{зв}} = \frac{60 \cdot 2}{3.14 \cdot 1{,}53} = 25 \text{ мин}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення між валом двигуна та приводним валом становить:

$$u_0 = \frac{n_{дв}}{n_{зв}} = \frac{730}{25} = 29{,}2.$$

Ми вибрали коробку передач КС1-200, фактичне передатне відношення якої$u_ф = 28$.

Давайте порахуємо похибку:

$$\Delta = \frac{|u_0 - u_ф|}{u_ф} \cdot 100\% = \frac{|29{,}2 - 28|}{28} \cdot 100\% = 4\%.$$

Фактична загальна конверсія відрізняється від розрахункової конверсії менш як 5%.

Швидкість руху приводних ланцюгів визначаємо виходячи з фактичного передавального числа приводу:

$$V_ф = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{дв}}{60 \cdot u_ф} = \frac{3.14 \cdot 1{,}53 \cdot 730}{60 \cdot 28} = 2 \text{ м/с}$$

Давайте роз'яснимо дії організатора:

$$Q_ф = 3600 \cdot B_ж \cdot h \cdot \rho \cdot V \cdot k_\beta = 3600 \cdot 0.32 \cdot 0.149 \cdot 0.5 \cdot 0.7 \cdot 2 \cdot 0.5 = 60 \text{ т/ч}$$

## 7. Розрахунок конвеєрної ланцюги для пуску та гальмування.

*Розрахуйте бігову доріжку, з якої почнете.*

Час запуску скребкового конвеєра:

$$t_п = \frac{J_0 \cdot \omega_{дв}}{\mathrm{T}_{дв_п} - \mathrm{T}_{ст_п}};$$

ДЕ $J_0$ - Зменшення моменту інерції вантажних, транспортних і приводних мас, що поступово і обертально переміщуються.

$$J_0 = \frac{(q + 2 \cdot q_0) \cdot L \cdot D_0^2}{4 \cdot u_0 \cdot \eta_0} + (1 + \varphi) \cdot (J_p + J_м)$$

ДЕ $J_P, J_M$ – Таким чином, моменти інерції ротора електродвигуна передаються на шестірню зчеплення.

$\varphi = 0.15 \div 0.2$ - Коефіцієнт, що враховує масу деталей двигуна, що обертаються повільніше валу електродвигуна.

$T_{íîì} = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{15}{730} = 196.3$ Í ·ì .

$T_{ÄÂ}^{\max} = T_{íîì} \cdot 2 = 196.3 \cdot 2 = 392.6$ Í ·ì .

$$\mathrm{T_{дв_п}} = 0.8 \cdot 392.6 = 314.1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$T_{ÑÒ.Ì}$ - Статичний пусковий момент конвеєрної ланцюги, який подається назад на вал електродвигуна, $Í \cdot ì$ .

$$\mathrm{T_{ст_п}} = \frac{W_{\mathrm{ст_п}} \cdot D_0}{2 \cdot u_0 \cdot \eta_0};$$

$$\mathrm{T_{ст_п}} = \frac{4833 \cdot 1{,}53}{2 \cdot 29{,}2 \cdot 0.9} = 140{,}7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

ДЕ $W_{ÑÒ.Ì}$ - Статичний опір переміщенню затискного елемента під час пуску.

$W_{\mathrm{ст_п}} = (S_8 - S_1) \cdot k_{\mathrm{пс}} = 4833 \cdot 1 = 4833$ Н.

ДЕ $K_{ÍÑ} = 1.0 \div 1.5$ – За рахунок збільшення коефіцієнта опору вибираються вищі значення за складних умов експлуатації та низьких температур.

$$J_0 = \frac{(8.3 + 2 \cdot 4.15) \cdot 40 \cdot 1{,}53^2}{4 \cdot 29{,}2 \cdot 0.9} + (1 + 0.15) \cdot (0.137 + 0.125) = 15{,}1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$t_{\mathrm{п}} = \frac{15{,}1 \cdot 76.4}{314.1 - 170} = 8 \text{ с}$$

## 8. Перевірка міцності та зносу ланцюга

Максимальний натяг ланцюга при запуску бігової доріжки:

$$S_{p_{max}} = \frac{2 \cdot \left(\mathrm{T}_{\mathrm{дв_п}} - \mathrm{T}_{\mathrm{ив}}\right) \cdot u_0 \cdot \eta_0}{D_0} + S_{\mathrm{дин}}$$

ДЕ $T_{ÄÂ.Í}$ - Вибраний пусковий момент двигуна, $Í \cdot ì$ ;

$T_{ÈÂ}$ - момент інерції обертових частин приводу;

$$\mathrm{T}_{\mathrm{ив}} = (1 + \varphi) \cdot \left(J_p + J_{\mathrm{м}}\right) \cdot \frac{\omega_{\mathrm{дв}}}{t_{\mathrm{п}}};$$

$$\mathrm{T}_{\mathrm{ив}} = (1 - 0.15) \cdot (0.137 + 0.125) \cdot \frac{76.4}{8} = 2{,}13\ \mathrm{Н} \cdot \mathrm{м}.$$

$$S_{\mathrm{п}_{max}} = \frac{2 \cdot (314.2 - 2{,}13) \cdot 9.7 \cdot 0.9}{1{,}53} + 4842 = 15559\ \mathrm{Н}.$$

Максимальний натяг ланцюга конвеєра при пуску:

$$S^{\mathrm{ц}}_{\mathrm{п}_{max}} = \frac{S_{\mathrm{п}_{max}}}{C_n};$$

ДЕ $\mathrm{C}_n = 1$ – Нерівномірний коефіцієнт натягу ланцюга.

$$S^{\mathrm{ц}}_{\mathrm{п}_{max}} = \frac{15559}{1} = 15559\ \mathrm{Н}.$$

Фактичний коефіцієнт запасу міцності ланцюга:

$$C_{\mathrm{п}} = \frac{Q_{\mathrm{р}}}{S^{\mathrm{ц}}_{\mathrm{п}_{max}}} \leq [C_{\mathrm{п}}];$$

$$C_{\text{п}} = \frac{80000}{15559} = 5{,}14 \leq 8.$$

Випробування ланцюга на зношування проводиться на основі питомого тиску в стику при безперервній роботі конвеєрної ланцюги та номінальному навантаженні.

Розрахунковий натяг ланцюга для цього випадку визначається за такою формулою:

$$S_{\text{ст}_{max}} = S_8 + S_{\text{дин}};$$

ДЕ$S_8$ - Максимальний статичний натяг ланцюга, що визначається розрахунком натягу.

$S_{ÄÈÍ}$ - Динамічна сила в ланцюзі.

$$S_{\text{ст}_{max}} = 5702 + 4842 = 10544 \text{ Н}.$$

Тиск у ланцюговому ущільненні:

$$P = \frac{S^{Ö}_{ÑÒ.\max}}{A \cdot k_P} \leq [P]$$

ДЕ $S^{Ö}_{ÑÒ.\max}$ - максимальне натяг ланцюга, розраховане при постійному русі ланцюга;

$$S^{\text{ц}}_{\text{ст}_{max}} = \frac{S_{\text{ст}_{max}}}{C_n};$$

А – Площа зіткнення деталей петлі, мм.

$k_P = 1$ - Коефіцієнт виду транспорту, таблиця. 3.14.

$[P] = 30$ Ì Ï à. – допустимий тиск у стику термообробленого ланцюга, табл. 3.15 [1 - 1. с70].

$$S^{\text{ц}}_{\text{ст}_{max}} = \frac{10544}{1} = 10544 \text{ Н}.$$

## 9. Розрахунок гальмівного моменту.

Статичний гальмівний момент на валу двигуна, що перешкоджає руху конвеєрної ланцюги під дією сили тяжіння вантажу на похилій ділянці конвеєрної ланцюги при вимкненому електродвигуні.

$$T_{т.ст.} = [q \cdot q_0 \cdot H - k_0 \cdot (F_0 - q \cdot q_0 \cdot H)] \cdot \frac{D_0 \cdot \eta_0}{2 \cdot u_0};$$

ДЕ $F_0$ - Сила тяги на зубчастих колесах, Н.

Н – висота похилої ділянки, м.

$K_0 = 0.6 \div 0.75 = 0.7$ - Можливе зниження коефіцієнта опору руху.

$$T_{т.ст.} = [8.3 \cdot 9.81 \cdot 17.3 - 0.7 \cdot (4833 - 8.3 \cdot 9.81 \cdot 17.3)] \cdot \frac{1{,}53 \cdot 0.9}{2 \cdot 29{,}2} = -23{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знак "-" означає, що ланцюг не рухається у зворотному напрямку під дією сили тяжіння. Тому гальмо не потрібне.

## 10. Розрахунки міцності основних вузлів та деталей конвеєрної ланцюги.

*Попередній розрахунок приводного валу.*

Виберіть матеріал валу: сталь 40HN - $HB = 229; \sigma_â = 1000 \, Ì \ Ï \ à;$

$\sigma_Ò = 800 \, Ì \ Ï \ à; \tau_Ò = 480 \, Ì \ Ï \ à; \sigma_{-1} = 450 \, Ì \ Ï \ à; \tau_{-1} = 250 Ì \ Ï \ à.$

Перед проектуванням приводного валу конвеєрної ланцюги ми розраховуємо міцність валів на кручення. Діаметр валу в небезпечній зоні визначається з урахуванням умов міцності на кручення при знижених напругах, що допускаються.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}};$$

ДЕ $T$ - Пара.

$$\mathrm{T} = \frac{F_0 \cdot D_0}{2} = \frac{5831 \cdot 0.509}{2} = 1476.4\ \mathrm{Н} \cdot \mathrm{м}.$$

$[\tau] = 30\,Ì\ Ï\ à$ - Допустимий крутний момент.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1476.4 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 30}} 62.6\ \text{мм}.$$

Враховуючи зменшення перерізу валу на величину прорізу, приймаємо$d = 65$ мм.

Для осей зі складним опором виконуємо розрахункову схему (рис. 4): положення опор, величина та напрямок навантаження, що додається до осі, точки її застосування.

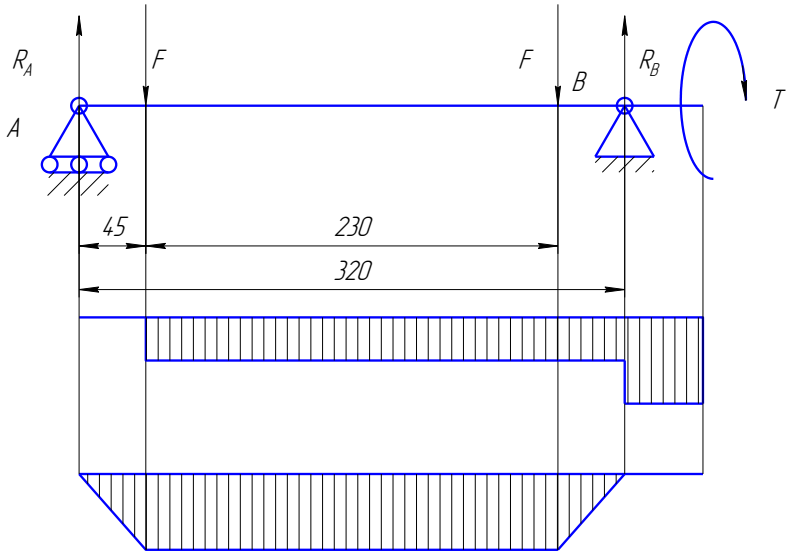



Рис. 15. Схема розрахунку хвиль.

Загальне навантаження на вал

$$F = \overline{S}_{í\,àá} + \overline{S}_{ñá},$$

де Snab = 5702 Н, Scb = 869 Н - вектори напруг у гілках зближення та руйнування розтягнутого елемента за результатами розрахунку напруги.

$$F = 5702 + 869 = 6571 \text{ Н}.$$

Заряджання на концентраторі

$$F_c = \frac{F}{z},$$

ДЕ $z = 2$ - Кількість кубів на осі.

$$F_c = \frac{6571}{2} = 3285.5 \text{ Н}.$$

Пара на дереві

$$\text{Т} = \frac{F_c \cdot D_0}{2} = \frac{3285.5 \cdot 1.53}{2} = 2513 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

ДЕ $D_0$ – Діаметр ділового кола провідних коліс.

За підсумками гіпотези третьої сили момент віднесено до небезпечної частини.

$$\grave{I}_{\ ï\,ð} = \sqrt{\grave{I}^{\ 2} + 0,75\grave{O}^2},$$

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{251^2 + 0.75 \cdot 2513^2} = 2190 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр валу в небезпечній зоні

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{ï\,ð}}{0,1[\sigma]}},$$

ДЕ $[\sigma] = 55\grave{I}\ \ddot{I}\ à$ - допустима напруга для сталі 40ХН;

$$d = \sqrt[3]{\frac{2190 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 55}} = 73,6 \text{ мм}.$$

ми приймаємо$d = 75$ мм.

На підставі попереднього розрахунку проектуємо вал (рис. 5): призначаємо діаметри та довжини окремих ділянок, визначаємо положення шпонкових пазів і т.д.

## 11. Розрахунок важливих з'єднань

Найголовніше для з'єднання - це розрахунок стиснення ключів та слотів:

Кнопки 1 та 2:

$$\sigma_{см} = \frac{2Т}{z \cdot d \cdot l_p \cdot t_2} \le [\sigma_{см}],$$

де Т = 3697 Н * м - крутний момент на валу;

z = 1 – кількість ключів у зєднанні

$d = 85$ мм- Діаметр валу;

$l_р = 160$ мм- корисна довжина ключа;

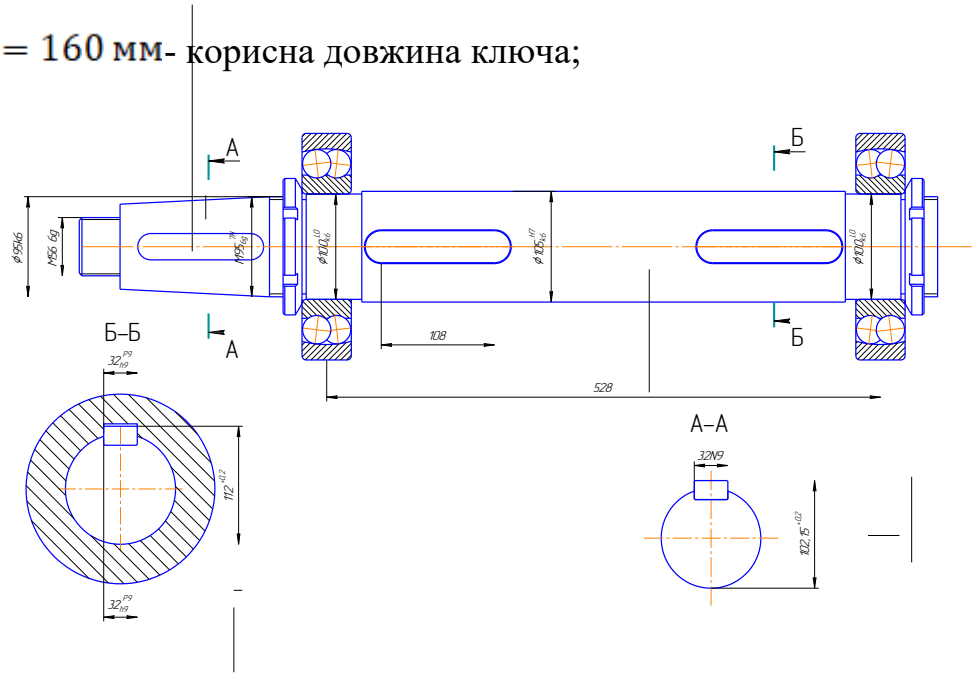



Рис. 16. Функціональна схема приводного валу

скребкового конвеєра.

$$\delta_{см} = \frac{2 \cdot 3697 \cdot 10^3}{1 \cdot 85 \cdot 160 \cdot 5.4} = 100.7 \text{ МПа} < [\delta_{см}] = 120 \text{ МПа}.$$

Ключ 3:

$$\sigma_{ñì} = \frac{2\dot{O}}{z \cdot d \cdot l_p \cdot t_2} \le [\sigma_{ñì}],$$

де Т = 2513 Н * м - крутний момент на валу;

z = 1 – кількість ключів у зєднанні.

$d = 75$ мм- Діаметр валу;

$l_р = 125$ мм- корисна довжина ключа;

$$\delta_{см} = \frac{2 \cdot 2513 \cdot 10^3}{1 \cdot 75 \cdot 125 \cdot 4{,}9} = 109.4 \text{ МПа} < [\delta_{см}] = 120 \text{ МПа}.$$

Міцність ключового з'єднання гарантована.

## 12. Уточнено розрахунок тривалості життя дерев.

Коефіцієнт безпеки для симетричного циклу навантаження з нормальними напругами

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a} \ge [S],$$

для дотичних напруг

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a} \ge [S],$$

Коли нормальні та дотичні напруги діють одночасно

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

,

Напруги кручення та вигину визначаємо за відомими формулами опору матеріалів:

$$\sigma_a = \frac{\grave{I}_{\grave{E}}}{W_o},$$

де MI = 580,65 Н * м - розрахунковий згинальний момент,

$$\delta_a = \frac{251 \cdot 10^3}{41396} = 6{,}06 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{T}{W_p},$$

де Т = 2513 Н * м - розрахунковий крутний момент;

$$\tau_a = \frac{2513 \cdot 10^3}{82793} = 30.4 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнти сумарної концентрації напруги для деталі без технологічного армування визначаються за формулами

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^{\ddot{I}} - 1}{\varepsilon_\sigma};$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^{\ddot{I}} - 1}{\varepsilon_\tau};$$

ДЕ $K_\sigma = 2{,}15, K_\tau = 2{,}05$ - ефективні коефіцієнти концентрації напруги для полірованого зразка;

$K_\sigma^{\ddot{I}} = 1{,}15, K_\tau^{\ddot{I}} = 1{,}15$ - Коефіцієнти стану поверхні;

$\varepsilon_\sigma = 0{,}7, \varepsilon_\tau = 0{,}6$ - Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів деталі;

$$k_{\delta_D} = \frac{2.15 + 1.15 - 1}{0.7} = 3.29;$$

$$k_{\tau_D} = \frac{2.05 + 1.15 - 1}{0.6} = 3.67.$$

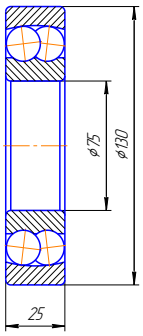
$$S_\delta = \frac{450}{3.29 \cdot 6.06} = 22{,}57;$$

$$S_\tau = \frac{250}{3.67 \cdot 30{,}4} = 2.24;$$

$$S = \frac{22{,}57 \cdot 2.24}{\sqrt{22{,}57^2 + 2.24^2}} = 2.2 > [S] = 1.5$$

*Безпечна відстань гарантована.*

## 13. Підбір підшипників для валів-шестерень.




17. Опорний підшипник вала шестерні

Виберемо дворядний самовстановлюючий підшипник 1215 ГОСТ 5720-75.

Номінальний термін служби підшипника у мільйонах обертів

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

ДЕ $C = 39000$ Н - Каталог динамічної вантажопідйомності вибраного підшипника;

$p = 3$ - індикатор кроку шарикопідшипника;

$P$ - еквівалентне розрахункове навантаження підшипника;

Для радіальних шарикопідшипників з радіальним навантаженням

$$P = V \cdot F_c \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

де Fr = 7,8 кН - радіальне навантаження на підшипник;

$V = 1$ - Коефіцієнт обертання внутрішнього кільця;

$K_\delta = 1,4$ - Коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$ - Температурний коефіцієнт, а $t \le 100\,C^o$;

$$P = 1 \cdot 7.8 \cdot 1.4 \cdot 1 = 10.92.$$

$$L = \left(\frac{39}{10.92}\right)^3 = 45.52 \text{ млн. об.}$$

Розрахунковий термін служби підшипника у годиннику

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n},$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 45.52}{60 \cdot 75} = 10116 \text{ ч} > [L_h] = 8000 \text{ ч.}$$

Термін служби підшипників перевищує рекомендований.

## 14. Попередній розрахунок осі натягу барабана.

Виберіть матеріал валу: сталь 40HN - $HB = 229; \sigma_â = 1000\,Ì\ Ï\ à;$

$\sigma_Ò = 800\,Ì\ Ï\ à; \tau_Ò = 480\,Ì\ Ï\ à; \sigma_{-1} = 450\,Ì\ Ï\ à; \tau_{-1} = 250 Ì\ Ï\ à.$

Для осі була створена розрахункова схема (рис. 6): положення опор, величина і напрямок навантажень, що діють на вісь, точки їх застосування.

Загальне навантаження на вал

$$F = \overline{S}_{í\,àá} + \overline{S}_{ñá},$$

де Snab = 5702 Н, Scb = 869 Н - вектори напруг у гілках зближення та руйнування розтягнутого елемента за результатами розрахунку напруги.

$$F = 5702 + 869 = 6571 \text{ Н}.$$

Заряджання на концентраторі

$$F_c = \frac{F}{z},$$

де z = 2 - кількість кубів на осі.

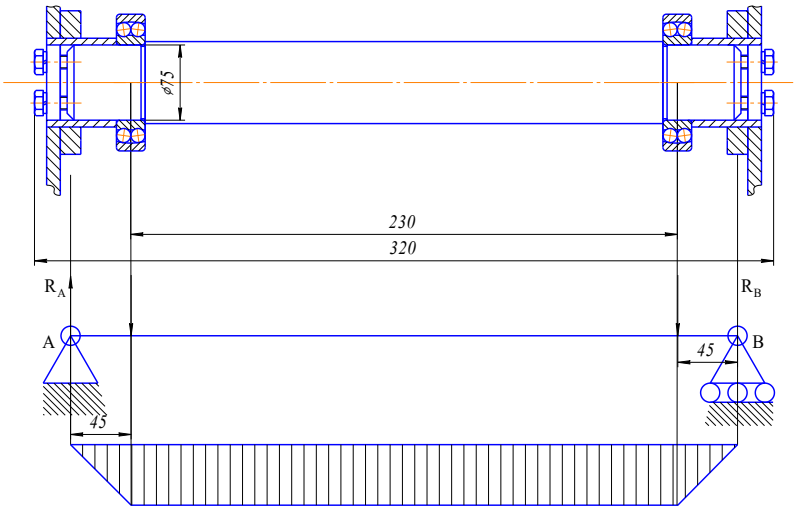



Рис. 18. Діаграма розрахунку осей.

$$F_c = \frac{6571}{2} 3285.5 \text{ Н}.$$

Згинальний момент у розрахунковому перерізі валу

$$\grave{I} = F_c \cdot l_1,$$

$$M = 3285.5 \cdot 0.190 = 624 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр валу в небезпечній зоні

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]}},$$

ДЕ$[\sigma] = 55 Ì \ Ï \ à$ - допустима напруга для сталі 40ХН;

$$d = \sqrt[3]{\frac{624 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 55}} = 48,4 \text{ мм}$$

Приймаємо d=55мм.

На підставі попереднього розрахунку здійснюємо проектування валу (рис. 7): призначаємо діаметри та довжини окремим ділянкам, визначаємо положення шпонкових пазів тощо. буд.

*Уточнено розрахунок ресурсу осі.*

Коефіцієнт безпеки для симетричного циклу навантаження з нормальними напругами

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a} \geq [S],$$

У цій формулі:

$\sigma_{-1} = 450 Ì \ Ï \ à$ - опір втоми гладкого зразка, підданого симетричному циклу згинальних напруг;

$\sigma_a$ - амплітуда номінальних згинальних напруг при симетричному циклі навантаження;

$K_{\sigma D}$ - Загальний коефіцієнт, що враховує вплив всіх факторів на опір втоми при згинанні.

Визначаємо згинальну напругу за формулою міцності матеріалу:

$$\sigma_a = \frac{\grave{I}}{W_o},$$

ДЕ$M = 624$ Н · м- розрахунковий згинальний момент,

$$W_0 = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 50^3}{32} = 12265 \text{ мм}^3$$

$$\delta_a = \frac{624 \cdot 10^3}{12265} = 50.9 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт концентрації напруги в деталі без технологічного армування визначається за формулою

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^{\ddot{I}} - 1}{\varepsilon_\sigma};$$

ДЕ $K_\sigma = 2{,}15$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруги для полірованого зразка;

$K_\sigma^{\ddot{I}} = 1{,}15$ - Коефіцієнт стану поверхні;

$\varepsilon_\sigma = 0{,}75$ - Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів деталі;

$$k_{\delta_D} = \frac{2.15 + 1.15 - 1}{0.75} = 3.067;$$

$$S_\delta = \frac{450}{3.067 \cdot 50.9} = 2.88 > [\delta] = 1.8$$

Безпечна відстань гарантована.

*Вибір підшипника для проміжного валу.*

Вибираємо дворядний самовстановлюючий підшипник 1310 ГОСТ 5720-75 (середньо-вузька серія).

Номінальний термін служби підшипника у мільйонах обертів

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

ДЕ $C = 43{,}6$ кН- Виберемо дворядний самовстановлюючий підшипник 1310 ГОСТ 5720-75 (середньо-вузька серія).

Номінальний термін служби підшипника у мільйонах обертів

$$P = V \cdot F_c \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

ДЕ $F_c = 8{,}7$ кН- Радіальне навантаження на підшипник;

$V = 1$- коефіцієнт обертання внутрішнього кільця;

$K_\delta = 1{,}4$- Коефіцієнт запасу міцності конвеєрних ланцюгів;

$K_T = 1$- Температурний коефіцієнт, а $t \le 100\,C^o$;

$$P = 1 \cdot 8{,}7 \cdot 1.4 \cdot 1 = 12{,}18 \text{ кН.}$$

$$L = \left(\frac{50.7}{12{,}87}\right)^3 = 45.86 \text{ млн. об.}$$

Розрахунковий термін служби підшипника $L_h$ на рік

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n},$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 45.86}{60 \cdot 75} = 10196 < [L_h] = 8000 \text{ ч.}$$

Термін служби підшипників перевищує рекомендований.

## 15. Розрахунок металоконструкції ланцюгового конвеєра.

Для вибору параметрів роликів розглянемо найбільшу горизонтальну ділянку конвеєрної ланцюги L1 = 30 м. Оскільки відстань дуже велика, умовно приймаємо відстань між опорами l = 5 м.

На цю ділянку діють розподілені сили металоконструкції, погонна маса частин конвеєра, що рухаються, і погонна маса вантажу. Припустимо, що розглянута сталева конструкція є балкою, що спирається на дві опори. Схема розрахунку представлена на малюнку.

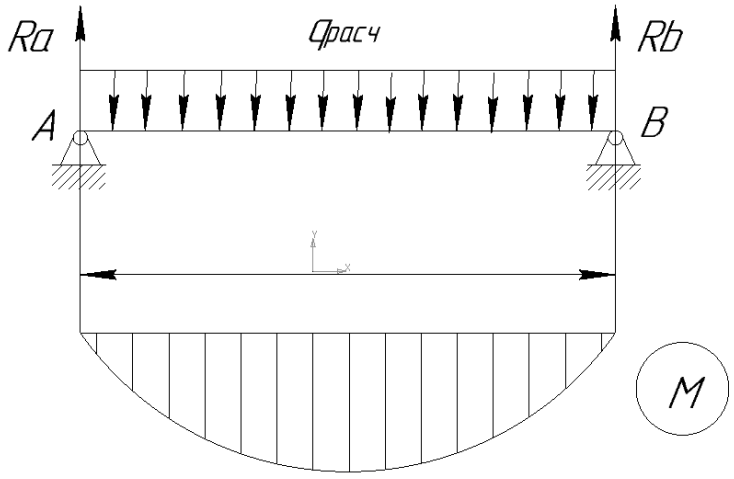



Рис. 19. Схема розподілу навантаження у металевих конструкціях

Сумарне розподілене навантаження визначається:

$$q_{\text{РАСЧ}} = q + q_O + q_{\text{МЕТ}},$$

ДЕ$q$= 8,3 - погонна маса вантажу, кг/м;

$q_O$= 4,15 – погонна маса рухомих частин конвеєрної ланцюги, кг/м;

$q_{\text{МЕТ}}$= 3,71 - погонна маса прокату, кг/м.

За основу розрахунку приймаємо куточок № 6 із гарячекатаної вуглецевої сталі 3 [3.с364].

$$q_{\text{расч}} = 8.3 + 4.15 + 3.71 = 16.16 \frac{\text{кг}}{\text{м}}.$$

Ми визначаємо відповіді на запитання підтримки:

$$R_a = R_b = R = \frac{q_{\text{расч}} \cdot L}{2} = \frac{16.16 \cdot 5}{2} 40.4 \text{ кг}.$$

Максимальний згинальний момент:

$$M_{\text{из}} = q_{\text{расч}} \cdot \frac{L^2}{4} = 16.16 \cdot \frac{5^2}{4} = 101 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Модуль розділу для вибраного профілю:

$$W_{\tilde{O}\text{Đ}\grave{A}\tilde{N}\times} = \frac{M_{\grave{E}\tilde{C}}}{\left[\sigma_{\grave{E}\tilde{C}}\right]}$$

ДЕ$[\sigma_{\text{ИЗ}}]$- Допустима згинальна напруга для гарячекатаної вуглецевої сталі 3$[\sigma_{\text{ИЗ}}] = 170$МПа;

$z$- Кількість опорних балок.

$$W_{x_{\text{расч}}} = \frac{101}{50 \cdot 10^6} = 2.02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 2.02 \text{ см}^3$$

$$W_{x_{\text{расч}}} = 2.02 \text{ см}^3 \leq W_{x_{\text{теор}}} = 3.10 \text{ см}^3$$

*Вимоги міцності вибраного профілю дотримано.*

# РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

## 1. Шляхи підвищення ефективності роботи тягових елементів ланцюгових конвеєрів.

Прийоми забезпечення зносостійкості шарнірних з'єднань – це конструктивні рішення, направлені на покращення умов тертя деталей шарніра: зниження навантаженості поверхонь, що труться, захист деталей від абразивних частинок, використання більш зносостійких матеріалів, заміна тертя кочення – тертям ковзання, виключення зовнішнього тертя в шарнірі за рахунок використання пружних елементів та ін.

Для металомістких конструкцій підвищення довговічності досягається використанням змінних деталей, що дозволяє відновлювати працездатність шарнірного з'єднання шляхом заміни зношеного елемента шарніра новим. Цей прийом найбільш доцільний для механізмів з малою кількістю таких з'єднань.

Резервування зносостійкості шарнірних з'єднань є одним із раціональних прийомів, якщо на деталях, що мають поверхні тертя можна виділити резервні ділянки, зміщення на котрі дозволяє відновлювати працездатність такого з'єднання.

Заміна зовнішнього тертя в шарнірному з'єднанні внутрішнім тертям еластичних елементів шарніра є ефективним засобом підвищення довговічності. Це конструктивне рішення використовується в механізмах підвіски, гусеничних полотнах, а також у транспортерах на основі прогумованого пасу.

Для продовження терміну служби ланцюгових передач збільшують статичний запас міцності, зменшуючи число зубів малої зірочки; передаточне число і т. ін. Однак найбільш суттєвий вплив має спосіб змащування, оскільки змащені опорні поверхні шарнірів ланцюга, якщо забруднені зовні,

знаходяться у більш сприятливих умовах, ніж сухі з більшим доступом для проникнення піску і пилу у шарніри, через що виникає небезпека абразивного сухого зношування. Зношування зубів зірочок відкритих ланцюгових передач сільськогосподарських машин також носить абразивний характер, інтенсифікується пилом і ґрунтовими часточками, що попадають у місце контакту зубів із роликами ланцюга. Швидкість зношування зубів зірочок у границях допустимих значень зношування знижується у міру збільшення тривалості роботи передачі.

Збільшуючи натяг тягових елементів конвеєра, можна досягнути більш стійких коливань полотна і отримати місцеве прискорення, вертикальна складова якого майже на всій довжині буде більшою за складову прискорення вільного падіння, що створить умови для відриву транспортованих частинок від елеватора на всій його площині. Однак із збільшенням натягу різко зростає навантаження на привід конвеєра і вали, а також зношування тягових елементів.

Вибір основних параметрів і оптимальних режимів роботи ланцюгових передач з точки зору *зниження динамічних навантажень* доцільно базувати на принципах регулювання коливань, основними з яких є:

*Усунення чи зменшення збуджувачів*. Загалом, цей шлях передбачає усунення джерела збудження. Проте, це не завжди можливо, тому що джерело збудження динамічних навантажень пов’язане з природою самої конструкції та умовами її роботи. Тому в таких випадках змінюють робочі швидкості з метою зменшення амплітуди коливань. Якщо ж проблема полягає в викликаному резонансі, то усунення цього явища є у виключенні можливості роботи в резонансному режимі.

З метою зменшення коливань в джерела коливань та динамічних навантажень вводять пружні елементи.

*Зміна власної частоти системи.* Головний принцип регулювання коливань вимагає, щоб частота збуджень була далекою від власних коливань системи. Розглядаються два способи реалізації цього принципу на практиці:

варіювання конструктивними параметрами та створення відповідних умов експлуатації ланцюгових передач.

*Зміна моментів інерції ланцюгової передачі*. Зміна моментів інерції ведучої $I_1$ і веденої $I_2$ систем пов'язано із зміною кінетичної енергії. Відомо, що при збільшенні маси системи без зміни потенціальної енергії частота системи зменшується і навпаки.

*Зміна жорсткості та кроку ланцюга і зірочок*. Зміна жорсткості пов'язана із зміною потенціальної енергії системи. При збільшенні жорсткості системи без зміни кінетичної енергії, збільшуються частоти системи. Збільшення жорсткості ланцюгового контура в цілому, а відповідно, і збільшення власної частоти системи можна досягнути шляхом введення у контур пружної натяжної ланки. Цей метод проводить не тільки до зміни власних коливань системи, але і сприяє гасінню поперечних коливань віток, зменшенню зносу ланцюгів та ударних навантажень. Позитивний результат досягається шляхом застосування піддатливості вінця зірочки відносно її ступиці. У результаті зміни жорсткості зірочки і її кроку навантаження на зубці будуть розподілятись рівномірніше і значно зменшаться ударні навантаження.

*Зміна кількості зубців зірочки при незмінному передаточному відношенні і корисному натягу ланцюга.* Збільшення числа зубців зірочки веде до зменшення негативного впливу їх полігонального ефекту.

## 2. Конструктивна пропозиція по підвищенню ефективності роботи скребкових конвеєрів

Невідємним атрибутом роботи скребкових конвеєрів є надмірні енерговитрати, відсутність доочищення вороху та пошкодження коренебульбоплодів при взаємодії з робочими органами конвеєра.

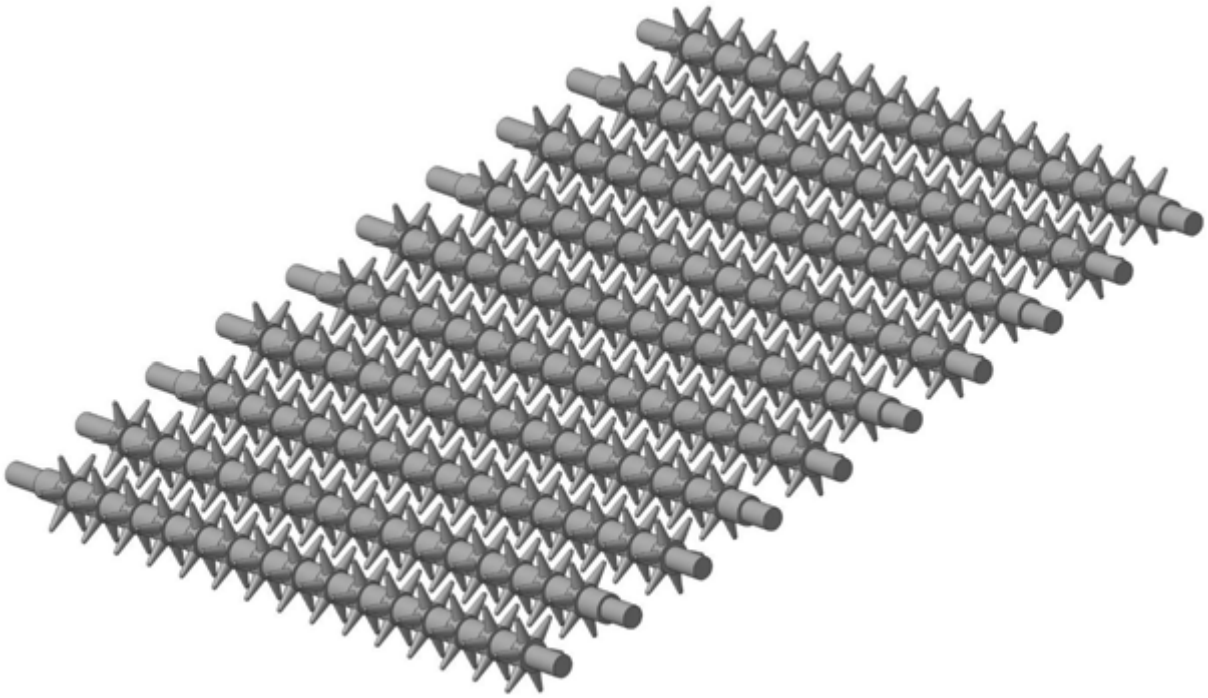
Розробляючи конструкцію пересувного конвеєра для перевалки коренебульбоплодів за мету удосконалення ставилось незначними конструктивними змінами вплинути на технологічні параметри конвеєра та

підвищити його ефективність з точки зору підвищення сепаруючої здатності конвеєра.

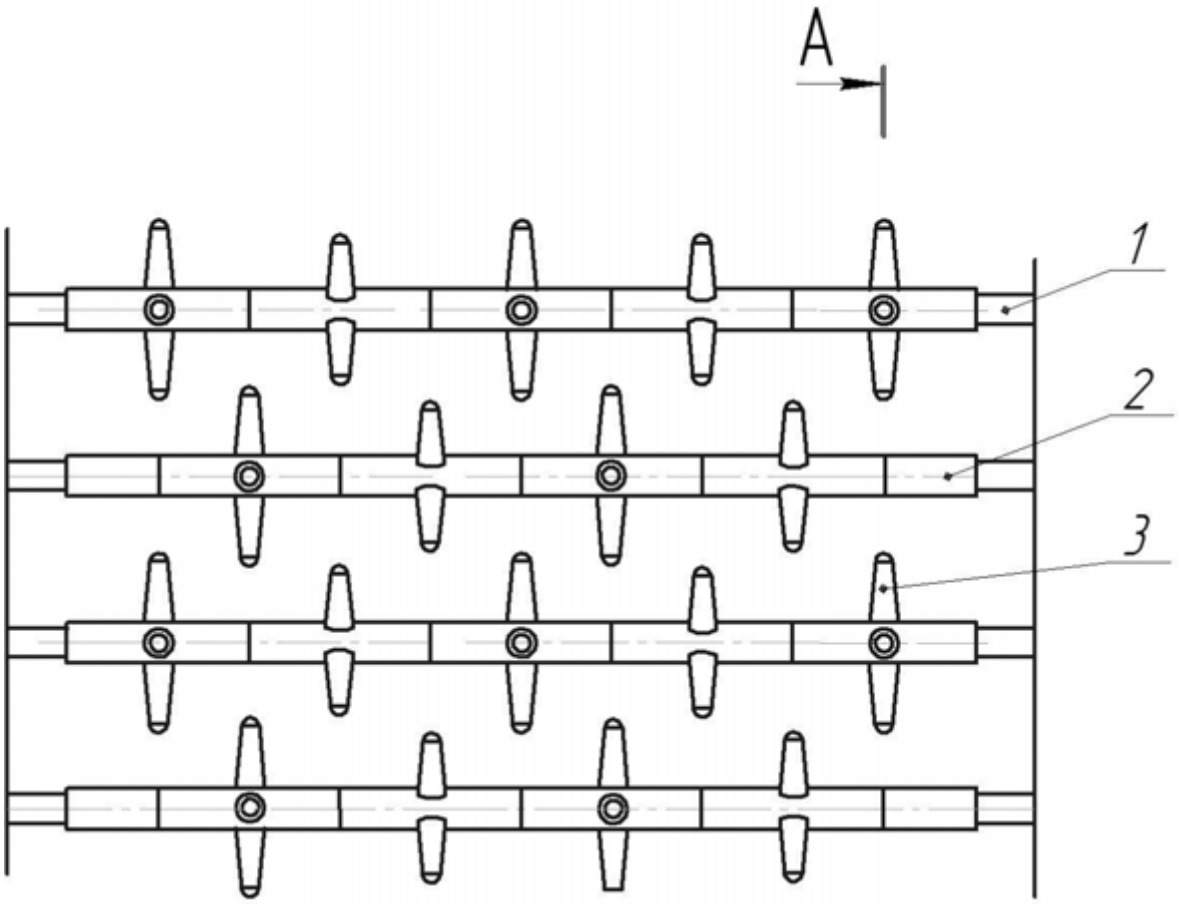
Недоліком загальноприйнятої конструкції слід вважати пошкодження коренебульбоплодів при контакті їх із металевою поверхнею скребків і недостатнє їх очищення від ґрунту.

Конструкцією ставиться завдання усунути травмування коренебульбоплодів і підвищити сепарувальну здатність транспортера.

Поставлене завдання досягається тим, що скребковий конвеєр, який складається з нерухомого жолоба і містить в нижній його частині прутки, що на які встановлені обертові зірочки з променями у вигляді певної кількості конічних заокруглених у верхівці гумових пальчиків. Робоче полотно , яким рухаються коренеплоди утворене гумовими пальчиками зірочок, які сприймають на себе і амортизують ударні навантаження коренебульбоплодів, знижуючи їх пошкодження і зчищують грунт з поверхні коренеплодів при х преміщенні вздовж твірної жолоба.

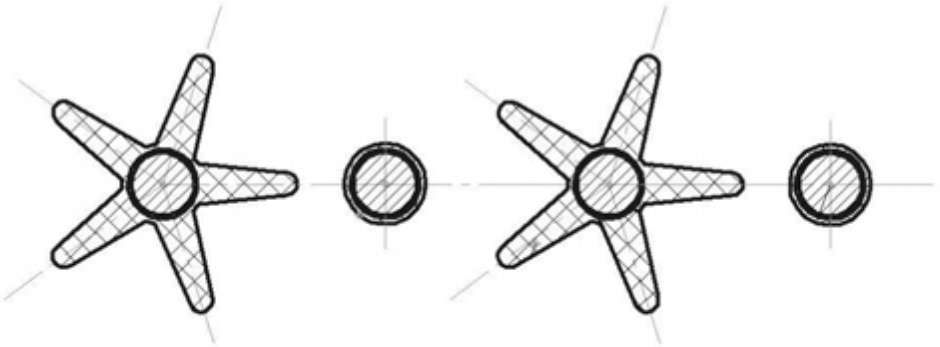


На фіг. 1 зображено загальний вигляд нижньої частини жолоба скребкового конвеєра, вигляд зверху; на фіг. 2 – розріз А – А.




Фіг. 1

А–А



Фіг. 2

Полотно яким рухаються коренеплоди складене з прутків 1, двох втулок 2, та зірочок 3. Зірочка 3 має відповідну кількість променів, а кожен промінь зірочки являє собою конічний гумовий пальчик, заокруглений у верхівці. Висота і кількість пальчиків, розміщення зірочок на сусідніх прутках, а також відстань від осей обертання двох сусідніх зірочок підібрані з урахуванням того, щоб коренебульбоплоди в процесі руху доторкались лише до пальчиків. Товщина пальчика у контактній зоні і його заокруглення не спричиняє пошкодження коренебульбоплода.

Завдяки контакту коренебульбоплода з гумовими пальчиками і випадковим потраплянням їх в западини на його поверхні відбувається ефективне їх очищення, а також додаткове самоочищення робочої поверхні конвеєраа під час провертання зірочки навколо власної осі.

# РОЗДІЛ 5
# ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ І ЗАХИСТУ НА РОБОЧОМУ МІСЦІ

## 1. Загальні правила безпеки робочому місці.

Кінцева відповідальність за охорону праці та техніку безпеки в компанії лежить на керуючому директорі, якому підпорядковуються провідні спеціалісти та керівники виробництва на підконтрольних йому підприємствах. Ви повинні постійно забезпечувати здорові та безпечні умови праці.відповідно до вимог, правил та норм охорони праці та техніки безпеки.

Обов'язки інженера з охорони праці виконує головний інженер, який організує роботу з охорони праці відповідно до планів, затверджених керівництвом підприємства-власника.

З метою попередження травматизму та обмеження впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів на здоров'я відповідно до вимог з охорони праці [4] на сільськогосподарських угіддях. У виробництві реалізуються різноманітні заходи:

- Є приміщення, де співробітники можуть взяти участь у навчанні з техніки безпеки.
- Знаки безпеки розміщуються у небезпечних місцях, особливо у потенційно вибухонебезпечних зонах. Деякі частини притроїв забарвлені у червоний колір;
- Кнопки запуску, робочі та інструменти встановлені, так щоб неправильно їх використати було просто неможливо;

- До роботи на машинах та устаткуванні допускаються особи, які досягли 18 років, пройшли навчання з техніки безпеки та знайомі з експлуатацією машин та обладнання;
- Співробітники мають необхідні ресурси, адаптовані до їхньої професії,спеціальний одяг та засоби захисту;
- виробництво комерційна будівля власний Санітарні та житлові приміщення обладнані внутрішнім та зовнішнім освітленням, вентиляцією та опаленням;
- Усі працівники виробничих підрозділів проходять щорічний медичний огляд у лікарні;
- При переході працівників від одного робочого місця до іншого потрібні додаткові заходи.
- Інструкції з техніки безпеки.

Для запобігання пожежам проводиться низка протипожежних заходів:

- Пально-мастильні матеріали та інші легкозаймисті матеріали зберігаються у спеціально відведених місцях, де заборонено куріння та використання на відкритому повітрі;
- Виконання робіт із заземлення та блискавкозахисту у промислових будівлях, цехах та складах;
- Виробничі приміщення та склади оснащені панелями з повною комплектацією вогнегасники та запірні клапани для води.

### 5.2. Безпека під час роботи з конвеєрними ланцюгами.

Ланцюгові конвеєри є найважливішим засобом механізації та комплексної автоматизації транспортних та вантажно-розвантажувальних процесів. У технологічних процесах транспортування сировини та інших вантажів застосовуються стаціонарні та пересувні транспортні засоби різних типів та конструкцій, як підвісні, так і горизонтальні. Ланцюгові, ремінні, кронштейнові, підлогові, ковшові, шнекові, вібраційні та інші. Запобігати травмам, спричиненим рухомими частинами конвеєрних систем (привідні та

натяжні пристрої, барабани перемикання, опорні та натяжні ремені, датчики ухилу тощо, шківи, муфти, кінці валів тощо) на відкритих майданчиках, доступних для обслуговуючого персоналу та обслуговуючого персоналу. Їх необхідно захистити ящиками чи металевою сіткою. Тяжкі вертикальні рухомі позиції повинні бути обгороджені на висоті не менше ніж 2 м від землі.

Користування конвеєрами дозволяється лише особам, які пройшли перед початком використання відповідний інструктаж (навчання) з охорони праці. Огляд, перевірка опору всіх частин, наявності заземлення та справності електроустаткування. Як тільки ви переконаєтеся, що конвеєрний транспорт справний, ви можете ним користуватися.

Усунення несправностей, регулювання та перевірка системи блокування, натяг ланцюгів і ременів, змащення тертьових поверхонь та очищення конвеєрних систем. Коли транспортний засіб повністю зупиняється, електродвигун зупиняється, а кнопка запуску блокується, що запобігає повторному запуску. При виконанні цих робіт необхідно обов'язково прикріпити до пускового пристрою табличку з написом: "Не запускати - ведуться роботи!"

Оповіщення.

Органи управління (важелі, кнопки тощо) розташовані в точках, які забезпечують адекватний контроль за стрічкою конвеєра під час роботи. Транспортні засоби обладнані звичайними та світловими сигналами (сирена, дзвінок, ліхтар), що попереджають про роботу чи виникнення аварійної ситуації.

# СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3-х т. Т. 3.– 5-е узд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 559с., ил.

2. Зуев Ф.Г., Потков Н.А., Полухин А.И. Подьемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1985. – 320 с. ил.

3. Красников В.В. Подьемно-транспортные машины. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 263 с., ил.

4. Лехман С.Д., Целинський В.П., Козирев С.М., Матохнюк Л.О., Бокотей А.Г. Довіднк з охорони праці в сільському господарстві. – К.: Урожай, 1990. – 400 с.

5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальних режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

6. Любін М.З., Берник П.С. Механізація транспортуючих та вантажопідйомних робіт. Частина 1. – Київ-Вінниця.: Урожай, 1996. – 191 с.

7. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів.: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 195 с.

8. Марковський М.Б., Диденко В.С. Розрахунок відкритих ланцюгових передач. Методичні розробки для студентів інженерних факультетів. – К, 1983. – 30с.

9. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х книгах. – М.: Мир, 1986.

10. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1974.

11. Зенков Р.Л., Івашков І.І., Колобок Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1987. – 432с.

12. Спиваковський А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

13. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.

14. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища шк., 1988. – 424 с

# ДОДАТКИ